



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

**Igoris Burakovas**

**Energijos rekuperavimo automobilio pakaboje tyrimas**

Baigiamasis magistro projektas

**Vadovas**

Doc. dr. Vaidas Lukoševičius

**KAUNAS, 2016**

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

**Energijos rekuperavimo automobilio pakaboje tyrimas**

Baigiamasis magistro projektas  
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

**Vadovas**

(parašas) Doc. dr. Vaidas Lukoševičius  
(data)

**Recenzantai**

(parašas) Doc. dr. Robertas Keršys  
(data)

(parašas) Audrius Povilionis  
(data)

**Projektą atliko**

(parašas) Igoris Burakovas  
(data)

**KAUNAS, 2016**



## KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

---

(Fakultetas)

Igoris Burakovas

---

(Studento vardas, pavardė)

Transporto priemonių inžinerija

---

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Energijos rekuperavimo automobilio pakaboje tyrimas“

### AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA

20 16 m. gegužės 17 d.  
Kaunas

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

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

---

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

---

(parašas)

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

Suderinta:

2015 m. rugsėjo mėn. 5 d.

**MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS**

Išduota studentui: Igoris Burakovas

1. Projekto tema:

**„Energijos rekuperavimo automobilio pakaboje tyrimas“**

**„Research of energy recuperation in car suspension“**

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

2. Projekto tikslas:

Sukurti ir ištirti elektromechaninę pavarą, galinčią rekuperuoti elektros energiją, vykstant pakabos svyravimams.

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai:

- išnagrinėti esamus regeneracinių amortizatorių analogus;
- ištirti pakabos svyravimų energijos rekuperavimo galimybes;
- suprojektuoti rekuperacinės elektromechaninės pavaros prototipą, kuris grįžtamai slenkamąjį judėjimą pakeistų sukamuoju ir jį perduotų mažos galios elektros varikliui;
- nustatyti prototipo generuojamos elektros energijos kiekį.

4. Projekto konsultantai (nurodant projekto skyrius)<sup>1</sup>:

5. Užduoties išdavimo terminas: 2015 m. rugsėjo mėn. 5 d.

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

Vadovas: Vaidas Lukoševičius

(vardas, pavardė)

\_\_\_\_\_

(parašas)

Užduotį gavau: Igoris Burakovas

(studento vardas, pavardė)

\_\_\_\_\_

(parašas)

---

<sup>1</sup> Esant reikalui, suderinus su katedros vedėju

Burakovas, Igoris. ENERGIJOS REKUPERAVIMO AUTOMOBILIO PAKABOJE TYRIMAS. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Vaidas Lukoševičius; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

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

Reikšminiai žodžiai: *automobilis, rekuperavimas, pakaba, pavara, prototipas, svyravimai.*

Kaunas, 2016. 61 p.

## SANTRAUKA

Baigiamajame magistro darbe nagrinėjami regeneraciniai amortizatoriai, jų konstrukcija, veikimo principas. Aprašomi kelio profilio, pakabos elementų ir automobilio judėjimo parametrų įtaka pakaboje išsklaidomos energijos kiekiui. Sudarytas harmoningai žadinamo automobilio pakabos ketvirčio modelis, pagal kurį išvedama pakaboje išsklaidytos energijos skaičiavimo lygtis. Pasinaudojus programa „SolidWorks“ sudarytu rekuperacinės elektromechaninės pavaros prototipo modeliu, sukonstruotas pavaros prototipas, kurį sudaro krumpliastiebio ir krumpliaračio pavara, kuri tiesiaiegi, grįžtamai slenkamąjį judėjimą pakeičia sukamuoju, taip pat vieno veleno ir trijų kūginių krumpliaračių pavara su įpresuotomis kryptinėmis movomis, perduodanti sukamąjį judesį mažos galios, nuolatinių magnetų varikliui, veikiančiam generatoriaus režimu. Transporto priemonių pakabų slopinančių elementų charakteristikų tyrimų stende „BTP 2000“ atliktas prototipo eksperimentas, kurio metu osciloskopu išmatuotos generuojamos įtampos amplitudinės vertės  $U_m$  veikiant skirtingų dažnių  $f$  ir amplitudžių  $A$  harmoniniams svyravimams, panaudojus gautus rezultatus analitiškai apskaičiuota naudingoji elektrinė galia  $P_e$ . Bandymų metu gauta, kad, prototipui svyruojant vidutiniu 0,05–0,125 m/s greičiu  $\bar{v}$ , išmatuotos amplitudinės įtampos  $U_m$  atitinkamai yra 7–17,5 V, o apskaičiuota naudingoji elektrinė galia  $P_e$  yra 1,35–8,33 W.

Burakovas, Igoris. RESEARCH OF ENERGY RECUPERATION IN CAR SUSPENSION: Master's thesis in transport engineering / supervisor assoc. prof. Vaidas Lukoševičius. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

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

Key words: *vehicle, recuperation, suspension, gear, prototype, vibration.*

Kaunas, 2016. 61 p.

## SUMMARY

In this Master's thesis an investigation of the design and working principle of regenerative shock absorbers are carried out. The influence of the road profile, suspension members and vehicle movement parameters on energy dissipated in the suspension is described. Quarter car suspension model of harmoniously excited vehicle is proposed which is used to derive mathematical equation of energy dissipated in the suspension. The prototype of recuperative electromechanical gear is constructed using the „SolidWorks“ model of the prototype which is made of rack and pinion gears which convert linear reciprocating motion into rotational motion, also shaft and three bevel gears with integrated roller clutches which transmit rotational motion to the direct current, permanent magnet electric motor which works in generator mode. The experiment of the prototype is carried out using shock absorber dynamometer „BTP 2000“ and the generated voltage  $U_m$  is measured using oscilloscope when prototype is excited by different frequencies  $f$  and amplitudes  $A$  harmonic oscillations, then results are used to calculate the effective electric power  $P_e$ . Experiments show that when prototype oscillates with an average speed of 0,05–0,125 m/s, the generated voltage  $U_m$  is 7–17,5 V and the calculated effective electric power  $P_e$  is 1,35–8,33 W.

# TURINYS

ĮVADAS .....	5
1. Regeneracinių amortizatorių analogų apžvalga .....	6
1.1. Regeneracinis amortizatorius su hidrauline pavara .....	6
1.2. Regeneracinis elektromagnetinis amortizatorius .....	9
2. Pakaboje išsklaidomos energijos tyrimas.....	13
2.1. Kelio nelygumų charakteristikos .....	14
2.2. Pakabų tipai.....	18
2.3. Kelio nelygumų ir pakabos elementų sąveika .....	26
2.4. Kėbulo svyravimo atvejai .....	30
2.5. Pakaboje išsklaidomos energijos kiekio nustatymo metodika, kai žadininimas yra harmoninis .....	32
3. Elektromechaninės elektros energiją generuojančios pavaros prototipo projektavimas.....	37
3.1. Elektros energiją generuojančios pavaros prototipo sandara ir veikimo principas.....	37
3.2. Prototipo pavaros elementų parinkimas.....	40
3.3. Pavaros kinematiniai skaičiavimai, elektros variklio parinkimas.....	43
4. Eksperimentinis regeneracinės elektromechaninės pavaros prototipo tyrimas.....	48
4.1. Eksperimentinio tyrimo įranga ir tyrimo metodika .....	48
4.2. Eksperimento ir skaičiavimų rezultatai.....	51
IŠVADOS .....	59
LITERATŪRA .....	60

## IVADAS

Konstruojant automobilius, ypač lengvuosius, daugiausia dėmesio skiriama važiuojančiųjų patogumui ir saugumui, todėl, projektuojant pakabas, siekiama, kiek galima labiau padidinti keleivių komfortą, važiuojant nelygiu keliu, pagerinti ratų sukibimą su kelio danga, sumažinti arba visiškai pašalinti galimus judančių pakabos elementų smūgius į automobilio kėbulo konstrukciją. Daug dėmesio skiriama pakabos standumui, jos elementų masių mažinimui ir optimaliam pakabos virpesių slopinimo koeficientui parinkti. Pasyvios pakabos plačiai naudojamos serijiniuose automobiliuose, tačiau tokios pakabos standumo ir slopinimo elementai prastai perduoda energiją į pakabą ir valdo tik kėbulo ir rato judėjimo greitį pagal nustatytas charakteristikas. Tuo tarpu aktyvios pakabos dinamiškai reaguoja į kelio nelygumus dėl to, kad sugeba išnaudoti energiją atsakomiesiems judesiams tarp ratų ir kėbulo. Svarbiausia pakabos funkcija yra užtikrinti automobilio elastingą atramą, kad keleiviai važiuotų patogiai, izoliuoti nuo kelio paviršiaus nelygumų. Dar vienas nemažiau svarbus reikalavimas, keliamas pakabos sistemai, yra tas, kad ji turi stabilizuoti važiuojantį automobilį, kai jis suka, stabdo ir greitėja.

Ratams kylant ir leidžiantis dėl kelio paviršiaus nelygumų poveikio, spyruoklės veikia kaip energijos kaupimo įrenginiai ir dėl to labai sumažina smūgio apkrovos dydį, kuris per pakabą perduodamas į automobilio konstrukciją.

Šiais laikais transporto priemonėms keliami vis didesni degalų ekonomiškumo ir emisijų kiekio mažinimo reikalavimai, todėl automobilių pramonėje gamintojai stengiasi įdiegti naujas technologijas, pavyzdžiui – hibridiniai automobiliai, regeneracinės stabdžių sistemos, variklio cilindro atjungimo sistema, stop–start sistema ir kt., kurių pagalba siekiama, kuo labiau padidinti automobilių efektyvumą. Viena iš dideles perspektyvas turinčių technologijų yra regeneraciniai amortizatoriai, kurie kelio dangos nelygumų sukeltus svyravimus paverčia naudingąja elektros energija.

Darbo tikslas – sukurti ir iširti elektromechaninę pavarą, galinčią rekuperuoti elektros energiją, vykstant pakabos svyravimams.

Uždaviniai:

1. Išnagrinėti esamus regeneracinių amortizatorių analogus;
2. Iširti pakabos svyravimų energijos rekuperavimo galimybes;
3. Suprojektuoti regeneracinės elektromechaninės pavaros prototipą, kuris grįžtamai slenkamąjį judėjimą pakeistų sukamuoju ir jį perduotų mažos galios elektros varikliui.
4. Nustatyti prototipo generuojamos elektros energijos kiekį.

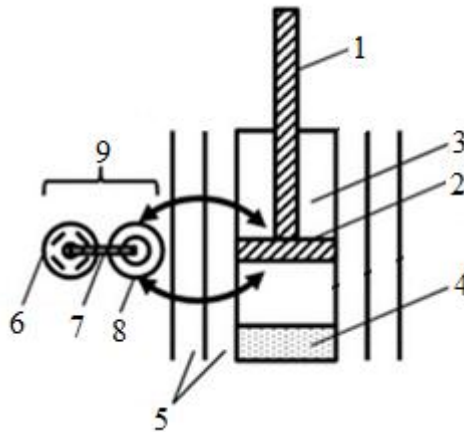


# 1. Regeneracinių amortizatorių analogų apžvalga

## 1.1. Regeneracinis amortizatorius su hidrauline pavarą

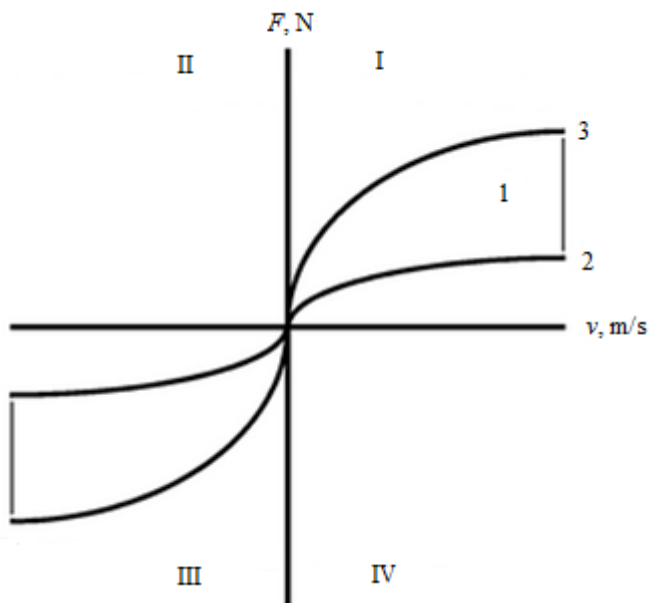
Regeneracinis amortizatorius nereguliarius vertikalius svyravimus ir vibracijas paverčia naudingąja elektros energija, kuri paprastuose amortizatoriuose išsklaidoma šilumos pavidalu.

„ZF“ ir „Levant Power“ korporacijos bendradarbiaudamos sukūrė „GenShock“ technologiją – pirmąją aktyviąją pakabą, galinčią generuoti elektros energiją. Kiekvieno amortizatoriaus išorėje (1.1 pav.) yra sumontuotas valdymo įtaisas (9), kuris yra aktyvios, regeneracinės pakabos pagrindas. Jį sudaro valdymo blokas, elektros variklis (6) ir elektrohidraulinis siurblys (8). Siurblys, kurį varo elektroniškai valdomas elektros variklis, valdo alyvos srautą amortizatoriaus darbinėje kameroje (3) ir reguliuoja jo slopinimą. Šio proceso metu, amortizatoriaus slopinimas yra optimaliai suderinamas priklausomai nuo važiavimo sąlygų, todėl kėbulo svyravimai, atsirandantys staigaus stabdymo metu ir šoninis virtimas yra faktiškai pašalinami [1]. Ratui užvažiuojant ant nelygumo, siurblys sukelia slėgį amortizatoriaus ištraukimo kameroje ir pakelia ratą, taip sumažindamas atstumą tarp kėbulo ir rato. Ratui nuvažiuojant nuo iškilimo, slėgis sukliamas suspaudimo kameroje ir ratas nuleidžiamas žemyn, kad kėbulas išliktų tame pačiame lygyje per visą važiavimą. Sistema naudoja daugybę jutiklių (pvz., ratų ir kėbulo pagreičio jutikliai, vairo pasukimo kampo jutiklis), kad užregistruotų ir numatytų kėbulo judesius, o valdymo blokas siunčia signalus amortizatoriaus hidraulinei pavarai, kuri stabilizuoja kėbulą.

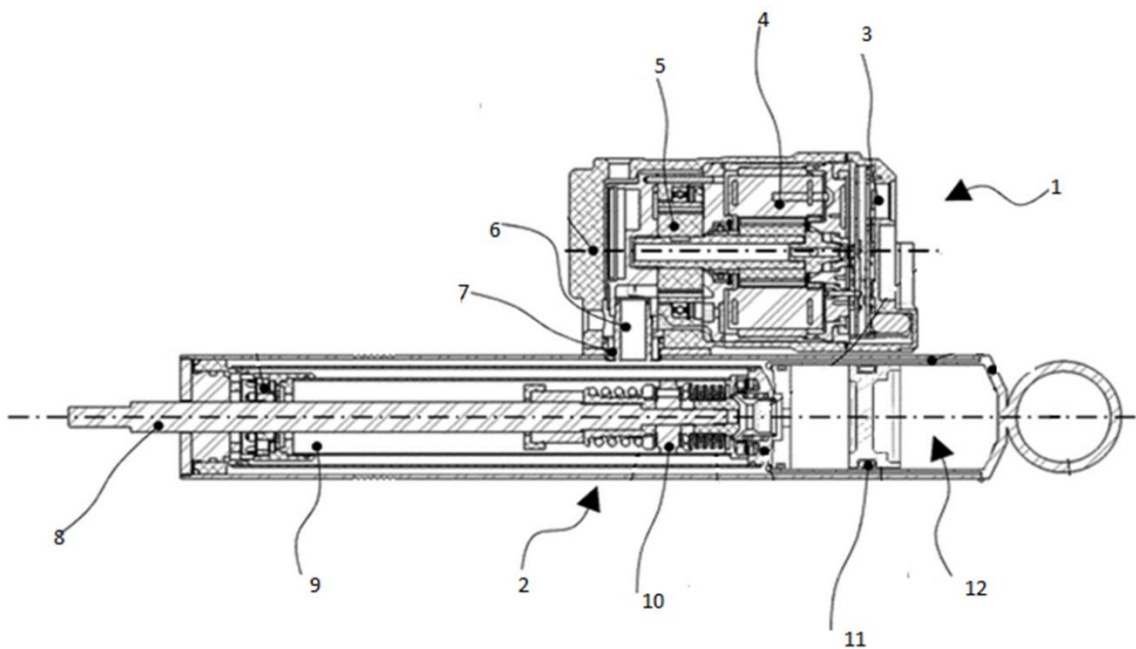


1.1 pav. Regeneracinio amortizatoriaus su hidrauline pavarą schema [1]: 1 – stūmoklio kotas; 2 – stūmoklis; 3 – darbinė kamera; 4 – kompensacinė dujų kamera; 5 – amortizatoriaus alyvos kanalai; 6 – elektros variklis; 7 – mova; 8 – elektrohidraulinis siurblys; 9 – valdymo įtaisas

Regeneracinio amortizatoriaus (1.3 pav.) darbinė kreivė (1.2 pav.) vaizduoja slopinimo jėgos priklausomybes nuo stūmoklio greičio (1). Tokio amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristika gali būti keičiama tarp slopinimo jėgos charakteristikos kreivių, atitinkančių minkštą (2) arba kietą (3) pakabos slopinimą. Tai atliekama pasitelkus elektroniškai valdomą vožtuvą (1.3 pav.) (6), kuris reguliuoja paratekančios alyvos srautą. Pirmasis grafiko ketvirtis atitinka amortizatoriaus stūmoklio ištraukimo taktą, kur pasipriešinimą sukelia siurblio sukuriama jėga, trečiasis ketvirtis – suspaudimą [1].



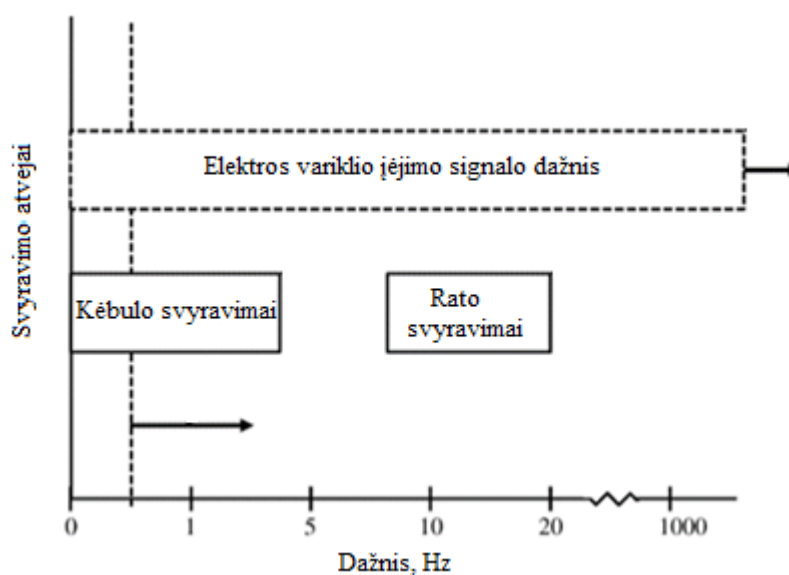
1.2 pav. Regeneracinio amortizatoriaus darbinė kreivė [1]



1.3 pav. Regeneracinio amortizatoriaus su hidrauline pavara konstrukcija [1]:

1 – valdymo įtaisas; 2 – amortizatoriaus korpusas; 3 – valdymo blokas; 4 – elektros variklis; 5 – hidraulinis siurblys; 6 – elektroniškai valdomas vožtuvas, 7 – kanalai jungiantys siurblio korpusą su amortizatoriaus darbine kamera; 8 – stūmoklio kotas; 9 – darbinė kamera; 10 – stūmoklis; 11 – stūmoklis skiriantis darbinę kamerą nuo kompensacinės kameros; 12 – kompensacinė kamera

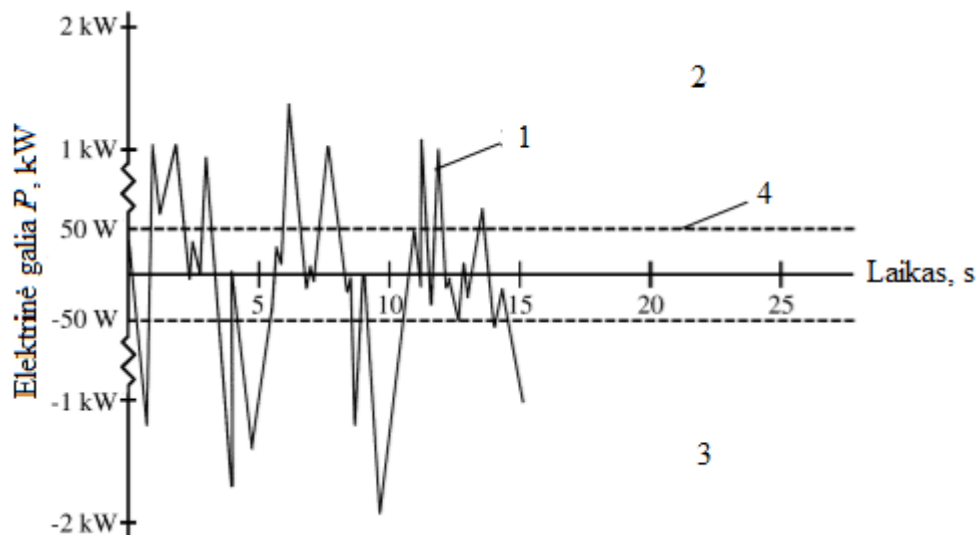
Šio tipo amortizatorius gali dirbti regeneraciniu režimu. Automobiliui važiuojant kelio nelygumais arba vykstant kėbulo svyravimams posūkio, įsibėgėjimo ir stabdymo metu, atsirandantys svyruojamieji amortizatoriaus stūmoklio judesiai stumia hidraulinį skystį pro elektrohidraulinį siurblių ir varo elektros variklį, kuris veikia generatoriaus režimu ir kinetinę skysčio energiją konvertuoja į elektros energiją, kuri grąžinama į akumuliatorių bateriją. Ši energija panaudojama aktyvios pakabos sistemos arba kitų elektros prietaisų maitinimui. Amortizatorius generuoja daugiau elektros energijos, kai automobilis važiuoja prastesnės kokybės keliais ir pakabą veikia didesnės amplitudės ir dažnio svyravimai. Kad sistema veiktų efektyviai, ji suprojektuota taip, kad amortizatorių elektros variklio valdymo dažnis būtų didesnis nei ratų ir kėbulo svyravimų dažnis (1.4 pav.), atsirandančių dėl kelio nelygumų. Įprastomis sąlygomis, sistema veikia 0,5–20 Hz dažnių intervale, jų reakcijos laikas gali būti 1–150 ms.



1.4 pav. Svyravimų, kylančių dėl kėbulo ir rato sąveikos su kelio nelygumais, dažnių intervalai [1]

Amortizatoriaus darbo režimai priklauso nuo kondensatoriuje sukauptos energijos rezervo. Kai energijos rezervas pradeda išsekti, pailgėja sistemos reakcijos laikas ir amortizatorius dirba energiją taupančiu režimu, kol pasiekiamas pakankamas energijos kiekis ir amortizatorius grąžinamas į normalų darbo režimą. 1.5 paveiksle pavaizduotas regeneracinio amortizatoriaus elektrą generuojančio režimo ir darbinio režimo, kurio metu elektros energija yra suvartojama, elektrinės galios kitimas (1) laiko atžvilgiu. Teigiamoji grafiko Y ašies dalis atitinka generuojamą energiją (2)

slopinimo proceso metu, o neigiamoji – energijos (3) suvartojimą. Valdymo blokas valdo amortizatoriaus slopinimą taip, kad suvartojamos ir generuojamos elektros srovės galios kreivės vidutinės reikšmės būtų apytiksliai  $-50$ – $50$  W ruože (4).

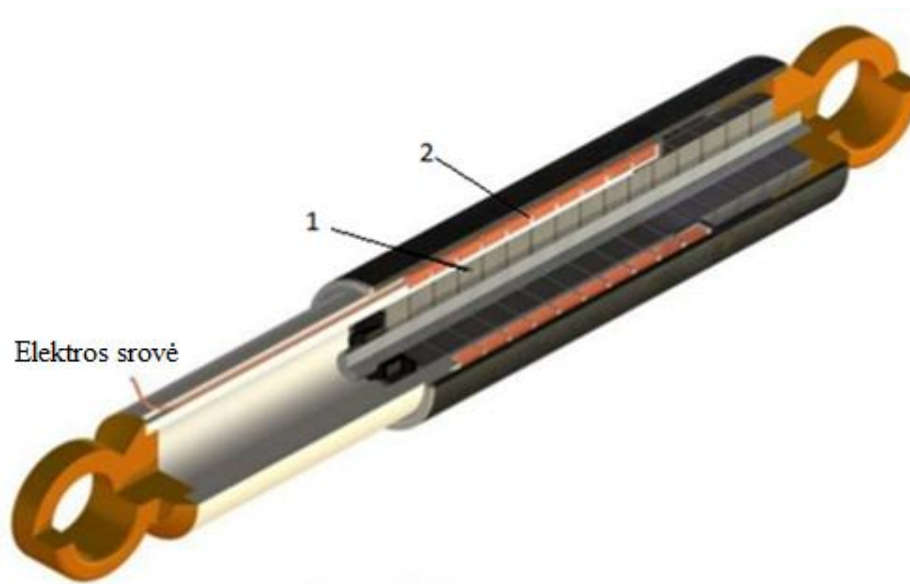


1.5 pav. Elektros srovės galios kitimas laiko atžvilgiu regeneraciniame amortizatoriuje [1]

„GenShock“ technologijos aktyvioji pakaba suderina dinamiškumo, saugumo ir komforto savybes su minimaliu energijos suvartojimu.

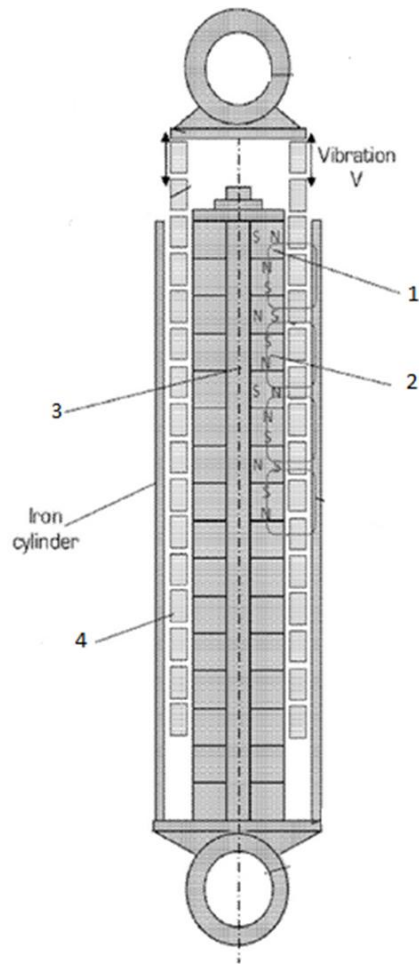
## 1.2. Regeneracinis elektromagnetinis amortizatorius

Regeneracinis elektromagnetinis amortizatorius veikia kaip linijinis indukcinis generatorius ir automobilio svyravimų energiją tarp rato ir amortizuojamos masės paverčia į naudingąją elektros energiją [2]. Amortizatorius (1.6 pav.) sudarytas iš nuolatinių magnetų masyvo (1) ir elektromagnetinių ričių masyvo (2), kurie juda vienas kito atžvilgiu.



1.6 pav. Regeneracinio elektromagnetinio amortizatoriaus sandara [2]: 1 – nuolatinių magnetų masyvas; 2 – elektromagnetinių ričių masyvas

Magnetų masyvas sudarytas iš 3 komponentų (1.7 pav.): cilindro formos nuolatinių magnetų (1), aukšto magnetinio laidumo ir aukštos magnetinio lauko indukcijos tarpiklių (2) ir aliuminio strypo (3), prie kurio tvirtinami magnetai ir tarpikliai. Magnetai išdėstomi taip, kad greta esančių magnetų vienavardžiai poliai būtų nukreipti vienas į kitą ir taip magnetinis laukas nukreipiamas spinduline kryptimi. Magnetų masyvo sudėtyje yra 12 magnetų ir 13 tarpiklių. Išorinis cilindras, pagamintas iš didelio magnetinio laidumo medžiagos, saugo ričių masyvą, sumažina magnetinę varžą ir padidina magnetinio lauko indukciją ritėse (4).



1.7 pav. Regeneracinio elektromagnetinio amortizatoriaus konstrukcija [2]: 1 – magnetas; 2 – tarpiklis; 3 – aliuminio strypas; 4 – elektromagnetinė ritė

Ričių masyvas sudarytas iš 16 varinių ričių, apvyniotų apie vamzdį, kuris turi didelę elektrinę varžą. Vienos ritės aukštis yra lygus pusei magneto su tarpikliu aukščio. Ritės sujungtos su elektros srovės lygintuvu. Generuojamos elektros srovės įtampa priklauso nuo ričių apvijų skaičiaus. Ritės, turinčios 250–300 vijų, generuoja apie 10 V įtampos elektros srovę. Kai ritės svyruodamos kerta magnetų masyvo magnetinį lauką, sukuriama elektrovaros jėga ir ritėse indukuojama kintamoji elektros srovė. Ši elektrovaros jėga veikia kaip slopinimo jėga, mažinanti automobilio kėbulo svyravimus. Dėl ratų sąveikos su kelio nelygumais, automobilio stabdymo ir įsibėgėjimo pakaboje atsiranda virpesiai, sukiantys ričių masyvo judėjimą magnetų masyvo atžvilgiu, ir, vykstant amortizatoriaus ištraukimo ir suspaudimo ciklams, generuojama elektrovaros jėga, kuri panaudojama akumuliatorių baterijos krovimui. Šio proceso metu generuojama kintamoji elektros srovė, kurią išlygina elektros srovės lygintuvas ir konvertuoja ją į nuolatinę srovę. Amortizatorius veikia kaip linijinis elektromagnetinis generatorius, kuris kintamo dažnio, pasikartojančius protarpinius linijinius pakabos svyravimus, kylančius dėl ratų sąveikos su keliu eksploatuojant automobilį normaliomis miesto sąlygomis, paverčia naudingąja elektros energija. Atliktas elektromagnetinio regeneracinio amortizatoriaus bandymas parodė, kad jis gali generuoti apie 2–8 W elektros energijos esant 0,25–

0,5 m/s amortizatoriaus svyravimo greičiui ir 4 tokie amortizatoriai bendrai gali generuoti 256 W [2]. Energijos generavimas priklauso nuo automobilio važiavimo greičio, kuo didesnis greitis, tuo greičiau dėl virpesių kinta magnetinis laukas ir generuojama daugiau elektros srovės. Regeneracinis elektromagnetinis amortizatorius pasižymi aukštu elektros energijos konvertavimo efektyvumu ir srovės generavimo našumu su minimaliais masės nuostoliais, kas yra svarbus veiksnys siekiant užtikrinti mažesnes degalų sąnaudas.

Elektromagnetiniai regeneraciniai amortizatoriai suteikia galimybę valdyti pakabos slopinimą pagal vairuotojo poreikius ir kelio sąlygas, o generuojama elektros energija panaudojama baterijos krovimui, elektros įrenginių maitinimui ar ratų varymui hibridiniuose automobiliuose. Lyginant su kitais regeneracinių amortizatorių tipais, elektromagnetinis amortizatorius pasižymi dideliu efektyvumu, mažu svoriu, kompaktiškumu, be to šio tipo amortizatoriuje nėra trinties, todėl jis nekaista ir nedyla.

## 2. Pakaboje išsklaidomos energijos tyrimas

Projektuojant naujus automobilius, gamintojai ieško naujų būdų, kaip pagerinti jų ekonomiškumo ir ekologiškumo parametrus. Mažinamas kėbulo svoris, tobulinami varikliai, naudojamos naujos degalų rūšys, kombinuojami skirtingi varikliai, hibridinėse pavarose naudojamas regeneracinis stabdymas, daug dėmesio skiriama pakabos standumui, jos elementų masių mažinimui ir optimalaus pakabos virpesių slopinimo koeficiento parinkimui. Tačiau automobiliuose yra mechanizmų, kurie naudoja tam tikrą galios kiekį ne automobilio judėjimui pirmyn, o kitoms pagalbinėms funkcijoms atlikti. Vienas tokių mechanizmų yra amortizatorius, kuris važiavimo metu užtikrina komfortą ir stabilumą, tačiau tam sunaudoja dalį variklio sukuriamos mechaninės energijos [3].

Technškai yra galimybių slenkamai grįžtamo amortizatoriaus judesio mechaninę energiją paversti naudingąja kitos rūšies energija, pavyzdžiui, elektros energija, kuri galėtų būti panaudota elektros variklio varymui arba automobilio akumuliatorių baterijos įkrovimui. Automobilio pakaboje prarandama pakankamai daug naudingos energijos, kuri išsiskiria šilumos pavidalu, todėl prasminga kurti energijos rekuperavimo mechanizmus, kurie suteiktų galimybę šią energiją susigrąžinti.

Amortizatorius mechaninę energiją paverčia šilumine ir tokiu būdu sumažina automobilio naudingumo koeficientą. Pasyviose pakabose amortizatorius slopina virpesius ir yra charakterizuojamas pagal slopinimo charakteristiką. Pasyvios pakabos plačiai naudojamos serijiniuose automobiliuose, tačiau tokios pakabos standumo ir slopinimo elementai prastai perduoda energiją į pakabą ir valdo tik kėbulo ir rato judėjimo greitį pagal gamintojo nustatytas charakteristikas. Pastaruoju metu gamintojai naujų automobilių modeliuose virpesių slopinimui vis dažniau įdiegia adaptyvias ir aktyvias pakabas, kurios dinamiškai reaguoja į kelio nelygumus ir sugeba išnaudoti energiją slopinimo jėgos optimizavimui tarp ratų ir kėbulo. Adaptyvi pakaba yra kompiuterio valdoma pakabos sistema, kuri, pasitelkdama kintamo slopinimo amortizatorius, realiu laiku keičia pakabos standumo charakteristikas ir pašalina praktiškai visus kėbulo svyravimus, ir rato sąlyčio praradimą su keliu, atsirandančius dėl kelio dangos nelygumų, ir užtikrina kėbulo stabilumą dinamiško važiavimo metu. Priešingai nei aktyvios pakabos, adaptyvios pakabos nesukuria kėbulą stabilizuojančios jėgos, kuri važiuojant nelygumais pakelia ratą, taip sumažindama atstumą tarp kėbulo ir rato arba nuleidžia jį žemyn, kad kėbulas išliktų tame pačiame lygyje per visą važiavimą. Vis dažniau automobiliuose diegiant šias pakabas, pakaboje išsklaidomos energijos rekuperavimo klausimas tampa vis aktualesnis siekiant šią energiją panaudoti pakabos slopinimo proceso valdymui ar akumuliatorių baterijos įkrovimui. Kadangi kėbulo virpesiai yra tiesiogiai susiję su energijos



sąnaudomis, reikalingomis pačiam automobilio judėjimui, svarbu nustatyti, koks energijos kiekis išsklaidomas jiems slopinti ir, nuo ko tas kiekis priklauso.

Techniškai įmanoma slenkamai grįžtamo amortizatoriaus judesio mechaninę energiją, pavertus patį judesį į sukamą arba kitokiu būdu, transformuoti į elektros energiją. Nustatyti pakaboje išsklaidomos energijos kiekį galima įvertinus šiuos parametrus [3]:

- kelio profilį;
- automobilio judėjimo greitį;
- pakabos charakteristikas.

## 2.1. Kelio nelygumų charakteristikos

Automobilių kelio paviršius, kad ir labai gero kelio, nėra idealiai lygus. Laikui bėgant, kelias dėvisi, kelio nelygumai didėja. Kelio paviršiaus nusidėvėjimas ir irimas priklauso nuo kelio paviršiaus būklės ir kokybės, temperatūros pokyčių, kelio sankasos kokybės ir transporto srautų poveikio kelio paviršiui. Kelių dangų irimą labiausiai lemia ne bendras eismo intensyvumas, o sunkaus transporto eismo intensyvumas, pavyzdžiui, 50000 lengvųjų automobilių daro tokį patį poveikį dangai, kaip ir vienas pakrautas penkių ašių sunkvežimis. Visi šie faktoriai veikia nevienodai, skirtingais laiko momentais, todėl automobilių kelių paviršiaus nelygumai turi stochastinį (atsitiktinį) pobūdį.

Automobilių kelių dangų būklę lemia šie pagrindiniai rodikliai: kelių lygumas, kelių stiprumas, provėžų gylis, sukibimo koeficientas.

Kelio dangos nelygumai paprastai skirstomi į tris grupes: makroprofilis, mikroprofilis ir dangos šiurkštumas [4].

Makroprofilis – tai išilginio kelio profilio nelygumų bangos ilgesnės kaip 100 m ir kelio vingiai. Šie nelygumai vertinami nagrinėjant automobilių trauką ir dinamiką.

Mikroprofilis – tai nelygumai, kurių bangos ilgis yra 0,1–100 m ilgio, vertinami nagrinėjant transporto priemonių apkrovas vertikalia kryptimi. Šie nelygumai sukelia pakabos žadinimą.

Kelio šiurkštumas – tai nelygumai, kurių bangos trumpesnės už 0,1 m, vertinami modeliuojant pakabos ir padangos darbą.

Modeliuojant automobilio pakabų darbo sąlygas naudojami kelių mikroprofilio parametrai.

Kelio paviršiaus nelygumus galima aprašyti funkcija:

$$z = z(x, y); \quad (2.1)$$

t. y. funkcija dviejų nepriklausomų kintamųjų:  $x$  – ilgis,  $y$  – plotis.

Kadangi mus domina kelio charakteristikos išilgine ir skersine kryptimis, kurios sukelia automobilio ratų, kėbulo ir keleivių svyravimus, todėl galima nustatyti tik tas kelio stochastines charakteristikas, kurios sukelia automobilio virpesius. Darant tokias prielaidas, kelio nelygumus galima nagrinėti dviem stochastinėmis funkcijomis:  $z(x)$  – nelygumų aukštis kelio išilgine kryptimi ir kelio skerspjūvio pasvirimo kampas  $\psi(x)$ . Automobilio judėjimas keliu charakterizuojamas tokiais dydžiais [4]:

$$z(x) = \frac{1}{2}(z_k(x) + z_d(x)); \quad (2.2)$$

$$\psi(x) = \frac{1}{b}(z_k(x) - z_d(x)); \quad (2.3)$$

čia:  $z_k(x)$ ,  $z_d(x)$  – kelio profilio aukštis po kairiuoju ir dešiniuoju automobilio ratais, m;  $b$  – atstumas tarp ratų, m.

Nelygumų banguotumas aprašomas naudojant koreliacinę funkciją arba spektrinę tankį:

$$R_z(l) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{L} \int_0^L z(x)z(x+l)dl; \quad (2.4)$$

$$R_\psi(l) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{L} \int_0^L \psi(x)\psi(x+l)dl; \quad (2.5)$$

$$S_z(\Omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty R_z(x)\cos(\Omega x)dx; \quad (2.6)$$

$$S_\psi(\Omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty R_\psi(x)\cos(\Omega x)dx, \quad (2.7)$$

čia:  $\Omega$  – kelio nelygumų dažnis  $\Omega = \frac{2\pi}{L_h}$ , ciklas/m;  $L_h$  – kelio bangos harmoninė dedamoji, m;  $L$  – kelio ilgis, m.

Abi išraiškos suteikia pilną informaciją apie nelygumų pobūdį. Spektro tankio funkcija geriau atspindi spektro komponentes, skaičiuojant automobilio virpesius, kuriuos iššauks nagrinėjamų charakteristikų mikroprofilis, transporto priemonės pakaboje.

Nepaisant lygčių paprastumo, naudoti šias funkcijas analizei nėra lengva. Tyrimai rodo, kad rezultatai priklauso nuo pasirinkto ruožo ilgio  $L$ , todėl skirtingos kokybės keliams jis būna skirtingas. Tam tikrų keblumų sudaro vidurinės linijos nustatymas, nes ilgesniems kaip 100 m ruožams pradeda reikštis makroprofilio įtaka ir vidurinė linija nėra tiesė. Be to, norint nustatyti

tokiomis lygtimis išreikštus parametrus ir funkcijas, reikalingi ilgai trunkantys tyrimai. Skirtingos kokybės kelių vidutiniai nelygumų aukščiai pateikti 2.1 lentelėje.

2.1 lentelė. Automobilių kelių statistinės charakteristikos [4]

Keliai	Kelio ruožo ilgis, m	Vidutinis nelygumų aukštis, cm
Geros kokybės asfaltbetonio danga	10000	0,8–1,26
Cementbetonis	900	0,5–1,24
Grindinys	900	2,5–3,28
	3200	1,35–2,29
Gruntinis kelias	500	6,34
Periodiškai greiderio lyginamas kelias	350	5,6
	200	7,4
Skreperio lygintas kelias	350	4,15
	200	5,2
Blogos kokybės gruntinis kelias	200	8,7
Nepagerintas kaimo kelias	80–120	15–20

Nedidelio bangos ilgio nelygumų amplitudės aiškiai priklauso nuo kelio dangos rūšies. Kelio dangos tipą tiksliausiai atspindi maksimalios nelygumų amplitudės, esant nustatytam bangos ilgiui.

„Pasaulio banko“ užsakymu buvo atlikti bandymai ir pasiūlytas kelių nelygumo įvertinimo kriterijus – „IRI“ (angl. International Roughness Index), iš kurio aiškėja, kad vertinant kelio įtaką, naudojami arba tiesioginiai kelio įrašai, arba specialios programos–imitatoriai, atkuriantys kelio profilį naudojant Furjė eilutes [5]. „IRI“ kriterijaus privalumas yra tai, kad pagal šią metodiką yra nustatomas suminis kelio nelygumų aukštis pagal vidutinio automobilio „Golden Car“ pakabos žadinimą važiuojant 80 km/val. greičiu.

Kelio naudotojams vienas svarbiausių kelio būklės rodiklių – kelio nelygumas. Nelygumas – tai nukrypimų nuo idealaus išilginio profilio suma. Nelygumas tiesiogiai priklauso nuo dangoje esančių pažaidų (plyšių, išdaužų, iškylių, vėžių ir t. t.) kiekio ir jų išsivystymo laipsnio. Nelygumams įvertinti „Pasaulio Banko“ 1986 m. iniciatyva Tarptautinis kelių nelygumo indeksas „IRI“ naudojamas kelio išilginio profilio aprašymui. „IRI“ yra suminė automobilio pakabos eiga, padalinta iš automobilio nuvažiuoto kelio ilgio matavimo ruože. „IRI“ išreiškiamas metrais kilometrui (m/km) arba milimetrais metrui (mm/m). „IRI“ reikšmės skirtingos kokybės kelio tipams pateiktos 2.2 lentelėje.

2.2 lentelė. Skirtingos kokybės kelių nelygumas „IRI“ vienetais (m/km) [6]

Kelio tipas	Greitkelis	Naujas kelio paviršius	Senas kelio paviršius	Prižiūrimi negrįsti keliai	Sugadintas kelio paviršius	Nelygūs negrįsti keliai
„IRI“, m/km	≤2,0	1,5–3,5	2,5–6,0	3,5–10,0	4,0–11,0	>8,0

Kelių dangos būklė vertinama pagal kelininkų naudojamus kriterijus. Lietuvoje galioja reikalavimai, pagal kuriuos kelio būklė įvertinama tam tikrais kriterijais, priklausomai nuo eismo intensyvumo, apkrovos ir t. t..

Kelio lygumas ir stiprumas yra gerinami efektyviausiai, vėžetumas mažinamas atstatant ar stiprinant dangas. Maksimali leistina lygumo reikšmė, atlikus dangos atstatymą arba stiprinimą, yra [6]:

- automagistralėms ir AI kategorijos keliams – 1,5 m/km;
- kitiems magistraliniams keliams – 2 m/km;
- krašto keliams – 2,5 m/km;
- rajoniniams keliams – 3,5 m/km.

Pagal Danijoje naudojamą klasifikaciją lygumas skirstomas į:

- puikų – <1,2 m/km;
- gerą – 1,2–2,7 m/km;
- patenkinamą – 2,7–4,0 m/km;
- blogą – 4,0–5,7 m/km;
- labai blogą – >5,7 m/km.

Klasifikavimo kriterijai nustatomi pagal šalies išsivystymo lygį ir eismo intensyvumą (mažo intensyvumo keliams taikomi mažesni reikalavimai), tačiau net ir neturtingose šalyse lygumas, kurio „IRI“ yra didesnis už 6 m/km, yra laikomas labai prastu. Užsienio ekspertai vidutinio išsivystymo šalims (tame tarpe ir Lietuvai) siūlo įvesti normatyvinę ribinę lygumo reikšmę, lygią 5 m/km. Jeigu kurio nors asfaltuoto ruožo lygumas viršija ribinę reikšmę, tą ruožą reikia remontuoti.

2007 metais pirmą kartą naudojant kelių tyrimo laboratoriją „RST28“ buvo išmatuotas magistralinių kelių tinklas ir nustatyti dangų kokybiniai rodikliai [6]. 2010 ir 2013 metais buvo atlikti pakartotiniai kokybinių rodiklių tyrimai magistralinių kelių tinkle.

2008 ir 2011 metais buvo atlikti analogiški tyrimai krašto kelių tinkle, o 2012 metais ir rajoninių kelių tinkle.

Duomenys apie valstybinės reikšmės kelių su asfalto danga būklę pateikiami 2.3 lentelėje.

2.3 lentelė. Valstybinės reikšmės kelių su asfalto danga būklė [6]

Būklė	Magistraliniai keliai		Krašto keliai		Rajoniniai keliai	
	2007 m.	2010 m.	2013 m.	2008 m.	2011 m.	2012 m.
Apibendrinta dangos būklė proc. Nuo bendro ilgio						
Gera	59 %	60 %	53 %	32 %	32 %	38 %
Patenkinama	20 %	18 %	20 %	48 %	35 %	39 %
Bloga	21 %	23 %	27 %	21 %	33 %	23 %

Vidutinis magistralinių ir krašto kelių nelygumas 2008 m. sudarė 2,82 m/km ir buvo 6 % geresnis lyginant su planuotu rodikliu.

Kelio dangos banguotumas ir amplitudės nustatomos atliekant kelio mikroprofilo fragmentų harmoninę analizę.

## 2.2. Pakabų tipai

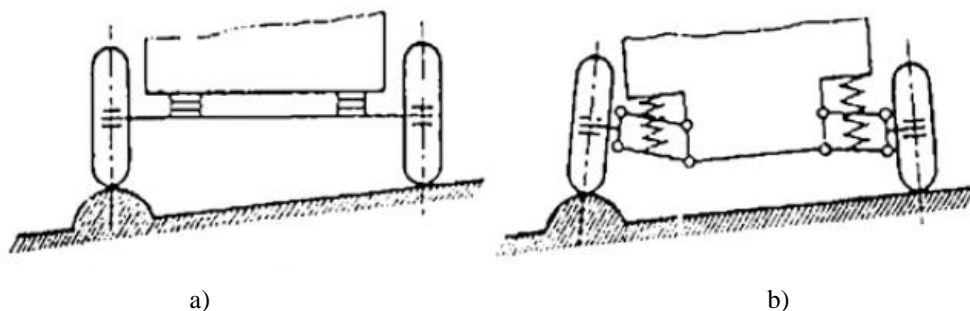
Pakaba jungia automobilio rėmą arba kėbulą su ratais, sušvelnina smūgius, gaunamus dėl kelio nelygumų, ir slopina kėbulo švytavimus. Pakaba perduoda šias ratų ir kėbulo jėgas:

- ratų pakabos kreipiamosios (vairavimo) sistemos jėgas;
- važavimo pradžios ir stabdymo jėgas;
- šonines jėgas, pavyzdžiui, išcentrines jėgas posūkyje.

Automobilio pakabos paskirtis – užtikrinti kėbulo (rėmo) ryšį su ratais, sumažinti kėbului (rėmui) nuo kelio tenkančias vertikalias, išilgines ir skersines apkrovas, stiprius kelio smūgius, tenkančius ratams kartu su virpesių amortizatoriumi, paversti nedideliais automobilio kėbulo virpesiais [7]. Paprasčiausią elastingą pakabą sudaro iš vienos pusės tvirtai įtempta spyruoklė, kurios kita pusė sujungta su laisvai svyruojančia (amortizuojama) mase. Ji atitinka automobilio konstrukciją, variklio, pavaros ir t. t. masę. Ramybės būklės spyruoklė yra apkrauta tik automobilio masės svorio jėga. Jeigu automobilio masė smūgiuojama statmena kryptimi, ji suspaudžia spyruoklę, kuri priima smūgio energiją. Priėmusi šią energiją, ji greitai atsileidžia (energijos atidavimas) ir apgręžia masės judėjimo kryptį. Judant atgal spyruoklė yra tempiama tiek, kiek turi sukaupusi automobilio masės judėjimo energijos. Paskui vyksta grįžtamasis judesys. Spyruokliavimo laikas, mažėjant spyruokliavimo amplitudei, priklauso nuo savaiminio spyruoklės slopinimo. Spyruoklės dažniausiai turi nedidelį savaiminį slopinimą, todėl pakaboje yra naudojami virpesių slopintuvai–amortizatoriai. Tradicinę pakabą sudaro kreipiantysis, tamprusis ir slopinamasis elementai. Taip pat, kad automobilis būtų kuo stabilesnis važiuojant, pakaboje gali būti skersinio stovumo stabilizatorius ar kitos kėbulo poslinkius, šokčiojimą ar pokrypį slopinančios priemonės.

Pagal ratų tarpusavio ryšį pakabos gali būti skirstomos į priklausomasias, nepriklausomasias ir kombinuotąsias. Priklausomojoje pakaboje abu ratai montuojami prie ištinės ašies. Tuomet

vienam ratui pasislenkant vertikalia kryptimi būtina pasislenka ir kitas ratas su kėbulu. Tai – daugumos krovininių automobilių visų ašių ir kai kurių lengvųjų automobilių galinių ašių pakabos. Kai pakaba nepriklausomoji, kiekvienas ratas prie automobilio kėbulo prijungtas atskirai. Vienam ratui užvažiuojant ant kliūtis, nesukeliamas kito rato judesys, tokiu atveju kėbulas beveik nekeičia padėties. Nepriklausomoji pakaba gali būti įrengiama tiek priekinėje, tiek galinėje lengvųjų automobilių ašyje.



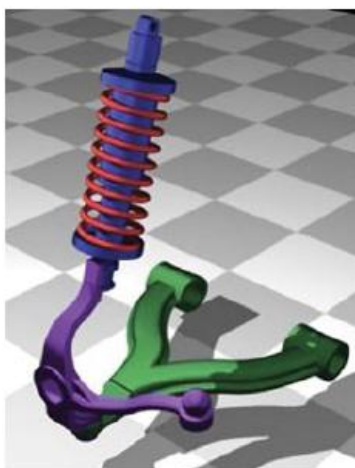
2.1 pav. Priklausomoji (a) ir nepriklausomoji (b) automobilio pakabos [8]

Pastaruoju metu, automobiliuose taikomos priekinės pakabos yra nepriklausomo tipo, o galinės pakabos yra naudojamos įvairios – priklausomos ir nepriklausomos. Naudojamos ir tarpinio tipo pakabos – priklausomos su silpnesniu ryšiu tarp ratų. Vadinasi, vienam ratui užvažiuojant ant kliūtis, kitas ratas paveikiamas tik iš dalies. Tokia pakaba dažniausiai naudojama lengvųjų automobilių galinėje ašyje. Vienareikšmiško atsakymo, kuris iš trijų tipų pakabų yra pranašesnis krypties stabilumo požiūriu, nėra.

Šiuolaikiniuose automobiliuose daugiausia naudojamos trijų tipų priekinės nepriklausomosios pakabos [8]:

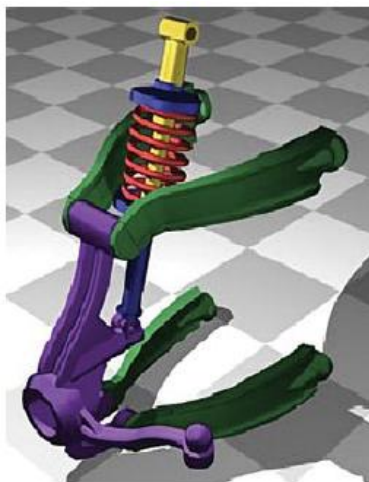
- „McPherson“ amortizacinio statramsčio pakaba;
- dvigubo lanksto arba daugiasvirtė pakaba;
- dvisvirtė pakaba.

„McPherson“ amortizacinio statramsčio pakaba (2.2 pav.) naudojama automobiliuose su priekiniais varomaisiais ratais. Ašigalis (ratų atrama) apačioje daugiausia valdomas skersiniu pakabos kreiptuvu, trijų arba dviejų tvirtinimo taškų svirtimi. Viršutinis tvirtinimo taškas yra kėbule. Tarp rato atramos ir viršutinio tvirtinimo taško įrengti amortizatoriai ir sraigtinė spyruoklė. Jėgai perduoti būtinas ypač atsparus lenkimui stūmoklio kotas amortizatoriuje ir kėbulo sutvirtinimas viršutinio atraminio guolio srityje. Pagrindinis šios pakabos komponentas yra „McPherson“ amortizacinis statramstis, atliekantis kreipiamosios svirties funkcijas ir kartu padedantis slopinti automobilio spyruokliavimus bei svyravimus.



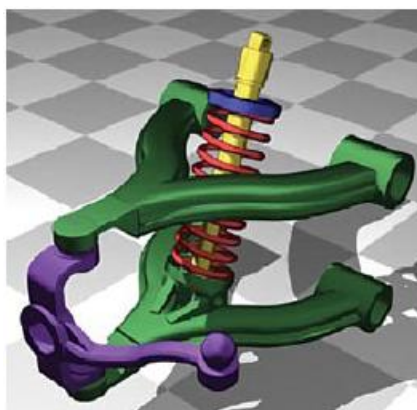
2.2 pav. „McPherson“ amortizacinio statramsčio pakaba [8]

Automobiliuose su priekiniais varomaisiais ratais yra taip pat dažnai naudojama dvigubo lanksto (daugiasvirtė) pakaba (2.3 pav.). Skersiniai pakabos kreiptuvai, tai yra keturios dviejų tvirtinimo taškų svirtys iš aliuminio, sukuria atramą šoninėms ir išilginėms jėgoms. Visos keturios svirtys su ratų atramomis sujungtos rutuliniais lankstais. Viršutinės svirčių dalys tvirtinamos prie gembės, o apatinės – prie agregato atramų. Tvirtinama guminėmis ir metalinėmis įvorėmis.



2.3 pav. Dvigubo lanksto pakaba [8]

Jeigu automobilis su galiniais varomaisiais ratais, tai priekinėje ašyje naudojamos dvisvirtės nepriklausomosios pakabos (2.4 pav.). Ašigalis (ratų atrama) priklausomai nuo pakabos konstrukcijos tiek apačioje, tiek viršuje yra valdomas skersiniu pakabos kreiptuvu, trijų arba dviejų tvirtinimo taškų svirtimis.

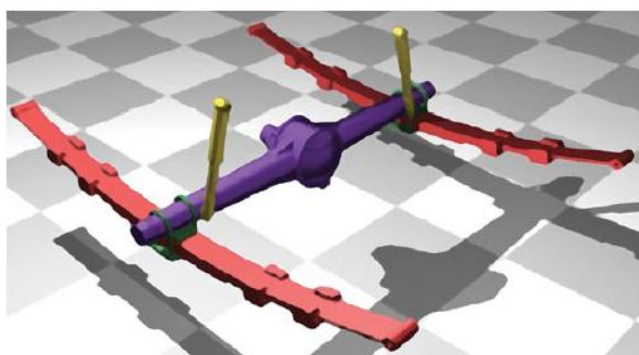


2.4 pav. Dvisvirtė priekinė pakaba su trimis tvirtinimo taškais [8]

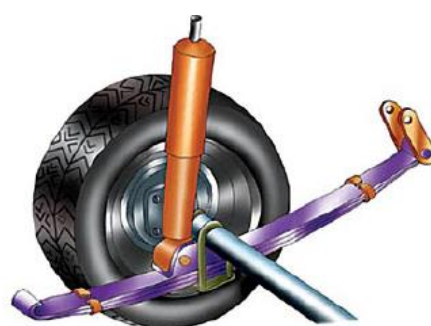
Senesnių lengvųjų automobilių galinių pakabų ašims dažniau naudojamos priklausomosios pakabos, naujesnių automobilių – nepriklausomosios arba kombinuotosios. Galinėms ašims tinka tokios plokščios plačios ašinės konstrukcijos [8]:

- vientisa ašis su lakštinėmis lingėmis;
- išilginės pakabos svirties ašis;
- kombinuotoji išilginės pakabos svirties ašis;
- nepriklausomosios ratų pakabos svirties ašis;
- kelių nepriklausomųjų ratų pakabos svirčių ašis.

Vientisos ašys su lakštinėmis lingėmis (2.5 pav.) daugiausia yra sunkvežimių ir didesnio pravažumo lengvųjų automobilių, mikroautobusų. Abu vienos ašies ašigaliai sujungti. Rato įlinkimo ir išlinkimo judesys visuomet turi įtakos kito rato padėčiai. Vientisos ašys dažniausiai naudojamos kaip varantieji tiltai, rečiau – kaip atraminės ašys.



a)



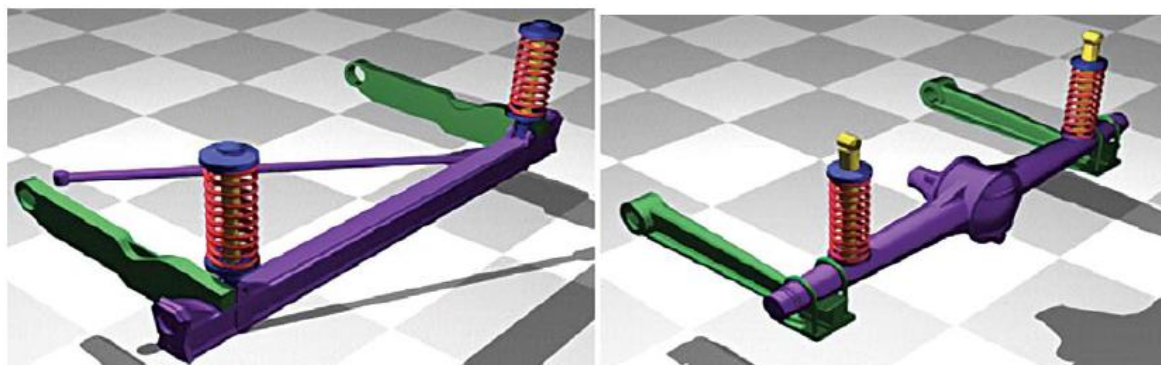
b)

2.5 pav. Vientisos ašys su lakštinėmis lingėmis [8]: a – vientisa ašis su varančiuoju tiltu; b – vientisa atraminė ašis

Išilginės pakabos svirties ašys (2.6 pav.) dažnai naudojamos ir senesniuose lengvuosiuose automobiliuose. Kiekvienoje automobilio pusėje ratą valdo išilginės pakabos svirtis. Šio tipo pakaba gali būti naudojama tiek automobiliuose su varančiuoju tiltu, tiek su atraminėmis ašimis. Išilginės

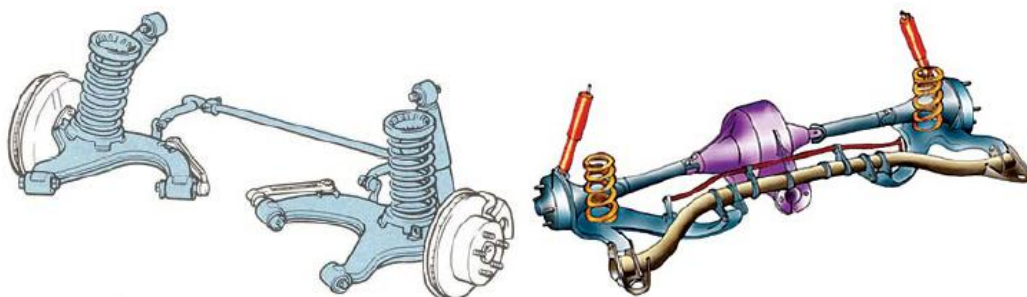


pakabos svirtys pritvirtintos prie automobilio kėbulo arba ant atramų, esančių skersai važiavimo krypties. Kaip išilginės pakabos svirtys daugiausia naudojamos paprastos svirtys, pagamintos iš tuščiavidurių profilių, arba trikampės svirtys.



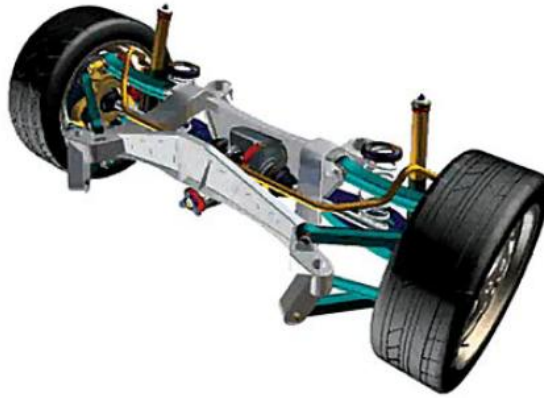
2.6 pav. Išilginės pakabos svirties ašis [8]: a – su atraminėmis ašimis; b – su varančiuoju tiltu

Nepriklausomosios ratų pakabos svirties ašys (2.7 pav.) naudojamos naujesniuose lengvuosiuose automobiliuose. Ratai valdomi plačia trikampe svirtimi. Tiksliai ratus valdyti galima dėl toli viena nuo kitos nutolusių atramų. Šios pakabos tipas gali būti naudojamas tiek su varančiuoju tiltu, tiek su atraminėmis ašimis [8].



2.7 pav. Nepriklausomosios ratų pakabos svirties ašis [8]: a – su atraminėmis ašimis; b – su varančiuoju tiltu

Kelių nepriklausomųjų ratų pakabos svirties ašys (2.8 pav.) dažniausiai naudojamos lengvuosiuose automobiliuose su galiniais varomaisiais ratais. Tam tikroje erdvėje įrengtos svirtys valdo ratą. Svirtys tvirtinamos guminėmis ir metalinėmis įvorėmis bei lankstais.



2.8 pav. Kelių nepriklausomųjų ratų pakabos svirčių ašis [8]

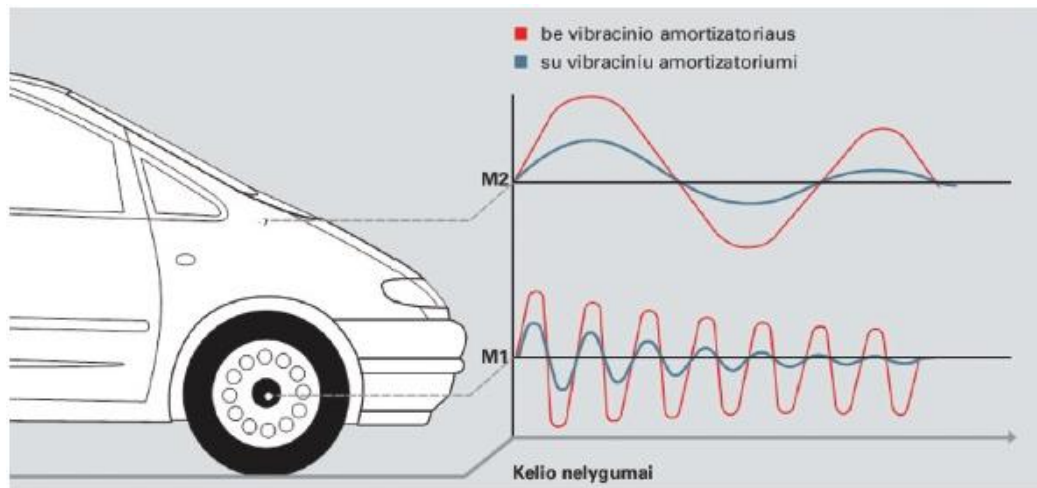
Tampriuoju elementu pakaboje gali būti:

- lakštinės lingės;
- sraigtinės spyruoklės;
- torsioniniai strypai;
- pneumatiniai ir pneumohidrauliniai elementai;
- skersinio stovumo stabilizatorius.

Tamprieji elementai išskiriami todėl, kad nuo jų tipo priklauso kreipimo įtaisų konstrukcija, pavyzdžiui, lakštinės lingės gali perimti apkrovas trimis kryptimis, torsioniniai strypai derinami su svirties tipo kreipiančiaisiais elementais ir panašiai.

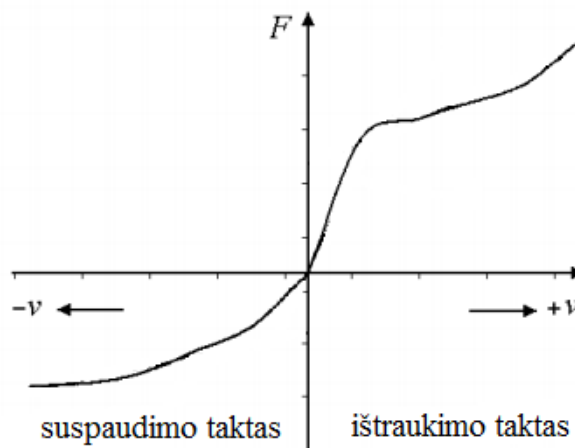
Automobilio pakaboje naudojant metalinius tampriuosius elementus reikalingi papildomi įrenginiai—amortizatoriai, nes svyravimo sistemų komponentai beveik neturi savaiminio slopinimo. Todėl cilindrinės spyruoklės, lakštinės lingės ir torsionai naudojami kartu su virpesių amortizatoriumi, kuris absorbuoja energiją, kuri susidaro judant rato pakabai (2.9 pav.). Amortizatoriaus paskirtis [8]:

- greitai panaikinti rato ir ašies virpesius, kuriuos sukelia kelias;
- neleisti, kad automobilio kėbulo virpesiai didėtų ir ilgai truktų virpėjimas.



2.9 pav. Automobilio amortizuojamos (M2) ir neamortizuojamos (M1) masių svyravimai be amortizatoriaus ir su amortizatoriumi [9]

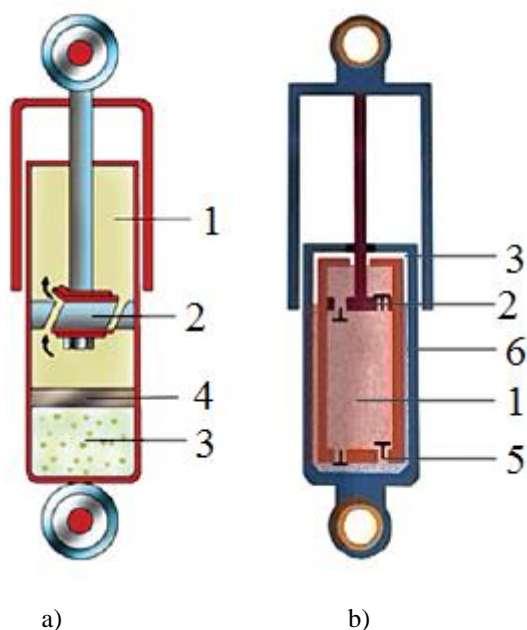
Amortizuojamų ir neamortizuojamų masių svyravimai turi neigiamos įtakos važiavimo patogumui ir saugumui. Slopinimo jėga atsiranda dėl skysčio pasipriešinimo stūmoklinio arba apatinio vožtuvo droseliavimo vietose. Skysčio molekulių trintis amortizatoriuje didžiąją energijos dalį paverčia šilumos energija ir ji yra išsklaidoma aplinkoje. Amortizatoriaus darbo ciklą sudaro du taktai – ištraukimo ir suspaudimo (2.10 pav.). Ištraukimo eiga yra didesnė už suspaudimo eigą (jų santykis – maždaug 5:2) [8]. Slopinimo jėga tuo didesnė, kuo greičiau juda amortizatoriaus stūmoklis. Amortizatoriaus charakteristika daugiausia priklauso nuo vožtuvų, pro kuriuos teka skystis, pasipriešinimo.



2.10 pav. Amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos charakteristika [10]

Pagal svyravimų slopinimo būdą amortizatoriai skirstomi į vienpusio ir dvipusio veikimo. Vienpusio veikimo amortizatoriai svyravimus slopina tik leidžiantis ratui, o dvipusio–tiek ratui kylant, tiek jam leidžiantis. Pagal konstrukciją amortizatoriai skirstomi į dvivamzdžius ir vienvamzdžius (2.11 pav.). Dvivamzdžiai amortizatoriai sudaryti iš dviejų cilindrų, o vienvamzdžiai–

iš vieno. Amortizatoriai pagal darbinį komponentą yra skirstomi į hidraulinius ir dujinius. Amortizatoriai gali būti naudojami kaip kreipiantieji elementai („McPherson“ tipo pakaboje). Automobilių pakabose naudojami amortizatoriai turi pasižymėti stipriu slopinimu. Slopinimas įtakoja savųjų konstrukcijos virpesių vertę. Amortizatorių charakteristikos yra vienas iš faktorių, turinčių įtakos automobilių svyravimų savybėms.



2.11 pav. amortizatorių tipai [8]: a – vieno vamzdžio, b – dviejų vamzdžių; 1 – darbo kamera; 2 – stūmoklis su vožtuvais; 3 – dujų kamera; 4 – atskiriamasis stūmoklis; 5 – apatiniai vožtuvai; 6 – išlyginamoji kamera

Nagrinėjant automobilių eksploatavimą skirtingos kokybės dangomis pastebimas tradicinių pakabų trūkumas – jų savybės yra užduodamos projektuojant ir jų negalima keisti važiavimo metu. Šio trūkumo galima išvengti naudojant kintamų savybių (aktyviasias) pakabas.

Pakabos yra vienas svarbiausių elementų, užtikrinančių reikiamą automobilių stabilumą. Klasikinis sprendimas didinant stabilumą – daryti pakabą kuo standesnę ir mažinti prošvaisą, t. y. sumažinti svorio centro aukštį. Tai tinka lenktyniniams automobiliams, tačiau serijinės gamybos automobiliams šios priemonės nepasiteisina, nes standinant pakabas, sumažėja komfortas, o mažinant prošvaisą, kyla problemų važiuojant prastos kokybės keliais [7]. Ši problema išsprendžiama automobilyje įdiegus aktyviają pakabos sistemą. Šios pakabos leidžia pasiekti optimalių rezultatų komforto ir stabilumo srityje, esant besikeičiančioms kelio bei vairavimo sąlygoms, tačiau jos labai neigiamai įtakoja automobilio ekonomiškumą.

### 2.3. Kelio nelygumų ir pakabos elementų sąveika

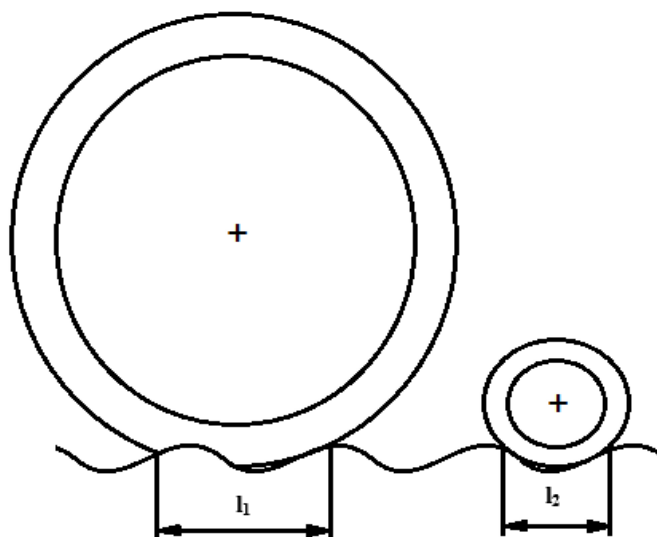
Nagrinėjant automobilio rato ir kelio kontaktą, tenka įvertinti padangos deformacines savybes. Tai sudėtingas uždavinys dėl tam tikro padangos darbo sąlygų neapibrėžtumo ir sudėtingos pačios padangos struktūros. Problemos sudėtingumą pabrėžia vien tai, kad nėra vieningos nuomonės dėl padangos struktūros. Rato erdvinės padėties pokytis dėl pakabos kinematinų ypatybių iššaukia padangos deformaciją skersine, išilgine ir vertikaliąja kryptimis bei protektoriaus kampines deformacijas rato plokštumos atžvilgiu [3]. Dėl to kyla papildomos apkrovos, deformuojami pakabos ir vairo mechanizmo elementai, kas gali pakeisti padangos erdvinę padėtį. Atlikti padangos ir kelio sąveikos tyrimai patvirtino, kad nagrinėjant padangos išlyginančiąją funkciją, būtina įvertinti juostos deformacines savybes. Tam į automobilio ketvirčio modelį turi būti įvedamas papildomas, padangos standumo ir slopinimo savybes atitinkantis elementas.

Atsižvelgiant į automobilių pramonės tendencijas, pastebima, kad tos pačios klasės automobilių ratų dydžiai yra nuolatos didinami. Viena iš ratų didinimo priežasčių yra komforto gerinimas, kadangi didesnio dydžio ratas geriau sugeria didesnius kelio nelygumus. Padangos sugeriamas dažnis tiesiogiai priklauso nuo rato kontakto su keliu ilgio – kuo kontakto ilgis didesnis, tuo padanga geriau sugeria žemesnius žadinimo dažnius. Padangos kontakto su keliu ilgis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$L_k / 2 = r \arccos\left(\frac{1 - C_R \cdot R_z}{r}\right) , \quad (2.8)$$

čia:  $C_R$  – padangos radialinis standumas, N/m;  $R_z$  – vertikali apkrova, N;  $r$  – padangos laisvasis spindulys, m.

Didėjant rato skersmeniui, kelio nelygumų įtaka mažėja. Didesni ratai pasižymi gerene išlyginančiąja funkcija, kas lemia tai, kad automobilio amortizuojamajai masei neperduodami padangos sugeriami virpesiai.



2.12 pav. Didesnio skersmens rato įtaka komfortui

Automobilis su mažesnio skersmens ratais tiksliau kopijuoja kelio profilį (ypač esant mažesniai važiavimo greičiui ir kartu mažesniai žadinimo dažniui), neamortizuota masė įgauna vertikalinius virpesius, kurie sukelia amortizuotos masės svyravimus. Didesni ratai mažiesiems automobiliams neišvengiamai sukelia ir neigiamų savybių, t. y. labai padidina neamortizuotą masę ir smarkiai sumažina amortizuotos ir neamortizuotos masių santykį, dėl ko pablogėja važiavimo komfortas [3].

Tiesinis pakabų standumas skaičiuojamas pagal savųjų dažnių formulę:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m_{1/4}}}, \quad (2.9)$$

čia:  $\omega$  – savasis dažnis, rad/s;  $k$  – spyruoklės tiesinis standumas, N/m;  $m_{1/4}$  – automobilio ketvirčio masė, kg.

Komfortas yra susijęs su amortizuotos masės svyravimų pagreičiu ir jo pasikartojimu. Automobilio pakaba turi gesinti tam tikro dažnio virpesius, kuriuos viršijus žmogaus sėdėseną tampa nekomfortiška ir gali sukelti sveikatos sutrikimų, matomumo problemų. Nustatinėjant pakabos ir sėdynės virpesių slopinimo savybes, tikrinama, ar neatsiranda rezonansinio dažnio atsipalaidavusio žmogaus pečių srityje, kai sėdynė yra žadinama 2–6 Hz dažnio virpesiais, kadangi tai gali sukelti kvėpavimo sutrikimų. Tokiu pačiu principu rezonansui tikrinamas ir visas žmogaus liemuo (žadinimo dažnis – 4–5 Hz), kadangi ilgalaikis tokio dažnio poveikis gali sukelti skausmą apatinėje stuburo dalyje. Akių zona rezonansui tikrinama esant 20–25 Hz žadinimo dažniui, nes toks dažnis gali sukelti matomumo pablogėjimą. Iš literatūros žinoma, kad žmogui priimtinausias 1,2–1,4 Hz (plačiausiai

taikomas diapazonas gali būti 1,0–1,5 Hz) vertikaliųjų svyravimų dažnis, t. y. dažnis, artimas natūralaus ėjimo dažniui [3]. Pagal tai parenkamos automobilio pakabos standumo ir slopinimo charakteristikos. Šiuolaikinių lengvųjų automobilių pakabos dažniai telpa 1–1,2 Hz (nuo 60 iki 72 periodų per minutę) diapazone, ratų savasis svyravimo dažnis yra 7–12 Hz, o atitinkami statiniai vertikalūs nuokrypiai yra iki 175 mm. Reikiamas spyruoklės standumas skaičiuojamas pagal formulę:

$$k = \frac{60^2 f^2 m_{1/4}}{9,55^2}, \quad (2.10)$$

čia:  $f$  – svyravimų dažnis, Hz.

Iš teorijos yra žinoma, kad priekinės pakabos dažnis turi būti truputį mažesnis už galinės pakabos dažnį ( $f_1 = (0,85 - 0,95)f_2$ ). Kadangi tarp to momento, kai priekiniai ratai pervažiuoja kliūtį, ir to momento, kai tą kliūtį pervažiuoja galiniai ratai, praeina tam tikras laiko tarpas, automobilio galinės pakabos dažnis paprastai yra daromas kiek didesnis, nei parinktas automobilio priekinei pakabai. Tuomet užpakalinės pakabos greitesnis atstatantis efektas stengiasi sinchronizuoti priekinės ir galinės dalies judesius ir taip sumažinti išilginį supimą.

Automobilio pakabą galima laikyti patenkinama, jei amortizuotos masės virpesių dažnis  $f$  lengvuosiuose automobiliuose yra 0,8–1,3 Hz, kroviniuose automobiliuose – 8–12 Hz.

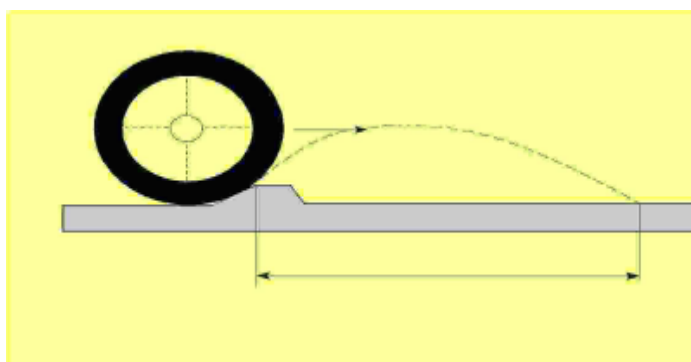
Siekiant automobilio stabilumo ir komforto, yra būtinas pakabos slopintuvų – amortizatorių naudojimas. Pakaba tiesiniu režimu dirba tik tam tikruose eigos ir greičio intervaluose. Viršijus šių intervalų ribas, pakabos standumas ir slopinimas turi padidėti, kad svyravimų amplitudė neišaugtų iki neleistinos ribos. Pakabos slopinimo elementai (amortizatoriai ar/ir trinties elementai) pasižymi netiesiškumu, kuris priklauso nuo konstrukcijos, skysčio arba dujų savybių ir darbo temperatūros. Praktiškai visų amortizatorių charakteristikos yra daugmaž tiesinis intervalas nuo tempimo pradžios. Šios dalies pasipriešinimo tempimui jėgos ir greičio santykis turi atitikti tiesinį pakabos slopinimą.

Pakaba be slopinimo pasižymi dideliais žemo dažnio amortizatoriaus masės poslinkiais, tai neigiamai sąlygoja komfortą ir stabilumą, tokiu atveju ratas atšoka nuo kelio. Didinant pakabos slopinimą, stabilumas didėja, tačiau komfortas mažėja dėl mažėjančios pakabos išlyginančiosios funkcijos. Esant dideliame slopinimo laipsniui, kėbului perduodami beveik visi kelio profilio sužadinti rato virpesiai, tuo pačiu padidėja amortizuotos masės pagreičiai, kas neigiamai sąlygoja komfortą. Didesnės masės automobiliai pasižymi didesne išlyginančia funkcija.

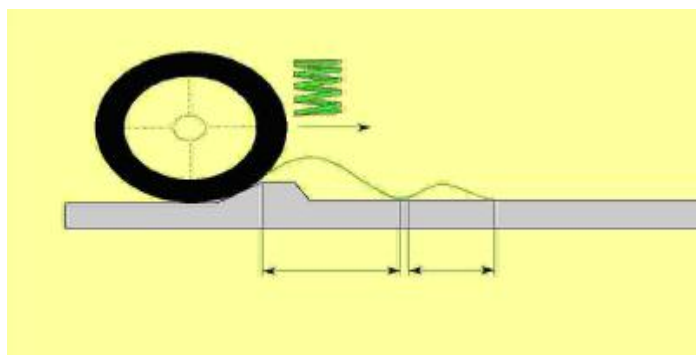
Automobilio svyravimas yra žalingas reiškinys, nes svyruojant automobiliui sunku važiuoti, sunaudojama daugiau degalų, keliamas triukšmas, greitėja detalių nusidėvėjimo procesai, virpinami pakelės pastatai [7].

Kai automobilį periodiškai veikiančių jėgų dažnis sutampa su savuoju svyravimo dažniu arba, kai yra jo kartotinis dydis, susidaro svyravimo rezonansas, padidėja amplitudė, greičiau lūžta detalės. Atrūkstant vairuojamiesiems ratams nuo kelio, pablogėja automobilio valdymas, atrūkstant variklio sukamiems ratams, jų sukimosi greitis staiga padidėja, todėl pailgėja stabdymo kelias.

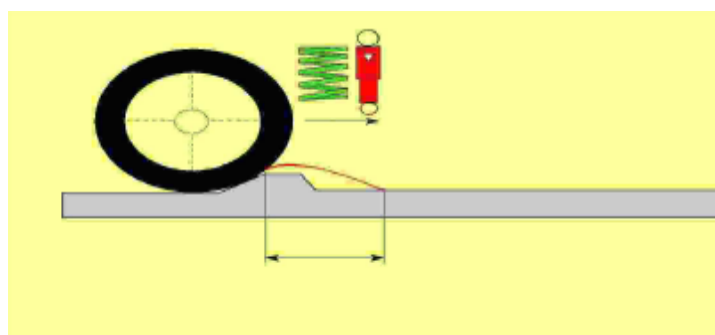
Mažo dažnio ir didelės amplitudės svyravimus sukelia ilgesni, pasikartojantys kelio nelygumai – bangos. Daug nedidelių kelio nelygumų, taip pat besisukančios padangos neatsvertos masės kelia didesnio dažnio ir mažos amplitudės virpesius. Pavienės duobės kelyje, ypač smailiomis briaunomis, kėbulą veikia kaip smūgiai (2.2–2.4 pav.).



2.13 pav. Rato judėjimo trajektorija be amortizatoriaus ir spyruoklės [7]



2.14 pav. Rato judėjimo trajektorija su spyruokle [7]



2.15 pav. Rato judėjimo trajektorija su amortizatoriumi ir spyruokle [7]

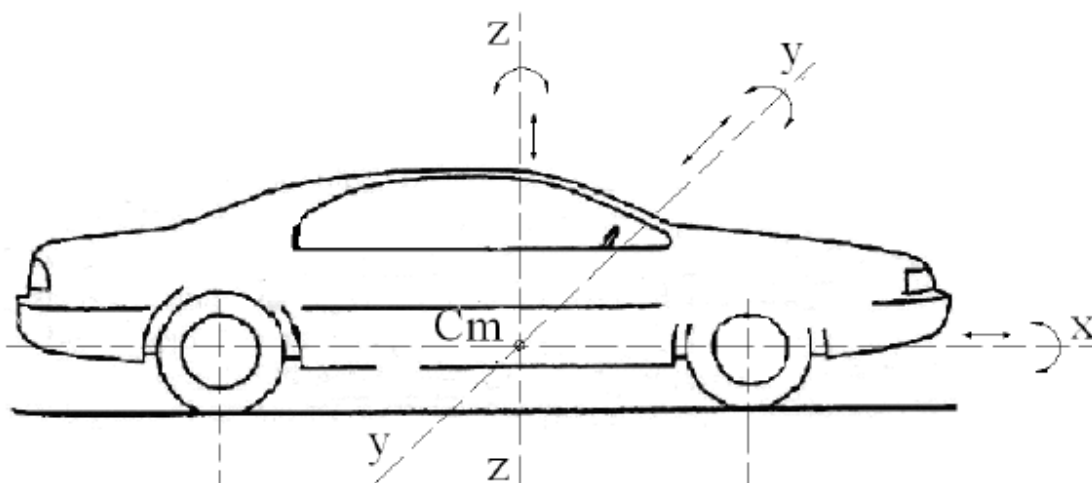


Automobilio rato judėjimo per kelio nelygumus trajektorijos schema, jei nebūtų amortizatoriaus ir spyruoklių, pavaizduota 2.2 paveiksle. Automobiliui važiuojant, kad ir per nedidelę kliūtį, jo ratai tam tikrą laiko tarpą, praranda kontaktą su keliu. Kuo didesnis kliūtis aukštis ir rato judėjimo greitis, tuo didesnę smūgį sukelia ratas nusileisdamas ant kelio, kuris yra žalingas pakabos elementams ir žmogaus valdančio automobilį sveikatai.

Pastaruoju metu aktyviai dirbama aktyvių pakabų pritaikymo miesto automobiliuose srityje. Tokios pakabos leidžia pasiekti žymiai geresnių rezultatų komforto ir stabilumo srityje, esant besikeičiančioms kelio ir vairavimo sąlygoms, nei įprastos pasyvios pakabos, tačiau jos labai neigiamai įtakoja automobilio ekonomiškumą, kadangi padidėja automobilio degalų sąnaudos ir pabrangsta techninė priežiūra.

## 2.4. Kėbulo svyravimo atvejai

Automobilis yra daugiamasė sistema. Jo atskiros masės – kėbulas, tiltai, ratai – gali viena kitos atžvilgiu pasislinkti, pasisukti, pasikreipti bei kitaip keisti padėtį. Tai turi didelę reikšmę, tiriant automobilio dinamiką – automobilio stabdymą kelyje, išibėgėjimą, važiavimą posūkyje. Kai automobilį veikia skersinės ir išilginės jėgos, keičiasi apkrovos į ašis, į dešinės ir kairės pusės ratus. Padangos ir standūs pakabos elementai vienoje automobilio pusėje nukraunami, o kitoje apkraunami, todėl automobilio kėbulas persilenka arba pasisuka. Europos Sąjungos (ES) direktyvoje 71/320 pabrėžiamas tik tas atvejis, kad automobilis būtų suprojektuotas taip, kad ekstremaliai stabdant būtų išlaikytas tik tiesiaegis automobilio judėjimas [7]. Pakabos elementais prie tiltų arba prie ratų pritvirtintas automobilio kėbulas turi šešis judėjimo laisvumo laipsnius, todėl galimi trys tiesaus judesio svyravimai išilgai ašių  $x$ ,  $y$  ir  $z$  bei trys sukimosi svyravimai apie ašis  $x$ ,  $y$  ir  $z$ .



2.16 pav. Kėbulo svyravimo atvejai [7]

Tiesaus judesio svyravimai:

- išilgai ašies  $x$  – trukčiojimas;
- išilgai ašies  $y$  – svirduliavimas;
- išilgai ašies  $z$  – tūpčiojimas;

Sukimosi svyravimai:

- apie ašį  $x$  – šoninis supimasis;
- apie ašį  $y$  – išilginis supimasis;
- apie ašį  $z$  – krypčiojimas.

Tolygiam automobilio judėjimui daugiausia įtakos turi tiesaus judesio svyravimas išilgai ašies  $z$ , t. y. tūpčiojimas. Transporto priemonių atskirų masių svyravimai gali vykti visomis kryptimis: išilgai koordinatinių ašių ir aplink jas. Svarbiausia slopinančių įrenginių ypatybė yra negrįžtamas energijos, sunaudotos deformacijai, sugėrimas ir jos pavertimas kitomis jos rūšimis, pavyzdžiui, šiluma.

Virpesių slopintuvai neleidžia kauptis energijai ir stiprėti svyravimams. Tai leidžia automobiliui judėti 1,5 karto didesniais eksploataciniais greičiais [7]. Svyravimų visuma sukelia sudėtingus erdvinius kūno masių judesius, kuriuose galima išskirti pagal lygį ir reikšmę dominuojančius svyravimus.

Automobilių pakabos amortizatorių pagrindinė paskirtis – vertikalių ir išilginių kėbulo (amortizuotų masių) kampinių virpesių, sukeliamų ir nenutrūkstančių automobiliui judant, slopinimas. Skersiniai kampiniai kėbulo virpesiai pasitaiko gana retai, ir amortizatoriai, jeigu jie paskaičiuoti vertikalių automobilio virpesių slopinimui, paprastai neleidžia jam svyruoti. Kiti galimi kėbulo poslinkiai pakabos amortizatoriams neįvertinti arba amortizatoriai, jeigu jie įstatyti vertikaliai, daro labai nedidelę įtaką šių judesių slopinimui.

Važiuojant kelio nelygumais, automobilio pakaba žadinama plačiame dažnių intervale. Įprastai serijinio miesto automobilio kėbulą veikia 1,4 Hz savasis dažnis [11]. Normaliomis važiavimo sąlygomis geros kokybės, asfaltuotais keliais, kai kėbulas žadinamas 1 Hz dažniu, pakabos poslinkiai neviršija 20 mm, o vertikalus pakabos greitis atitinkamai neviršija 0,3 m/s. Šie parametrai priklauso nuo kelio profilio ir automobilio judėjimo greičio. Važiuojant prastos kokybės keliais, pakabos vidutinis svyravimo greitis kinta 1–2 m/s intervale. Įvažiuojant į posūkį, kai skersinis pagreitis yra  $3 \text{ m/s}^2$ , pakabos poslinkis yra apie 30 mm, o greitis – 0,3 m/s. Normalaus stabdymo metu pakabos vertikalus greitis gali siekti 0,2 m/s, kai stabdoma ekstremaliai, greitis gali siekti 0,5 m/s, o poslinkis – apie 50 mm.

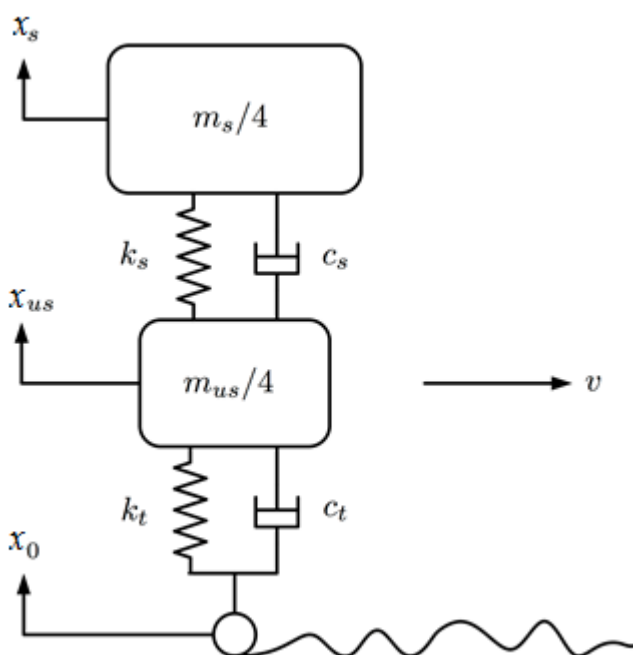
Amortizatoriaus poslinkių ir vertikalų pakabos greičių priklausomybės, kai kėbulo  $\omega_0 = 1$  Hz [11]

Amortizatoriaus poslinkis $X$ , m	Vertikalus pakabos greitis $v$ , m/s
0,005	0,031
0,010	0,063
0,020	0,126
0,040	0,251

Kuo ilgesnis rėmas, kėbulas ir kitos laikančios sistemos, ir kuo stipresnės medžiagos, iš kurių jos pagamintos, tuo labiau mažėja pagrindinės sistemos svarbiausias harmonikos dažnis, kartais jis sutampa su nuosavu pakabos svyravimo dažniu, ypač veikiant spaudžiančiai jėgai [7]. Tada pablogėja komfortas ir gali kilti sunkiai paaiškinami irimo reiškiniai, kuriuos lemia aukšto ir žemo dažnio rezonansiniai svyravimai, ir mažai slopinamos laikančiosios sistemos vibracijos.

## 2.5. Pakaboje išsklaidomos energijos kiekio nustatymo metodika, kai žadinimas yra harmoninis

Pakabos vertikalios dinaminės elgsenos analizei ir išsklaidomos galios skaičiavimams atlikti yra naudojamas harmoningai žadinamas automobilio ketvirčio modelis (2.6 pav.), kai pakabos charakteristikos yra tiesinės, automobilio judėjimo greitis pastovus, o ratas kopijuoja kelią, nepašokdamas nuo jo.



2.17 pav. Harmoningai žadinamas automobilio pakabos ketvirčio modelis [12]

Modelį sudaro ratas, slopintuvas ir spyruoklė. Schemoje pavaizduota pakabą veikianti amortizuota masė  $m_s$  ir neamortizuota masė  $m_{us}$ . Amortizuota masė susideda iš kėbulo masės, kurios svyravimus slopina pakabos sistema. Neamortizuota masė susideda iš ratų, stabdžių ir pakabos elementų masių. Padangos standumą ir slopinimą schemoje atstoja spyruoklė  $k_t$  ir slopintuvas  $c_t$ .

Amortizuotos masės judėjimo lygtis:

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s (x_s - x_{us}) - c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_{us}); \quad (2.11)$$

Neamortizuotos masės judėjimo lygtis:

$$m_{us} \ddot{x}_{us} = k_s (x_s - x_{us}) + c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - k_t (x_{us} - x_0) - c_t (\dot{x}_{us} - \dot{x}_0); \quad (2.12)$$

čia:  $x_s, x_{us}$  – amortizuotos  $m_s$  ir neamortizuotos  $m_{us}$  masių nuokrypis, m;  $x_0$  – kelio profilio nelygumas, m;  $\dot{x}_s, \dot{x}_{us}$  – amortizuotos  $m_s$  ir neamortizuotos  $m_{us}$  masių absoliutinis vertikalus greitis, m/s;  $\dot{x}_0$  – sekimo taško, kopijuojančio kelio profilį, vertikalus judėjimo greitis, m/s;  $\ddot{x}_s, \ddot{x}_{us}$  – amortizuotos  $m_s$  ir neamortizuotos  $m_{us}$  masių absoliutinis vertikalus pagreitis, m/s<sup>2</sup>.

Išvesta lygtis nusako kintamųjų įtaką amortizatoriaus slopinimo jėgai, esant pasyviajai pakabos sistemai.

Žadinimo kampinis dažnis:

$$\Omega = \frac{2\pi v}{l}; \quad (2.13)$$

čia:  $v$  – automobilio judėjimo greitis, m/s;  $l$  – kelio profilio periodo ilgis, m.

Tuomet žadinimo dėsnis, sekimo taško greitis ir pagreičiai apskaičiuojami pagal formules:

$$x_0 = \hat{X}_0 \cos \Omega t; \quad (2.14)$$

$$\dot{x}_0 = -\hat{X}_0 \Omega \sin \Omega t; \quad (2.15)$$

$$\ddot{x}_0 = -\hat{X}_0 \Omega^2 \cos \Omega t; \quad (2.16)$$

Masės  $m_s$  vertikalaus švytavimo amplitudė užrašoma lygtimi:

$$\hat{X}_s = \hat{X}_0 \sqrt{1 + (2g\eta)^2} \mu; \quad (2.17)$$

čia:  $g$  – slopinimo laipsnis  $g = \frac{\delta}{\omega_0}$ ;  $\omega_0$  – savasis dažnis  $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ;  $\eta$  – kampinio dažnio ir nuosavo

dažnio santykis  $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0}$ ;  $\mu$  – dinamiškumo koeficientas  $\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2g \frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2}}$ .

Įvertinus pateiktas išraiškas, amortizuotos masės vertikalaus švytavimo amplitudę galima užrašyti lygtimi:

$$\hat{X}_s = \frac{\hat{X}_0 \sqrt{1 + \left(2 \frac{\delta}{\omega_0} \frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2g \frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2}}; \quad (2.18)$$

čia:  $\delta$  – slopinimo koeficientas  $\delta = \frac{c}{2m}$ .

Masės  $m_s$  vertikalaus švytavimo atsako dėsnis užrašomas lygtimi:

$$X_s = \hat{X}_s \cos(\Omega t + \psi); \quad (2.19)$$

Tuo tarpu greitis yra:

$$\dot{X}_s = -\hat{X}_s \Omega \sin(\Omega t + \psi); \quad (2.20)$$

čia:  $\psi$  – fazės kampas tarp žadinimo funkcijos ir virpančios masės kelio, °;

$$\psi = \arctg \frac{cm\Omega^3}{k(k - m\Omega^2) + c^2\Omega^2}; \quad (2.21)$$

Amortizatoriaus išsklaidoma galia yra tiesiogiai proporcinga amortizatoriaus slopinimo jėgos  $F$  ir pakabos vertikalios judesio greičio kėbulo atžvilgiu  $\dot{X}_s$  sandaugai:

$$P = F \cdot \dot{X}_s = c\dot{X}_s \cdot \dot{X}_s = c\dot{X}_s^2. \quad (2.22)$$

Kadangi pakabos vertikalios judesio greitis nuolat kinta, amortizatoriaus slopinimas laikomas pastoviu, kiekvieną pastovaus greičio dalį pakėlus kvadratu ir padauginus iš laiko intervalo, kuriame greitis pastovus, gaunama pakaboje išskaidytos energijos kiekis:

$$N = c\dot{X}_s \Delta t. \quad (2.23)$$

Įvertinus greičio išraišką harmoninio žadinimo atveju ir proceso trukmę nuo 0 iki  $t$ , gaunama pakaboje išsklaidytos energijos išraiška:

$$N = c \int_0^t \left( -\hat{X}_s \Omega \sin(\Omega t + \psi) \right)^2 dt = c\hat{X}_s^2 \Omega^2 \left[ \left( \frac{\Omega t + \psi}{2\Omega} - \frac{\sin(2(\Omega t + \psi))}{4\Omega} \right) - \left( \frac{\psi}{2\Omega} - \frac{\sin(2\psi)}{4\Omega} \right) \right]. \quad (2.24)$$

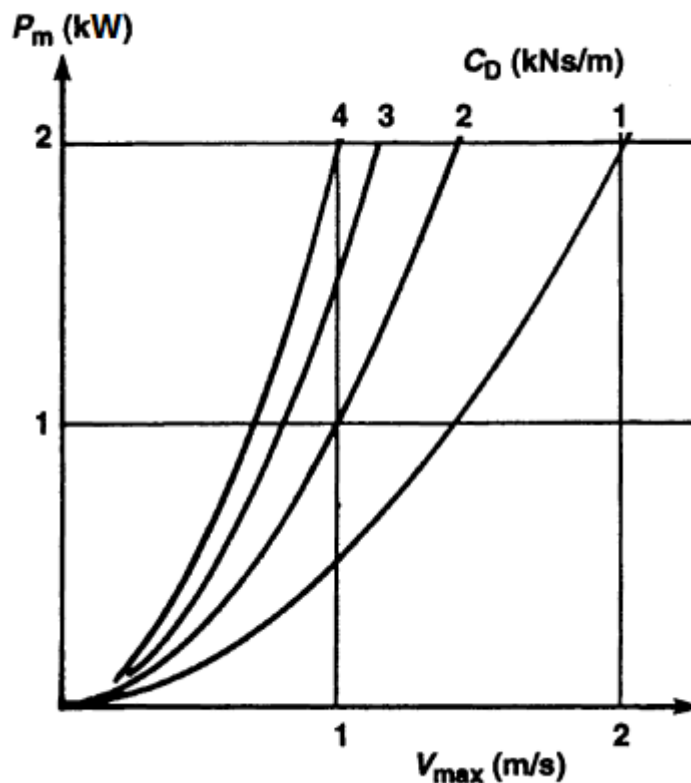
Pagal 2.23, 2.24 formules apskaičiuotą išsklaidytąją energiją  $N$  galima apskaičiuoti nenaudingai suvartotą galią:

$$P = \frac{N}{t}. \quad (2.25)$$

Anksčiau transporto inžinerijos katedroje atliktame pakaboje išsklaidytos energijos tyrime [3], pagal 2.24, 2.25 formules, skaitinės analizės būdu „MATLAB“ programavimo terpėje gauti rezultatai rodo, kad per 9 sekundes, pakaboje išskaidyta 7188 J, kai automobilis juda pastoviu greičiu harmoninio profilio kelio paviršiumi, kurio amplitudė ir bangos ilgis yra žinomi. Tame pačiame tyrime taip pat atlikti amortizatoriuje išsklaidomos energijos eksperimentai, kurių metu nustatyta, kad nagrinėti realūs automobiliai miesto sąlygomis pakaboje išsklaido nuo 1,3 iki 3,5 kWh energijos, priklausomai nuo važiavimo greičio.

Automobilio, kurio masė yra  $m=1400$  kg, savasis dažnis  $\omega_0 = 1,4$  Hz, arba 8,8 rad/s, pilnutinis pakabos standumas yra  $K=m\omega_0^2=108$  kN/m, t.y. vidutiniškai 27 kN/m kiekvieno rato pakabai. Kad būtų pasiektas reikalingas slopinimo laipsnis  $\vartheta=0,4$ , slopinimo koeficientas turi būti  $\delta=-\vartheta\omega_0=-3,52$  rad/s. Tuomet viso automobilio pakabos slopinimas yra  $C=-2\cdot\delta\cdot m=9,86$  kNs/m.

Kiekvieno rato pakabos slopinimas gaunamas 2,5 kNs/m. Miesto automobilio, su tokiais pakabos parametrais, viename amortizatoriuje vidutiniškai išsklaidomas 5–12 W energijos kiekis važiuojant normaliais asfaltuotais keliais [11] (2.7 pav.).



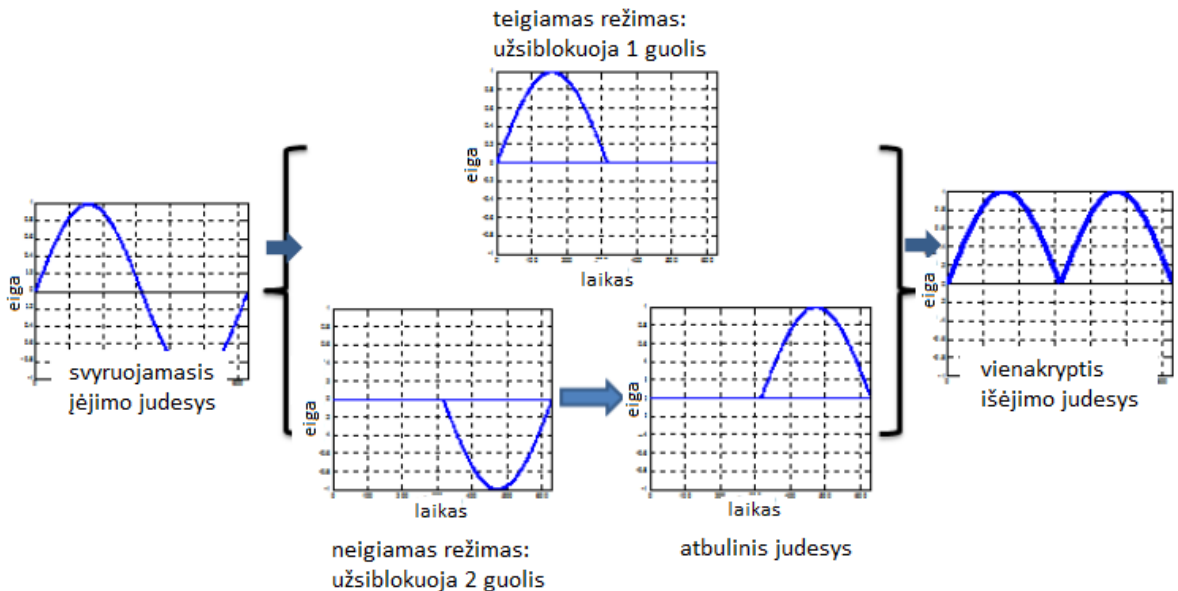
2.18 pav. Vidutinio, amortizatoriuje išsklaidomos energijos kiekio priklausomybė nuo pakabos vertikalaus greičio, esant skirtingoms slopinimo charakteristikoms. [11]

Ankstesnių transporto inžinerijos katedroje vykdytų tyrimų eksperimentais ir skaičiavimais nustatyta, kad energijos nuostoliai pakaboje yra gana dideli, todėl racionalu ieškoti būdų jai rekuperuoti.

### 3. Elektromechaninės elektros energiją generuojančios pavaros prototipo projektavimas

#### 3.1. Elektros energiją generuojančios pavaros prototipo sandara ir veikimo principas

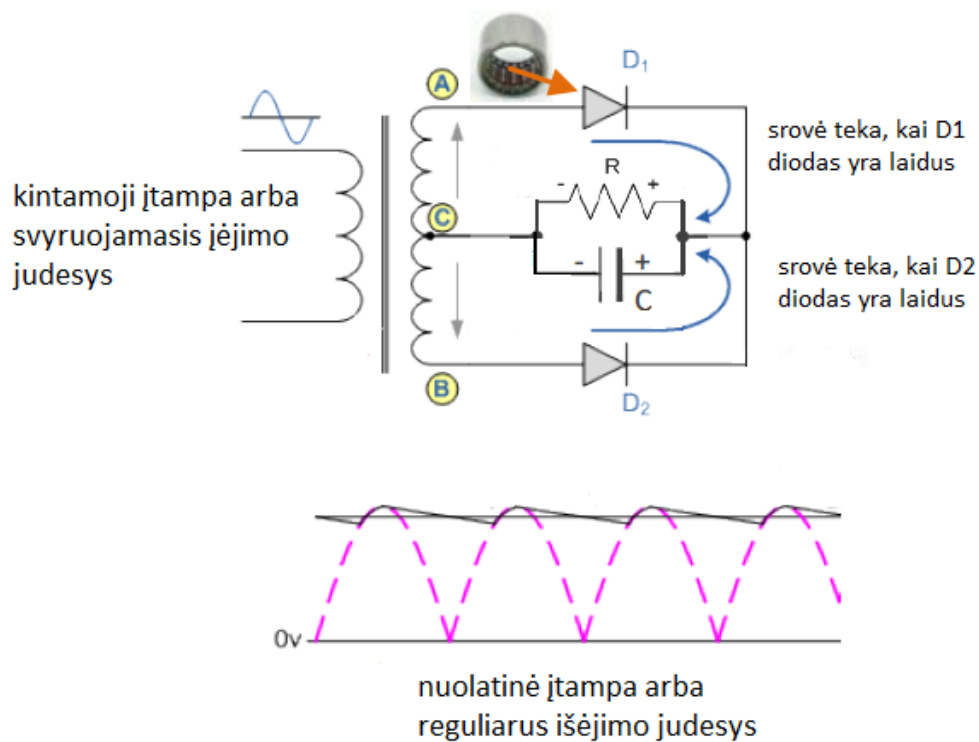
Rekuperacinės elektromechaninės pavaros pagalba svyruojamieji, grįžtamai slenkamieji, vertikalieji pakabos judesiai paverčiami į vienakryptį sukamąjį judesį. Pavaros veikimo principas pavaizduotas 3.1 pav.. Jos veikimas charakterizuojamas dvejais režimais, t. y. teigiamu ir neigiamu režimu. Pagrindiniai šios pavaros komponentai yra du vienos krypties radialiniai ritininiai guoliai (kryptinės movos), kurie perduoda sukamąjį judesį viena kryptimi. To pasekoje, generatoriaus velenas ir reduktoriaus pavara visada sukasi viena kryptimi.



3.1 pav. Rekuperacinės elektromechaninės pavaros veikimo principo schema [13]

Elektromechaninės pavaros su dvejais vienos krypties ritininiais guoliais veikimo principas yra analogiškas dviejų pusperiodžių elektros srovės dvipusio lyginimo lygintuvui su dviem diodais ir vidurinę atšaką turinčiu transformatoriumi (3.2 pav.). Jis transformuoja kintančios krypties periodinį įėjimo signalą į reguliarų vienakryptį išėjimo signalą. Kai kinta nagrinėjamos pavaros eigos kryptis, santykinis greitis tarp varančiosios ir varomosios dalies, kuri sąlygoja staigus judesio krypties pokytis, yra mažesnis, todėl mazgus veikiančios jėgos yra mažesnės. Tokiu būdu, naudojant du vienos krypties ritininius guolius, padidinamas sistemos patikimumas.





3.2 pav. Įtampos lygintuvo analogija projektuojamajai pavarai [13]

Kompaktiška rekuperacinės pavaros konstrukcija, kuri atitinka anksčiau minėtą dviejų pusperiodžių elektros srovės lygintuvą su dviem diodais ir vidurinę atšaką turinčiu transformatoriumi, yra sudaryta iš krumpliaštiebio ir krumpliaracio poros (analogas pirminei transformatoriaus ritei), kuri, vykstant pakabos pasikartojantiems, vertikaliesiems judesiams, atlieka grįžtamai slenkamąjį judesį ir paverčia jį sukamuoju, ir iš kūginių krumpliaracių poros, kuri, vienakrypčių guolių pagalba, kintančios krypties sukamąjį judesį pakeičia į vienos krypties sukamąjį judesį (analogas antrinėms transformatoriaus apvijoms su diodais).

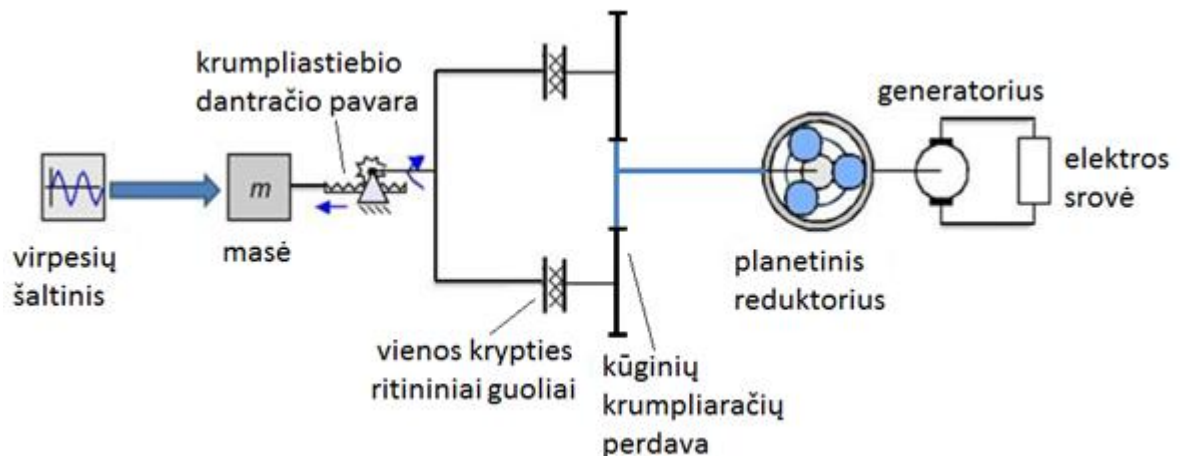
Siekiant supaprastinti regeneracinės elektromechaninės pavaros prototipo konstrukciją ir padaryti ją kompaktišku, prototipo pavaros konstrukcija turi būti tokia, kad ji būtų įmanoma sumontuoti pakaboje, tarp amortizuojamos ir neamortizuojamos masių. Pavaros konstrukcija turi būti sudaryta iš krumpliaštiebio ir krumpliaracio pavaros, vieno veleno, dviejų varančiųjų ir vieno varomojo kūginių krumpliaracių su kryptinėmis movomis, ir mažos galios inversinio elektros variklio. Pavaros perdavimo santykis gali būti padidintas arba sumažintas sumontavus skirtingų skersmenų varančiuosius ir varomąjį kūginius krumpliaracius, tai leidžia padidinti arba pamažinti generatoriaus reduktoriaus kampinį sukimosi greitį. Varantieji ir varomasis krumpliaraciai gali būti tokio pačio skersmens, jei papildomas perdavimo santykis sistemoje yra nereikalingas.

Kai prototipą žadina tam tikro dažnio  $f$  ir amplitudės  $A$  virpesiai, vyksta suspaudimo ir ištraukimo taktai, krumpliaštiebis juda aukštyn ir žemyn sukdamas cilindrinį krumpliaratį, kuris suka velenėlį pagal ir prieš laikrodžio rodyklę, priklausomai nuo krumpliaštiebio takto. Dėl vienos krypties

ritinių guolių veikimo principo, vienu metu su varomuoju kūginiu krumpliaračiu perdavą sudaro tik vienas iš dviejų varančiųjų kūginių krumpliaračių, kuriuos varo krumpliatiebio krumpliaračio velenėlis, tuo tarpu kitas krumpliaračio guolis būna neužsifiksavęs, todėl krumpliaratis nėra varomas velenėlio ir laisvai apie jį sukasi. Šiems varantiesiems kūginiams krumpliaračiams sukimo momentas yra perduodamas skirtingomis kryptimis, priklausomai nuo krumpliatiebio judesio krypties. Kadangi varantieji kūginiai krumpliaračiai yra priešingose varomojo krumpliaračio pusėse, varomasis krumpliaratis, sujungtas su generatoriaus (elektros variklio) velenėliu, vienu metu yra sukamas arba kairiojo, arba dešiniojo kūginio krumpliaračio ir sukasi viena kryptimi nepriklausomai nuo to, ar krumpliatiebis juda aukštyn, ar žemyn.

Krumpliaračio, velenėlio ir kūginių krumpliaračių surinkimas yra sumontuojamas viename vamzdyje, kitas vamzdis apdengia pirmąjį vamzdį su pavaros elementais ir krumpliatiebio pagalba perduoda tiesiaeigį, grįžtamai slenkamąjį judesį. Tam, kad būtų sumažinta trintis tarp vidinio ir išorinio vamzdžių, turi būti panaudotas tepimas arba tarp jų įterptas teflono sluoksnis. Pavaros konstrukcija turi būti sandari, kad apsaugotų viduje esančias krumpliaračių perdavas nuo nešvarumų, galinčių sukelti pažeidimus ir intensyvų dilimą.

Rekuperacinės elektromechaninės pavaros paskirtis – generuoti elektros energiją panaudojant automobilio pakabos svyravimų energiją. Tokia pavara yra laikoma dinamine sistema, sudaryta iš nuolatinės srovės, nuolatinių magnetų elektros variklio, veikiančio generatoriaus režimu, perdavimo krumpliaračių, ir kūginių krumpliaračių su viduje sumontuotomis kryptinėmis movomis.



3.3 pav. Rekuperacinės elektromechaninės pavaros kinematinė schema

Sukant sistemos nuolatinio generatoriaus inkarą, kiekviename jo laidininke indukuojama elektrovara  $E_{ef}$ , kuri yra proporcinga kampiniui greičiui  $\omega$ :

$$E_{ef} = k_e \frac{d\theta}{dt}; \quad (3.1)$$

čia:  $k_e$  – pastovus, nuo generatoriaus konstrukcinių savybių priklausantis koeficientas;  $d\theta/dt$  – posūkio kampo išvestinė (kampinis greitis  $\omega$ ), rad/s.

Kai prie generatoriaus yra prijungtas imtuvas, išorine grandine ir inkaro laidininkais teka srovė  $i$ . Kadangi laidininkai yra magnetiniame lauke, juos veikia elektromagnetinės jėgos, kurios sukuria momentą  $\tau_e$ , proporcingą laidininkais tekančiai srovei:

$$\tau_e = k_t i; \quad (3.2)$$

čia:  $\tau_e$  – srovės sukuriamas pasipriešinimo momentas, Nm;  $k_t$  – sukimo momento koeficientas.

Pavaros mazgai: krumpliaštiebio – krumpliaračio pavara, kūginiai krumpliaračiai ir planetinis reduktorius apibūdinami perdavimo laipsniu  $i_t$  ir naudingumo koeficientu  $\eta_t$ :

$$i_t = \frac{1}{r} k_h k_b; \quad (3.3)$$

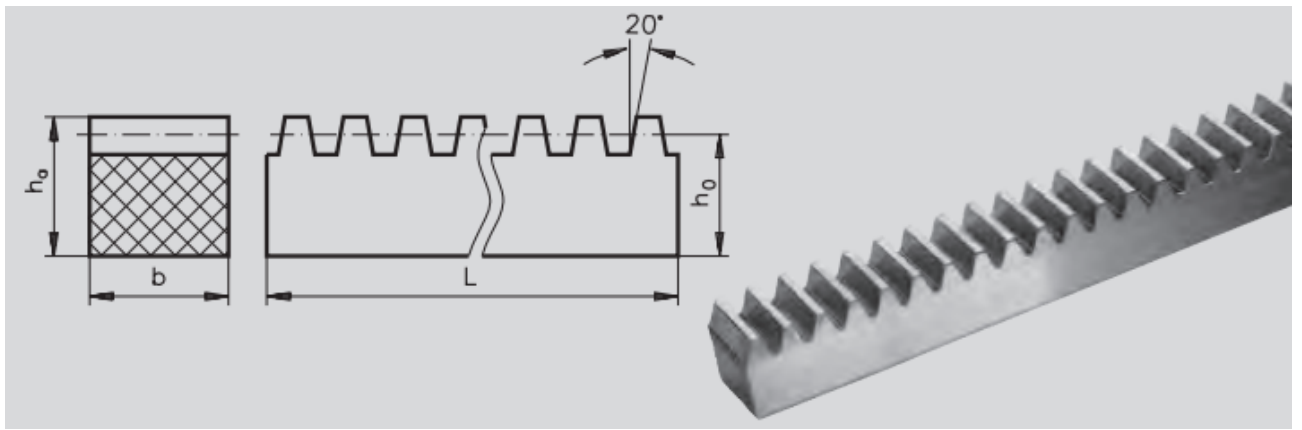
$$\eta_t = \eta_r \cdot \eta_{cl} \cdot \eta_b \cdot \eta_p; \quad (3.4)$$

čia:  $k_h, k_b$  – planetinio reduktoriaus ir kūginių krumpliaračių perdavimo laipsnis;  $r$  – krumpliaračio spindulys, m;  $\eta_r, \eta_{cl}, \eta_b, \eta_p$  – atitinkamai krumpliaštiebio–krumpliaračio, ritininių guolių, kūginių krumpliaračių pavaros ir planetinio reduktoriaus naudingumo koeficientai.

### 3.2. Prototipo pavaros elementų parinkimas

Ankstesnėje dalyje nustatyta, kad automobilio, važiuojančio vidutinės kokybės asfaltuoto kelio danga, amortizatoriaus vidutinis vertikalus svyravimo greitis  $v$  yra 0,05–0,2 m/s, pakabos vertikalūs poslinkiai  $s$  yra 10–25 mm, svyravimo dažnis  $\omega$  priimamas 1,4 Hz. Numatomi projektuojamo prototipo matmenys yra 432x100x100 mm, krumpliaštiebio eiga – 250 mm, projektiniai svyravimo greičiai yra 0,05–0,2 m/s.

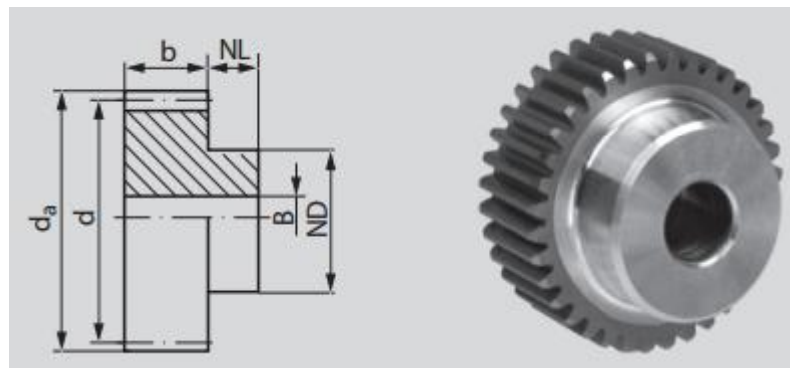
Pasinaudojus programa „SolidWorks“ sudaromas skaitmeninis prototipo pavaros modelis, kurio pagalba nustatomi reikalingi pavaros elementų matmenys. Iš katalogų parenkami standartiniai pavaros elementai (3.4–3.7 pav.), kurių matmenys atitinka skaitmeniniame modelyje suprojektuotų elementų matmenis.



3.4 pav. Krumpliatiebio parametrai [14]

3.1 lentelė. Krumpliatiebio parametrai

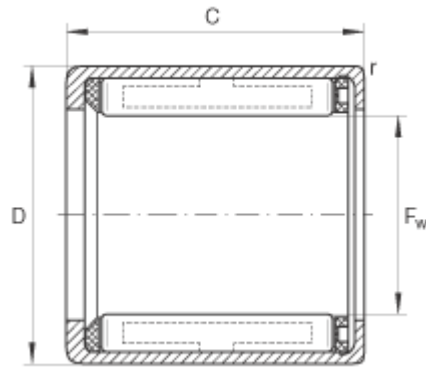
$L$ , mm	250,0
Modulis	1
$b$ , mm	15,0
$h_a$ , mm	15,0
$h_0$ , mm	14,0
masė $m$ , g	75



3.5 pav. Krumpliaracio parametrai [15]

3.2 lentelė. Krumpliaracio parametrai

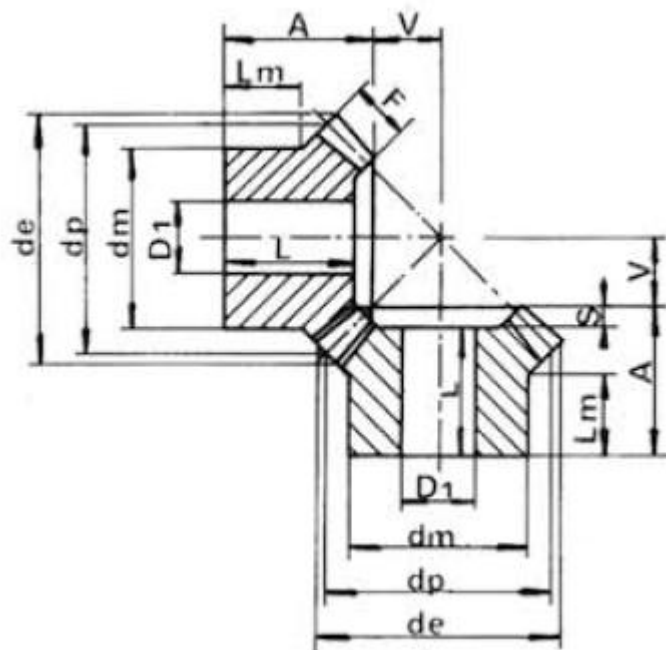
Krumplių skaičius	32
modulis	1
$b$ , mm	15
$d_a$ , mm	34
$d$ , mm	32
$NL$ , mm	10
$B$ , mm	10
Masė $m$ , g	61



3.6 pav. Vienakryptis guolis „HFL1216“ [16]

3.3 lentelė. Ritininio vienakrypčio guolio „HFL1216“ parametrai

$F_w$ , mm	12
$D$ , mm	18
$C$ , mm	16
$r_{min}$ , mm	0,3
Masė $m$ , g	11
Leistinas sukimo momentas $M$ , Nm	12,2
Leistinas sukimosi dažnis $n$ , aps/min	11000
Leistina dinaminė apkrova, N	3950
Leistina statinė apkrova, N	4500



3.7 pav. Kūginės pavaros parametrai [17]

Perdavimo santykis $u$	1:1
Modulis	2
Krumplių skaičius	16
$d_p$ , mm	32,0
$d_e$ , mm	34,83
$F$ , mm	8,0
$A$ , mm	23,5
$d_m$ , mm	25,3
$D_l$ , mm	8,0
$V$ , mm	9,5
$L_m$ , mm	14,0

### 3.3. Pavaros kinematiniai skaičiavimai, elektros variklio parinkimas

Apskaičiuojamas pavaros kampinis dažnis  $\omega$  ir sukimosi dažnis  $n$ , kai amortizatoriaus vidutinis svyravimo greitis  $v$  yra 0,05 m/s.

Krumpliaračio kampinis dažnis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\omega_{0,05} = \frac{v}{r} = \frac{0,05}{0,016} = 3,13 \text{ rad/s};$$

čia:  $v$  – krumpliasriebio slenkamasis greitis, m/s;  $r$  – krumpliaračio spindulys, m.

Veleno sukimosi dažnis apskaičiuojamas:

$$n_{0,05} = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 3,13}{2 \cdot 3,14} = 30,00 \text{ aps/min};$$

čia:  $u$  – kūginės pavaros perdavimo santykis;  $n_l$  – veleno sukimosi dažnis, aps/min.

Kai amortizatoriaus vertikalusis greitis  $v$  yra 0,2 m/s, pavaros kampinis dažnis yra:

$$\omega_{0,2} = \frac{v}{r} = \frac{0,2}{0,016} = 12,5 \text{ rad/s};$$

Veleno sukimosi dažnis apskaičiuojamas:

$$n_{0,2} = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 12,5}{2 \cdot 3,14} = 119,43 \text{ aps/min};$$

Pagal pasirinktų detalių parametrus apskaičiuota, kad projektuojamai rekuperacinei elektromechaninei pavarai judant 0,05–0,2 m/s greičiu, pavaros sukimosi dažnis  $n$  yra 30,00–119,43 aps/min. Laikoma, kad pavaros detalės parinktos optimaliam darbui, kai didžiausias projektinis sukimosi dažnis  $n$  (119,43 aps/min) yra artimas nominaliajam elektros variklio sukimosi dažniui. Pagal didžiausią apskaičiuotą projektinį sukimosi dažnį  $n=119,43$  aps/min parenkamas elektrinis, nuolatinės srovės, inversinis variklis (3.8 pav.), kurio reduktoriaus nominalusis sukimosi dažnis  $n_{red}$  yra 115 aps/min ir yra artimas apskaičiuotam projektiniui greičiui.



3.8 pav. Nuolatinės srovės variklis „Dunkermotoren G42x25“

Nuolatinės srovės, nuolatinėjų magnetų variklio su reduktoriumi „Dunkermotoren G42x25“

parametrai:

$$U = 40 \text{ V};$$

$$n = 3700 \text{ aps/min};$$

$$I_N = 0,55 \text{ A};$$

$$I_{fm} = 4,1 \text{ A};$$

$$P = 22 \text{ W};$$

$$R_i = 14,5 \Omega.$$

Reduktorius: „PLG42S“

$$i = 32:1;$$

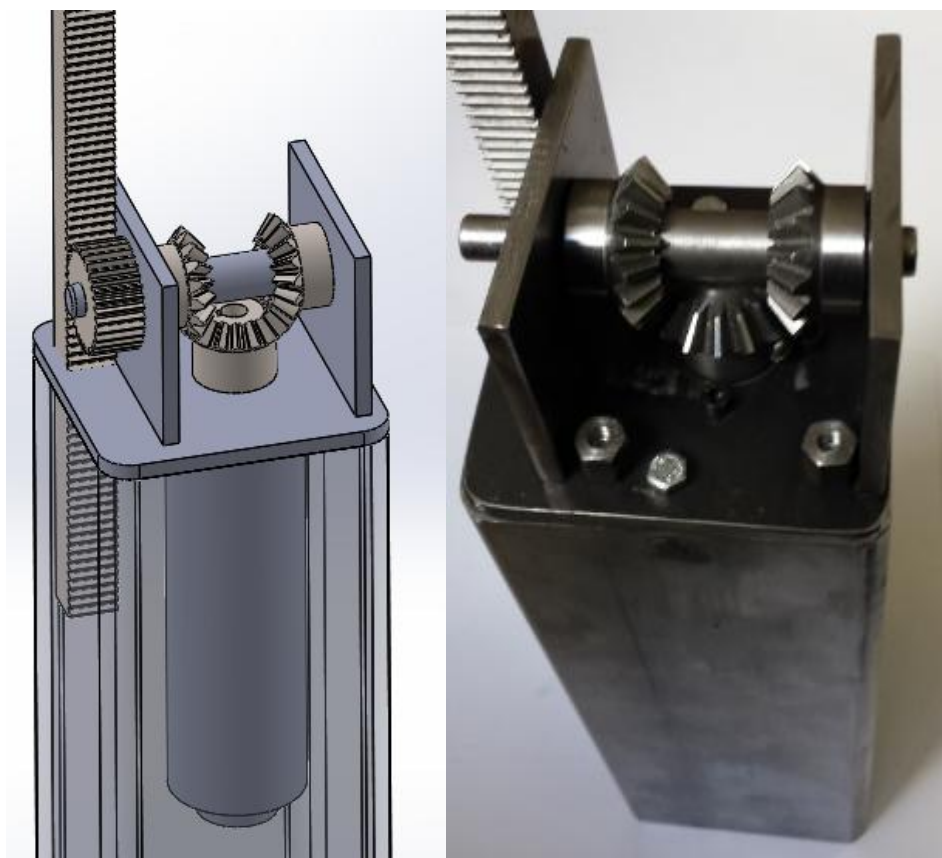
$$n_{red} = 3700/32 = 115 \text{ aps/min}.$$

Pagal sudaryto skaitmeninio modelio detalių matmenis apdirbamos ir pagaminamos prototipo pavaros detalės (3.9 pav.).



3.9 pav. Apdirbti prototipo pavaros elementai

Pasinaudojus programa „SolidWorks“, pagal parinktų detalių matmenis sudaromas skaitmeninis prototipo modelis (3.10–3.11 pav.), kurio pagalba nustatomi reikalingi pavaros matmenys (3.12 pav.) ir sukonstruojamas prototipas (3.13 pav.).

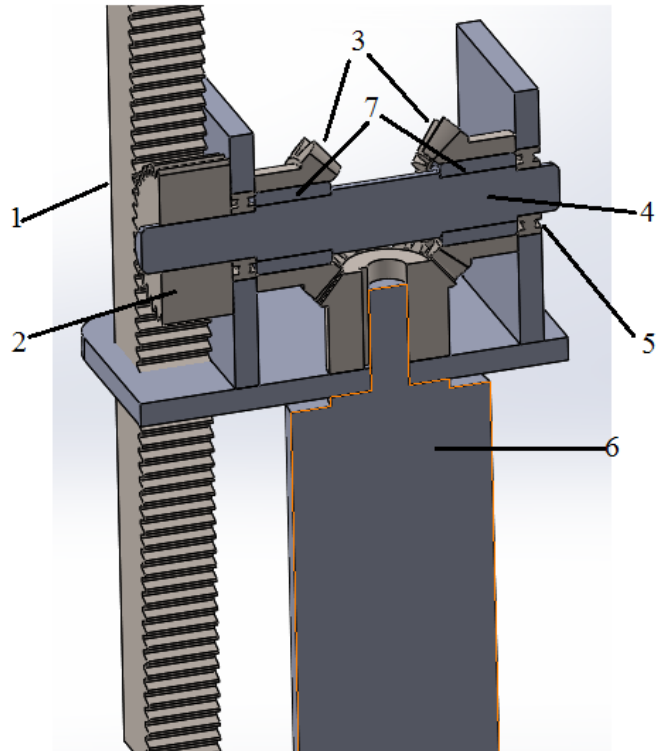


a)

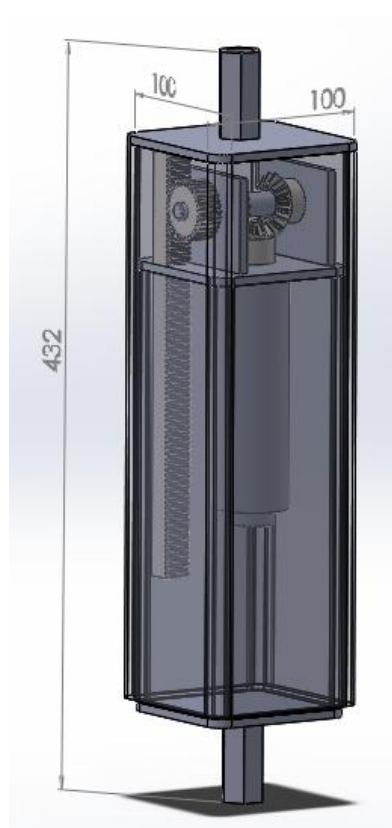
b)

3.10 pav. Rekuperacinė elektromechaninė pvara: a – skaitmeninis modelis, b – prototipas

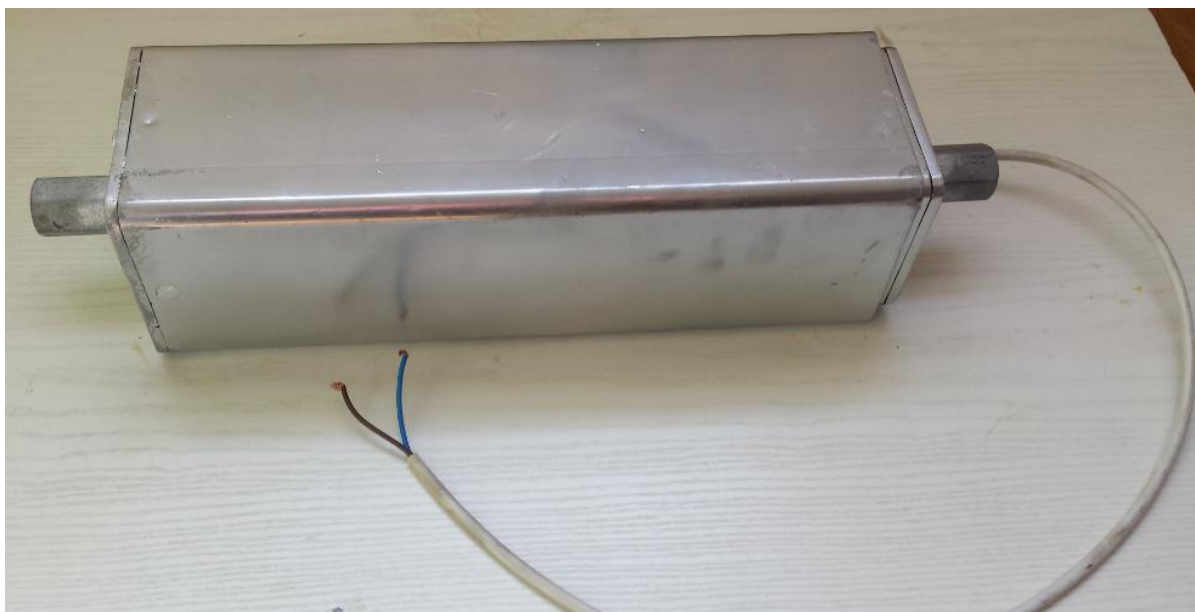




3.11 pav. Reperacinės elektromechaninės pavaros modelio pjūvio vaizdas: 1 – krumpliatiebis; 2 – krumpliaratis; 3 – kūginiai krumpliaraičiai; 4 – velenėlis; 5 – radialinis guolis; 6 – nuolatinės srovės variklis; 7 – kryptinės movos



3.12 pav. Reperacinės elektromechaninės pavaros modelio matmenys



3.13 pav. Pagamintas rekuperacinės elektromechaninės pavaros prototipas

Suprojektuotas ir sukonstruotas rekuperacinės elektromechaninės pavaros prototipas, kurį sudaro krumpliaštiebio ir krumpliarachio pavara, kuri tiesiaiegi, grįžtamai slenkamąjį judėjimą pakeičia sukamuoju, taip pat vieno veleno ir trijų kūginių krumpliarachių pavara su įpresuotomis kryptinėmis movomis, perduodanti sukamąjį judesį mažos galios, nuolatinių magnetų varikliui, veikiančiam generatoriaus režimu. Prototipo matmenys yra 432x100x100 mm, eiga – 250 mm, projektiniai svyravimo greičiai yra 0,05–0,2 m/s.

## 4. Eksperimentinis regeneracinės elektromechaninės pavaros prototipo tyrimas

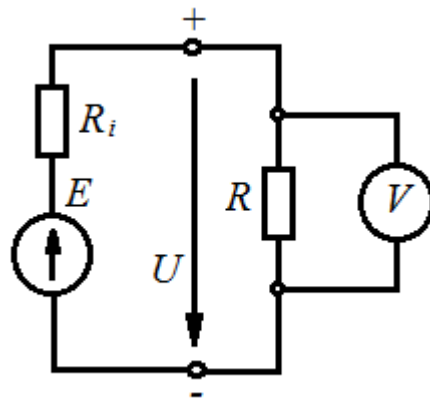
### 4.1. Eksperimentinio tyrimo įranga ir tyrimo metodika

Prototipo bandymo metu siekiama išmatuoti generuojamos įtampos amplitudinę vertę  $U_m$ , veikiant skirtingų dažnių  $f$  ir amplitudžių  $A$  harmoniniams svyravimams ir panaudojus gautus rezultatus analitiškai apskaičiuoti elektros variklio sukuriamą naudingąją elektrinę galią  $P_e$ . Sukonstruotos regeneracinės elektromechaninės pavaros svyravimų energijos rekuperavimo galimybės tiriamos pasinaudojus transporto inžinerijos katedros transporto priemonių pakabų slopinančių elementų charakteristikų tyrimų stendu „Shock absorber dynamometer BTP 2000“. Bandymo metu prototipas montuojamas stende (4.1 pav.) ir paeiliui žadinamas skirtingų dažnių  $f$  ir poslinkių  $s$  harmoniniais svyravimais.

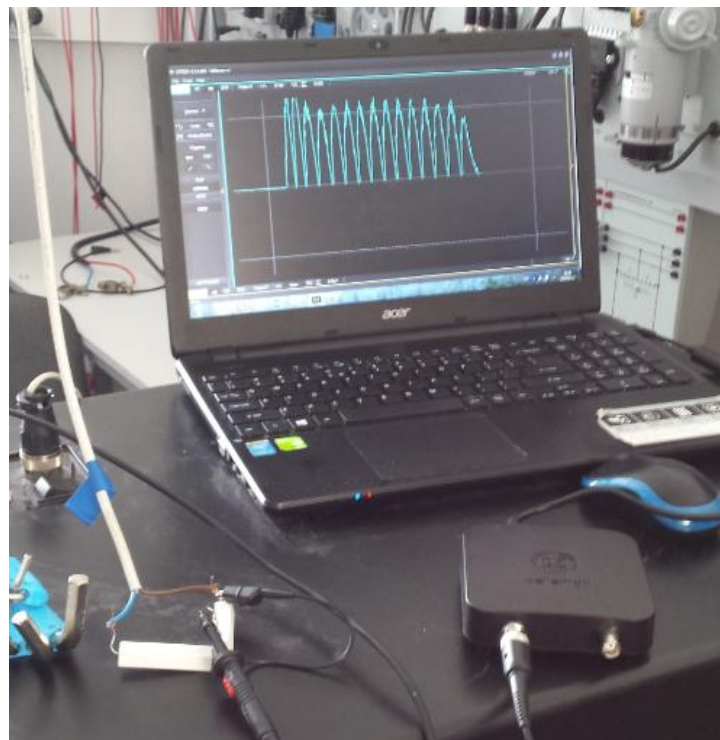


4.1 pav. Prototipo bandymas transporto priemonių pakabų slopinančių elementų charakteristikų tyrimų stende „Shock absorber dynamometer BTP 2000“

Prototipo generuojamos įtampos kitimas registruojamas osciloskopu „Velleman WFS 210“, kurio išmatuoti duomenys atvaizduojami realiu laiku kompiuterio ekrane. Siekiant nustatyti didžiausią prototipo generuojamą naudingąją elektrinę galią  $P_e$ , elektrinė grandinė turi dirbti suderintu režimu, kai išorinės grandinės varža  $R$  lygi likusios grandinės (elektros variklio) varžai  $R_i$ , kuri lygi  $14,5 \Omega$ , t. y. imtuvo galia yra didžiausia, kai jo varža yra lygi elektros šaltinio vidinei varžai [18]. Tam tikslui, bandymo metu, į elektrinę grandinę prijungiami  $10$  ir  $5 \Omega$  rezistoriai, tarp kurių matuojamas įtampos  $U$  kitimas laiko atžvilgiu, lygiagrečiai prijungus osciloskopo daliklį (4.2–4.3 pav.).



4.2 pav. Prototipo su  $15 \Omega$  rezistoriumi elektrinės grandinės schema



4.3 pav. Prototipo generuojamos įtampos matavimo įranga

Suderintajam režimui būdinga tai, kad šaltinis jungiamaisiais laidais imtuvui perduoda didžiausią galią. Imtuvo, kurio varža  $R$ , galią galima apskaičiuoti šitaip [18]:

$$P = RI^2 = R \frac{E^2}{(R + R_i)^2}; \quad (4.1)$$

čia:  $P$  – elektrinė galia, W;  $I$  – elektros srovė, A;  $R$  – imtuvo elektrinė varža,  $\Omega$ ;  $R_i$  – šaltinio vidinė elektrinė varža,  $\Omega$ ;  $E$  – šaltinio elektrovara, V.

Suderintojo elektrinės grandinės darbo režimo sąlyga yra tokia:

$$R = R_i.$$

Šaltinio suvartojama elektros energija vadinama energijos nuostoliais, kurių galia yra  $P_d = R_i I^2$ . Imtuvo galia  $P$  yra naudinga šaltinio galia. Šaltinio naudingumo koeficientas:

$$\eta = \frac{P}{P + P_d} = \frac{RI^2}{RI^2 + R_i I^2} = \frac{R}{R + R_i}. \quad (4.2)$$

Grandinė veikia suderintuoju režimu, kai  $R = R_i$ , todėl šaltinio naudingumo koeficientas yra lygus:

$$\eta = \frac{R_i}{2R_i} = 0,5. \quad (4.3)$$

Imtuvui atiduodama tiek pat elektros energijos, kiek suvartojama šaltinyje dėl jo vidinės varžos. Suderintasis elektrinės grandinės darbo režimas taikomas norint gauti didžiausią šaltinio galią, todėl nekreipiamas dėmesys į naudingo veikimo koeficientą ir siekiama, kad iš šaltinio į imtuvą būtų perduodamas didžiausias galimas galingumas.

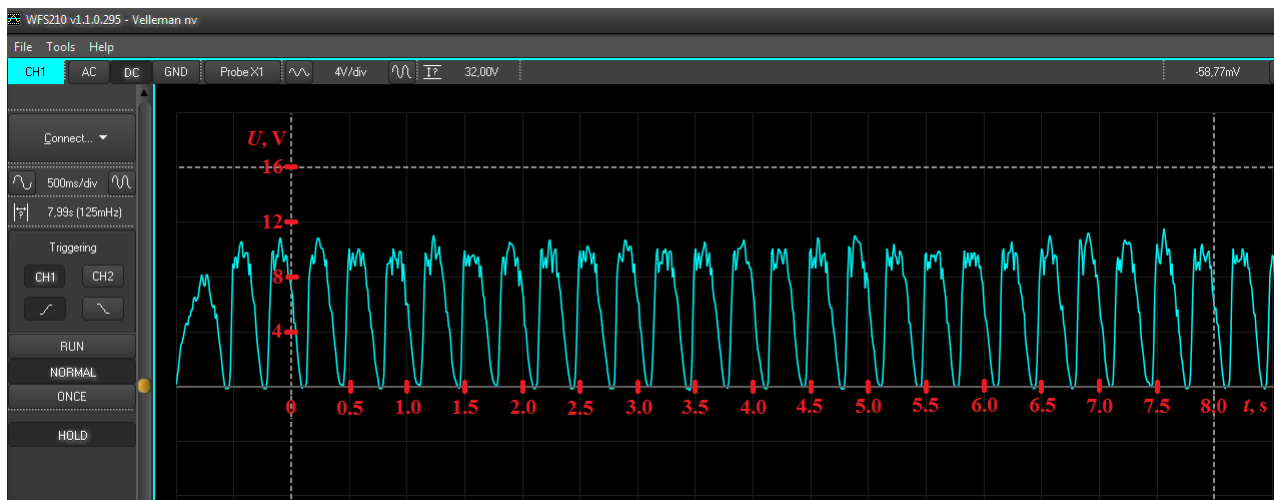
Mažai apkrovus elektros šaltinį, tekės nedidelė srovė ir bus perduodama nedidelė galia. Tačiau trumpai ją sujungus, didžioji dalis energijos išsiskirs šilumos pavidalu šaltinio viduje ir tik maža jos dalis bus perduodama trumpinančiuoju laidu. Daugiausiai galios iš elektros šaltinio galima išgauti apkrovus jį varža, lygia jo vidinei varžai. Idealiu atveju apkrovos varžoje išsiskirs pusė visos galios, kita pusė išsiskirs generatoriuje. Realiai apkrovos varžoje visada išsiskirs mažiau negu pusė visos galios dėl nuostolių jungiamuosiuose laiduose.

## 4.2. Eksperimento ir skaičiavimų rezultatai

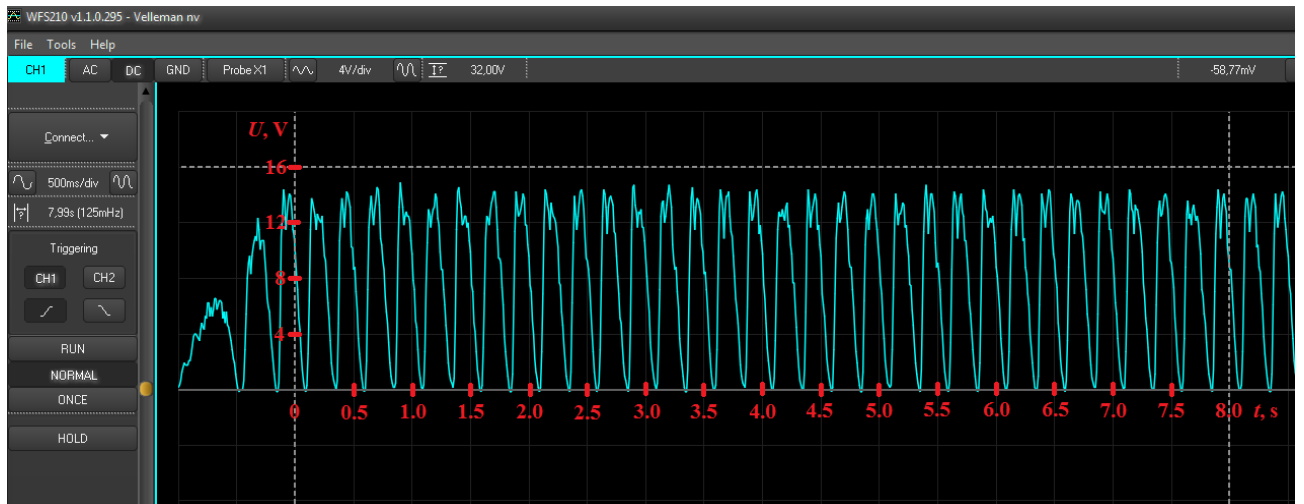
Eksperimento metu gautos įtampos kreivės pateiktos 4.4–4.14 paveiksluose.



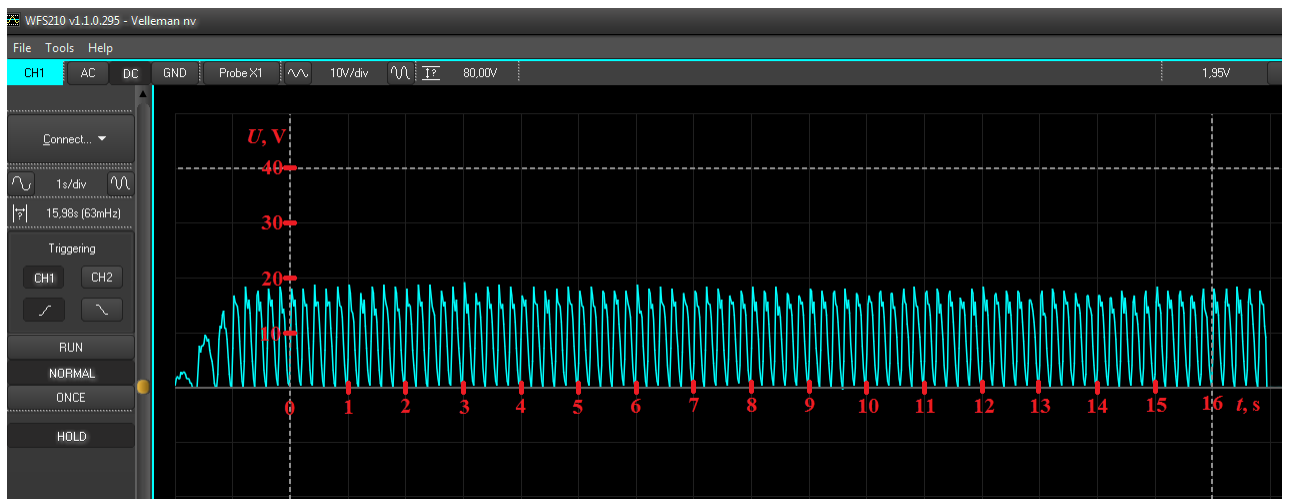
4.4 pav. Bandyamas, kai  $s=0,025$  m,  $f=1$  Hz,  $v=0,05$  m/s



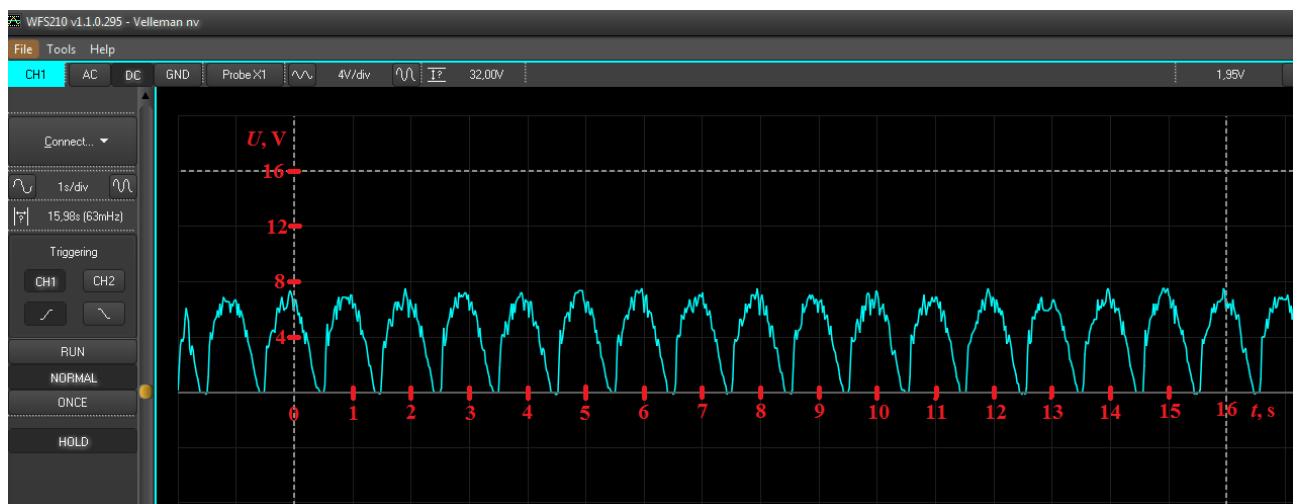
4.5 pav. Bandyamas, kai  $s=0,025$  m,  $f=1,5$  Hz,  $v=0,075$  m/s



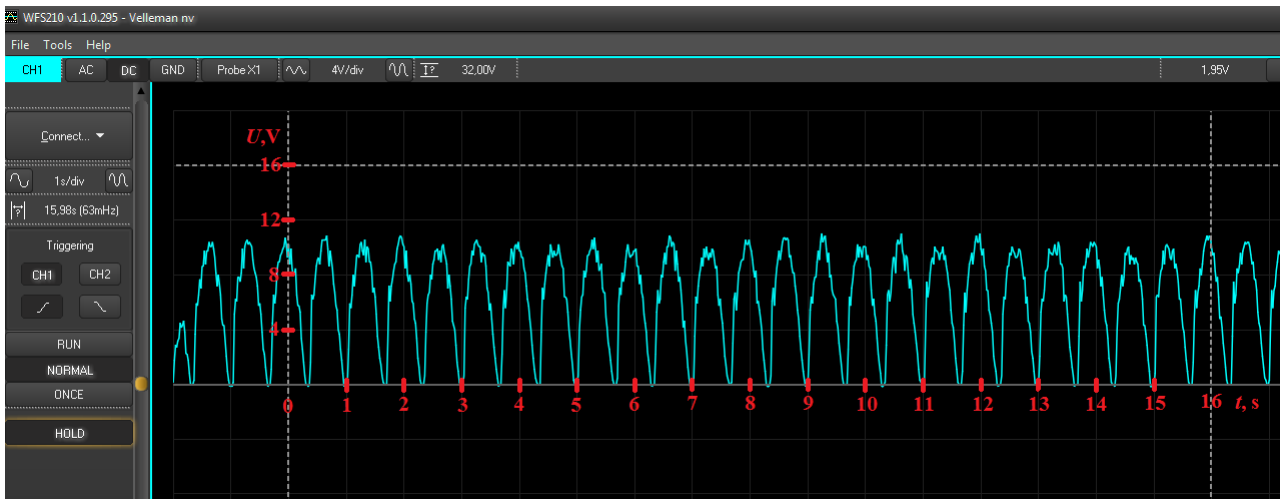
4.6 pav. Bandymas, kai  $s=0,025$  m,  $f=2$  Hz,  $v=0,1$  m/s



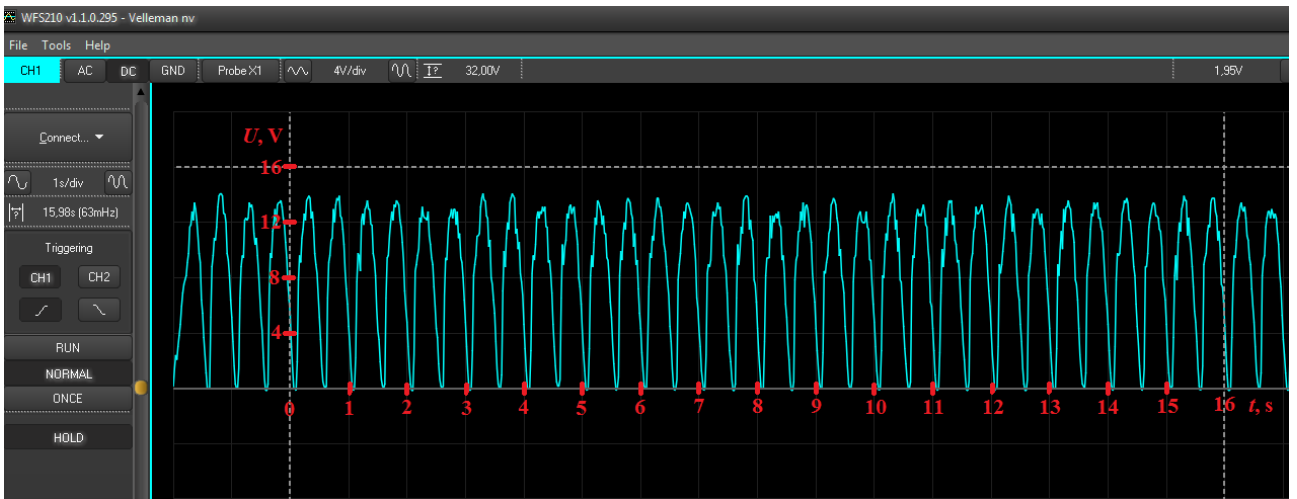
4.7 pav. Bandymas, kai  $s=0,025$  m,  $f=2,5$  Hz,  $v=0,125$  m/s



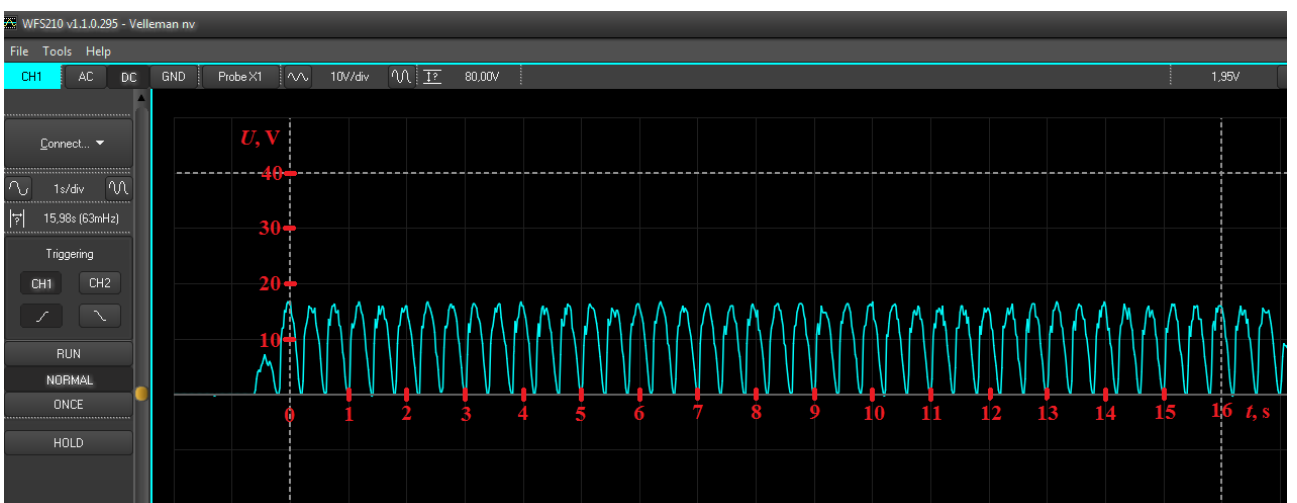
4.8 pav. Bandymas, kai  $s=0,05$  m,  $f=0,5$  Hz,  $v=0,05$  m/s



4.9 pav. Bandydas, kai  $s=0,05$  m,  $f=0,75$  Hz,  $v=0,075$  m/s

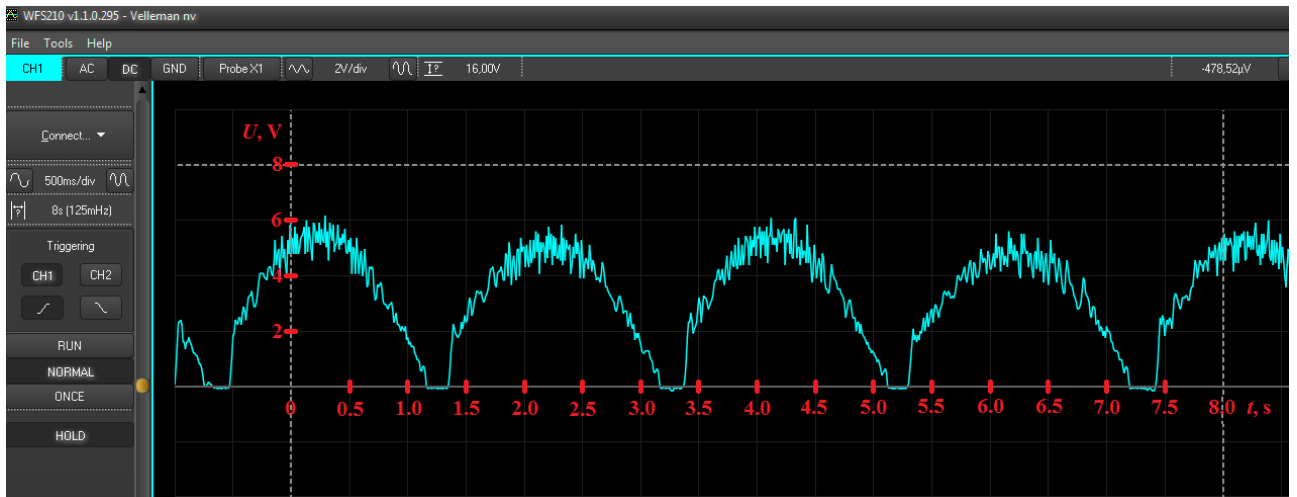


4.10 pav. Bandydas, kai  $s=0,05$  m,  $f=1$  Hz,  $v=0,1$  m/s

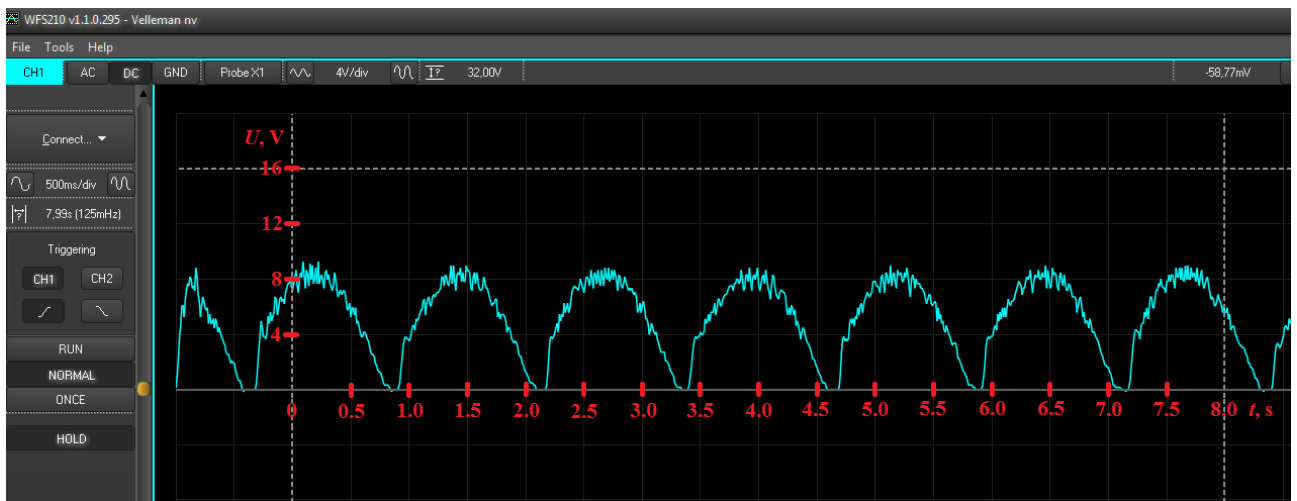


4.11 pav. Bandydas, kai  $s=0,05$  m,  $f=1,25$  Hz,  $v=0,125$  m/s

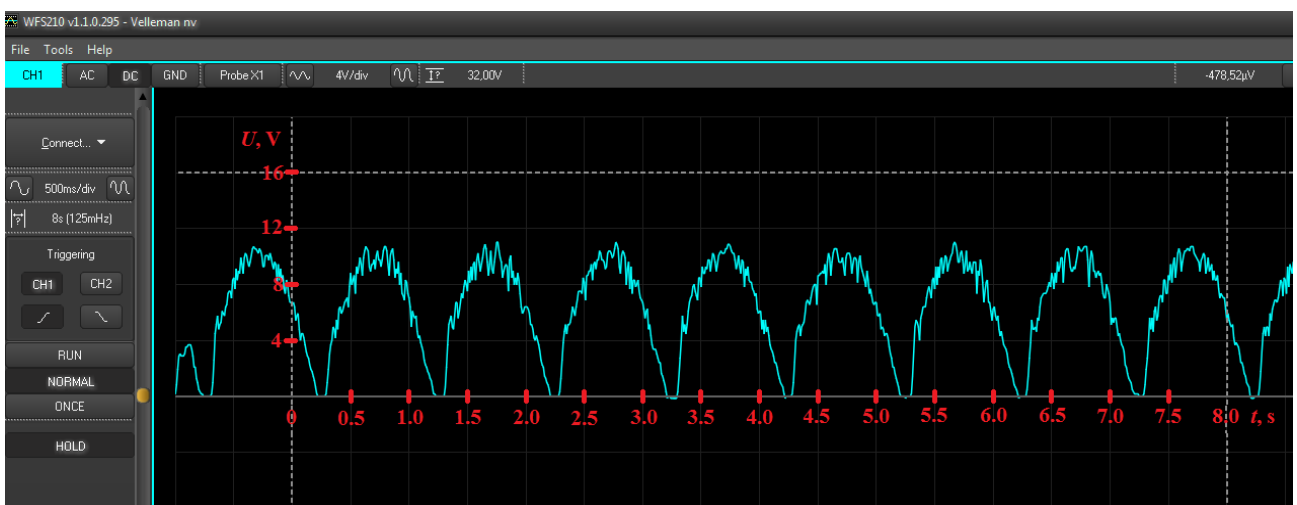




4.12 pav. Bandydas, kai  $s=0,075$  m,  $f=0,25$  Hz,  $v=0,0375$  m/s



4.13 pav. Bandydas, kai  $s=0,075$  m,  $f=0,4$  Hz,  $v=0,06$  m/s



4.14 pav. Bandydas, kai  $s=0,075$  m,  $f=0,5$  Hz,  $v=0,075$  m/s

Skaičiuojant vidutinę nesinusinio dydžio vertę visam periodui, gaunama, kad ji yra lygi nuolatinei dedamajai:  $\bar{U} = U_0$ . Todėl nesinusinės periodinės funkcijos vidutinė įtampos vertė per visą periodą skaičiuojama pagal formulę [18]:

$$\bar{U} = U_0 = \frac{2 \cdot U_m}{\pi} = 0,637 \cdot U_m ; \quad (4.4)$$

čia:  $U_m$  – amplitudinė įtampos vertė, V.

Srovės stipris elektrinėje grandinėje:

$$I = \frac{U_0}{R} ; \quad (4.5)$$

Naudingoji generatoriaus elektrinė galia, tenkanti išorinei grandinei:

$$P_e = U_0 \cdot I = I^2 \cdot R ; \quad (4.6)$$

Bandymo metu, į transporto priemonių pakabų slopinančių elementų charakteristikų tyrimų stendą įtaisytas rekuperacinės elektromechaninės pavaros prototipas, kuris yra veikiamas skirtingų dažnių  $f$  ir amplitudžių  $A$  harmoninių svyravimų. Prototipo svyravimas aprašomas harmoninio svyravimo lygtimi:

$$x = A \sin(\omega_0 t + \varphi_0) ; \quad (4.7)$$

čia:  $x$  – nuokrypis nuo pusiausvyros padėties, m;  $A$  – svyravimų amplitudė  $A = \frac{s}{2}$ , m;  $s$  – poslinkis vieno takto metu, m;  $\omega_0$  – svyravimų kampinis dažnis, rad/s;  $\varphi_0$  – pradinė svyravimų fazė, °.

Svyravimo kampinis dažnis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\omega_0 = 2\pi f ; \quad (4.8)$$

čia:  $f$  – svyravimo dažnis, Hz.

Harmoningai svyruojančio prototipo greitis kinta pagal kosinuso dėsnį. Svyravimo greičio lygtis gaunama išdiferencijavus harmoninio svyravimo lygtį [19]:

$$v = \dot{x} = \omega_0 A \cos(\omega_0 t + \varphi_0) = 2\pi f A \cos(2\pi f t + \varphi_0); \quad (4.9)$$

Didžiausia greičio vertė (greičio amplitudė) apskaičiuojama:

$$v_m = \omega_0 A = 2\pi f A; \quad (4.10)$$

Vidutinis harmoninio svyravimo greitis apskaičiuojamas:

$$\bar{v} = \frac{2 \cdot v_m}{\pi} = 0,637 \cdot v_m; \quad (4.11)$$

Sudaromos eksperimento ir analitinių skaičiavimų rezultatų lentelės:

4.1 lentelė. Gauti eksperimento ir skaičiavimų rezultatai, kai poslinkis  $s=0,025$  m.

Svyravimo dažnis $f$ , Hz	Didžiausia greičio vertė $v_m$ , m/s	Vidutinis svyravimo greitis $\bar{v}$ , m/s	Amplitudinė įtampa $U_m$ , V	Vidutinė įtampa $U_0$ , V	Srovės stipris $I$ , A	Naudingoji generatoriaus elektrinė galia $P_e$ , W
1	0,079	0,05	7	4,5	0,3	1,35
1,5	0,118	0,075	10,5	6,7	0,45	3,02
2	0,157	0,1	14	8,9	0,59	5,25
2,5	0,196	0,125	17,5	11,1	0,74	8,33

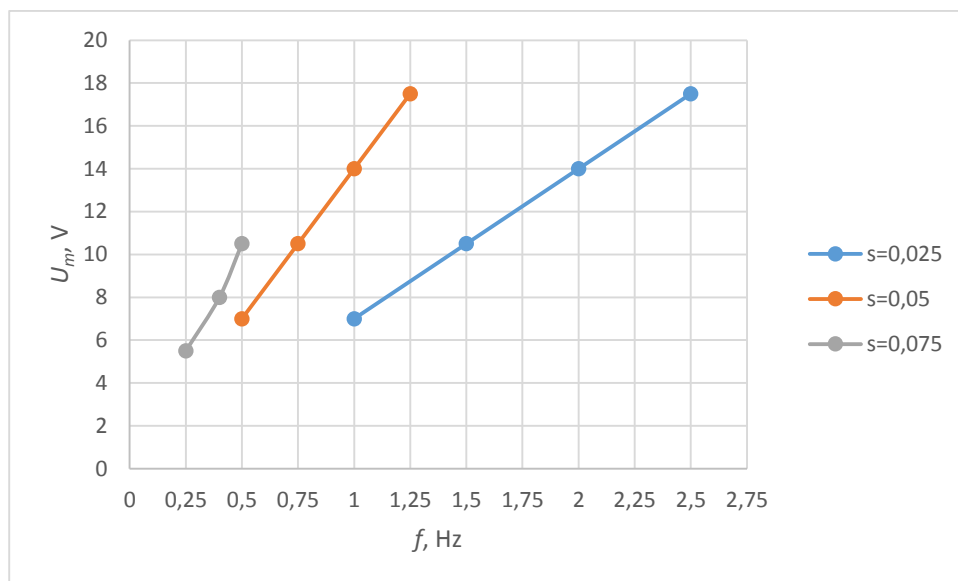
4.2 lentelė. Gauti eksperimento ir skaičiavimų rezultatai, kai poslinkis  $s=0,05$  m.

Svyravimo dažnis $f$ , Hz	Didžiausia greičio vertė $v_m$ , m/s	Vidutinis svyravimo greitis $\bar{v}$ , m/s	Amplitudinė įtampa $U_m$ , V	Vidutinė įtampa $U_0$ , V	Srovės stipris $I$ , A	Naudingoji generatoriaus elektrinė galia $P_e$ , W
0,5	0,079	0,05	7	4,5	0,3	1,35
0,75	0,118	0,075	10,5	6,7	0,45	3,02
1	0,157	0,1	14	8,9	0,59	5,25
1,25	0,196	0,125	17,5	11,1	0,74	8,33

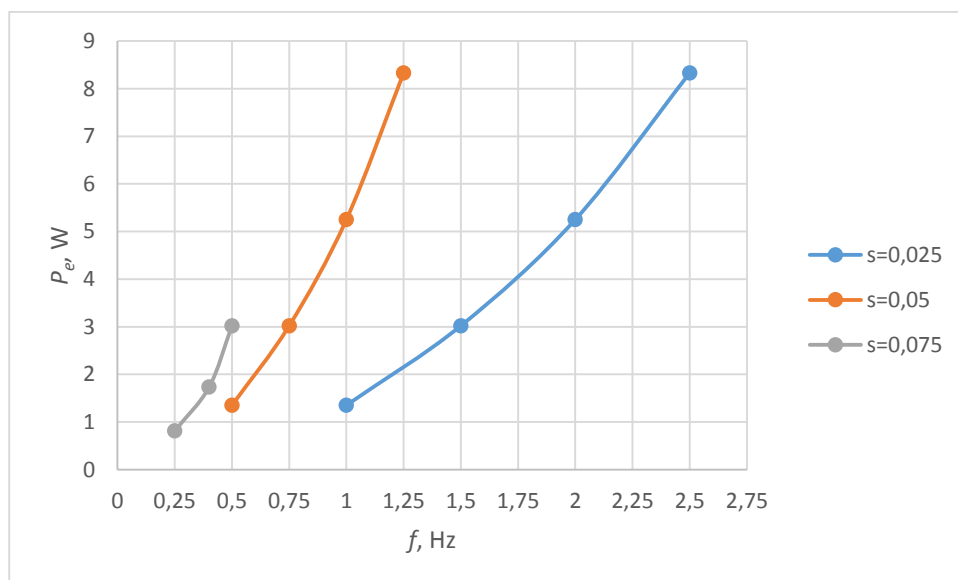
4.3 lentelė. Gauti eksperimento ir skaičiavimų rezultatai, kai poslinkis  $s=0,075$  m.

Svyravimo dažnis $f$ , Hz	Didžiausia greičio vertė $v_m$ , m/s	Vidutinis svyravimo greitis $\bar{v}$ , m/s	Amplitudinė įtampa $U_m$ , V	Vidutinė įtampa $U_0$ , V	Srovės stipris $I$ , A	Naudingoji generatoriaus elektrinė galia $P_e$ , W
0,25	0,059	0,038	5,5	3,5	0,23	0,81
0,4	0,094	0,06	8	5,1	0,34	1,73
0,5	0,118	0,075	10,5	6,7	0,45	3,02

Sudaromi išmatuotos prototipo generuojamos įtampos  $U_m$  ir apskaičiuotos naudingosios elektrinės galios  $P_e$  priklausomybių nuo svyravimo dažnio  $f$  grafikai.



4.15 pav. Amplitudinės įtampos  $U_m$  priklausomybės nuo dažnio  $f$



4.16 pav. Naudingosios elektrinės galios  $P_e$  priklausomybės nuo dažnio  $f$

Kadangi bandymui naudojamo osciloskopo didžiausia matuojama įtampa yra 20 V, tai atlikti įtampos matavimus, esant didesniems prototipo pavaros svyravimo greičiams, nepavyko, nes tokiu atveju generuojama įtampa yra didesnė nei 20 V. Iš amplitudinės įtampos  $U_m$  ir naudingosios elektrinės galios  $P_e$  priklausomybių nuo dažnio  $f$  grafikų matyti, kad didėjant dažniui  $f$ , įtampos  $U_m$  reikšmės didėja proporcingai, o naudingosios galios  $P_e$  reikšmės didėja eksponentiškai. Taip pat pastebima, kad atliekant bandymus su skirtingais svyravimo dažniais  $f$ , tais atvejais, kai poslinkis  $s$

yra 0,025 ir 0,05 m, gautos įtampos amplitudės  $U_m$  reikšmės yra vienodos, nes abejais atvejais išvystomi tie patys svyravimo greičiai.

## IŠVADOS

1. Atlikta regeneracinių amortizatorių analizė ir nustatyta, kad geriausiomis elektros energijos rekuperavimo galimybėmis pasižymi elektromagnetinis ir regeneracinis amortizatorius su hidrauline pavara, kurie vidutiniškai generuoja atitinkamai 8 ir 12 W galios elektros srovę. Tačiau dėl savo sudėtingų konstrukcijų, didelės kainos ir sudėtingos eksploatacinės priežiūros šiuo metu jie nėra populiarūs tarp automobilių gamintojų.
2. Nustatyta, kad pakaboje išsklaidomos energijos kiekis įvertinamas pagal šiuos parametrus: kelio profilį, automobilio judėjimo greitį ir pakabos charakteristikas. Remiantis ankstesnių transporto inžinerijos katedroje atliktų tyrimų rezultatais nustatyta, kad skaitinės analizės būdu „MATLAB“ programavimo terpėje apskaičiuota, kad per 9 sekundes, pakaboje išskaidyta 7188 J, kai automobilis juda pastoviu greičiu harmoninio profilio kelio paviršiumi, kurio amplitudė ir bangos ilgis yra žinomi. Taip pat, remiantis katedros atliktų amortizatoriuje išsklaidomos energijos eksperimentų rezultatais, nustatyta, kad nagrinėti realūs automobiliai miesto sąlygomis pakaboje išsklaido nuo 1,3 iki 3,5 kWh energijos, priklausomai nuo važiavimo greičio. Remiantis šio tyrimo rezultatais, matyti, kad automobilio pakaboje išsklaidytos energijos kiekiai yra pakankamai dideli, todėl racionalu ieškoti būdų šiai energijai rekuperuoti.
3. Suprojektuotas ir sukonstruotas rekuperacinės elektromechaninės pavaros prototipas, kurį sudaro krumpliastiebio ir krumpliaračio pavara, kuri tiesiaiegi, grįžtamai slenkamąjį judėjimą pakeičia sukamuoju, taip pat vieno veleno ir trijų kūginių krumpliaračių pavara su įpresuotomis kryptinėmis movomis, perduodanti sukamąjį judesį mažos galios, nuolatinių magnetų varikliui, veikiančiam generatoriaus režimu. Prototipo matmenys yra 432x100x100 mm, eiga – 250 mm, projektiniai svyravimo greičiai yra 0,05–0,2 m/s.
4. Transporto priemonių pakabų slopinančių elementų charakteristikų tyrimų stende atliktas prototipo eksperimentas, kurio metu osciloskopu išmatuotos generuojamos įtampos amplitudinės vertės  $U_m$  veikiant skirtingų dažnių  $f$  ir amplitudžių  $A$  harmoniniams svyravimams, panaudojus gautus rezultatus analitiškai apskaičiuota naudingoji elektrinė galia  $P_e$ . Bandymų metu gauta, kad, prototipui svyruojant vidutiniu 0,05–0,125 m/s greičiu  $\bar{v}$ , išmatuotos amplitudinės įtampos  $U_m$  atitinkamai yra 7–17,5 V, o apskaičiuota naudingoji elektrinė galia  $P_e$  yra 1,35–8,33 W. Iš amplitudinės įtampos  $U_m$  ir naudingosios galios  $P_e$  priklausomybių nuo dažnio  $f$  grafikų matyti, kad didėjant dažniui  $f$ , įtampos  $U_m$  reikšmės didėja proporcingai, o naudingosios galios  $P_e$  reikšmės didėja eksponentiškai. Taip pat pastebėta, kad atliekant bandymus su skirtingais svyravimo dažniais  $f$ , tais atvejais, kai poslinkis  $s$  yra 0,025 ir 0,05 m, gautos įtampos amplitudės  $U_m$  reikšmės yra vienodos, nes abejais atvejais išvystomi tie patys svyravimo greičiai.

## LITERATŪRA

1. Levant Power Corporation. 2014 09 23. *Active suspension with on-demand energy flow*. United States Patent. Patent No.: US 8840118 B1.
2. Lei Zuo, Xiudong Tang, Pei Sheng Zhang. 2013 05 23 *Electricity generating shock absorbers*. United States Patent. Patent No.: US20130127175 A1
3. Liesionis, V.; Daniulaitis, V.; Samper, S. *Energy and power dissipation in the car's shock absorber*. Transport Means - 2005: proceedings of the 9th international conference, October 20-21, 2005, Kaunas University of Technology, Lithuania. Kaunas: Technologija.. ISSN 1822-296X. 2005, p. 186-190.
4. Bogdevičius, M. *Transporto priemonių dinamika: mokomoji knyga* [interaktyvus]. Vilnius: Technika, 2012, 205 p. [žiūrėta 2016-4-02]. eISBN 978-609-457-296-8. Prieiga per: [http://dspace.vgtu.lt/bitstream/1/1450/1/1393-S\\_Bogdevicius\\_Transporto\\_WEB.pdf](http://dspace.vgtu.lt/bitstream/1/1450/1/1393-S_Bogdevicius_Transporto_WEB.pdf)
5. *International Roughness Index (IRI)* [interaktyvus] [žiūrėta 2015-3-20]. Prieiga per internetą: [https://en.wikipedia.org/wiki/International\\_Roughness\\_Index](https://en.wikipedia.org/wiki/International_Roughness_Index)
6. *2015–2020 m. Lietuvos Respublikos valstybinės reikšmės kelių priežiūros ir plėtros programa*. [interaktyvus] [žiūrėta 2016-4-15]. Prieiga per internetą: [www.lra.lt/file.php?id=2](http://www.lra.lt/file.php?id=2)
7. Pečeliūnas, R. *Automobilio svyravimai ekstremalaus stabdymo metu*. Daktaro disertacija. Vilnius, 2004. 150 p.
8. Basakirskas, A.; Bružas, A. ir kt. *Automobilio važiuoklė, vairas ir stabžiai*. Kaunas: Judex spauda, 2008. ISBN 978-9955-748-21-2
9. *Amortizatorių vaidmuo pakaboje*. [interaktyvus] [žiūrėta 2016-4-07]. Prieiga per internetą: <http://motofocus.lt/technika/369,amortizatoriu-vaidmuo-pakaboje>
10. *Suspension based on Artificial Fluidic Muscle for Vibration damping*. [interaktyvus] [žiūrėta 2016-4-22]. Prieiga per internetą: <http://sem-proceedings.com/22i/sem.org-IMAC-XXII-Conf-s08p07-Suspension-Based-Artificial-Fluidic-Muscle-Vibration-Damping.pdf>
11. Dixon J. *The shock absorber handbook*. Professional Engineering Publishing Ltd and John Wiley and Sons, 2007. ISBN 978-0-470-51020-9.
12. Reimpell, J.; Stoll, H.; Betzler, J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd 2001. ISBN 0 7506 5054 0.
13. Zhongjie Li, Lei Zou, Jian Kuang, George Luhrs. 2012 01 16. *Energy-Harvesting Shock Absorber with a Mechanical Motion Rectifier*.
14. *Kvadratiniai krumpliastiebiai tiesiais krumpliais*. [interaktyvus] [žiūrėta 2016-3-20]. Prieiga per internetą:

[http://www.techvitas.lt/images/saito\\_pav/prod\\_gam\\_pram/produktu\\_grupes/jegos\\_perdavimo\\_elementai/krumpliaraciai/krumpliaraciai\\_main/KRUMPLIASTIEBIAI\\_pdf/Maedler\\_242-248.pdf](http://www.techvitas.lt/images/saito_pav/prod_gam_pram/produktu_grupes/jegos_perdavimo_elementai/krumpliaraciai/krumpliaraciai_main/KRUMPLIASTIEBIAI_pdf/Maedler_242-248.pdf)

15. *Plieniniai krumpliaraciai*. [interaktyvus] [žiūrėta 2016-4-10]. Prieiga per internetą: [http://www.techvitas.lt/images/saito\\_pav/prod\\_gam\\_pram/produktu\\_grupes/jegos\\_perdavimo\\_elementai/krumpliaraciai/krumpliaraciai\\_main/plieniniai\\_pdf/Maedler\\_spur\\_gears\\_1-5.pdf](http://www.techvitas.lt/images/saito_pav/prod_gam_pram/produktu_grupes/jegos_perdavimo_elementai/krumpliaraciai/krumpliaraciai_main/plieniniai_pdf/Maedler_spur_gears_1-5.pdf)
16. *Drawn cup roller clutches HF1216*. [interaktyvus] [žiūrėta 2016-4-10]. Prieiga per internetą: [http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/HF\\*HF1216](http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/HF*HF1216)
17. *Bevel gear pairs*. [interaktyvus] [žiūrėta 2016-4-10]. Prieiga per internetą: [http://www.tecnicaindustriale.it/chiaravalli\\_catalogues/standard\\_uni\\_6588\\_bevel\\_gears.pdf](http://www.tecnicaindustriale.it/chiaravalli_catalogues/standard_uni_6588_bevel_gears.pdf)
18. Masiokas, S. *Elektrotechnika: vadovėlis aukštųjų mokyklų studentams*. Kaunas: Candela, 1994. 431 p. ISBN 9986-400-00-7
19. Žiliukas, P.; Barauskas, R. *Mechaniniai virpesiai: vadovėlis*. Vilnius: Vilniaus pedagoginio universiteto leidykla, 2008. 412 p. ISBN 978-9955-20-275-2