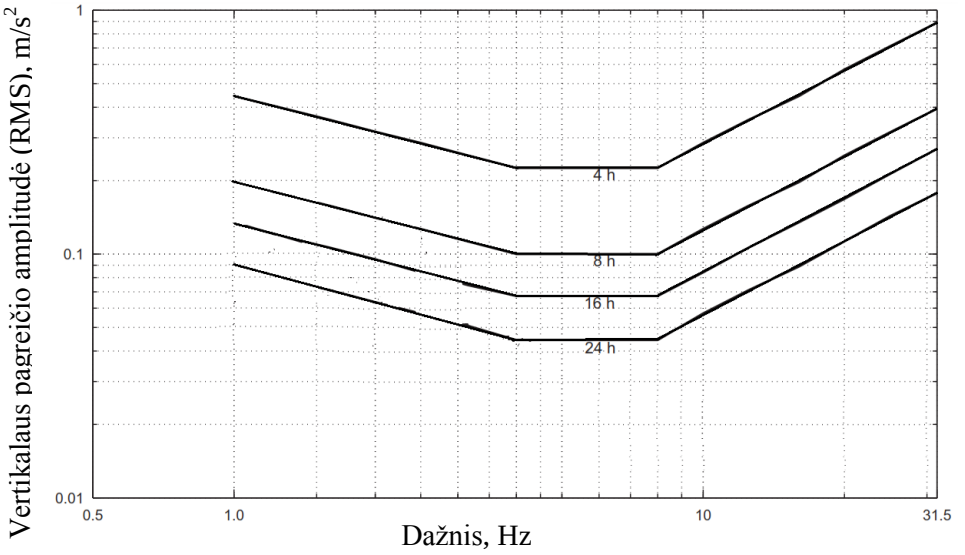
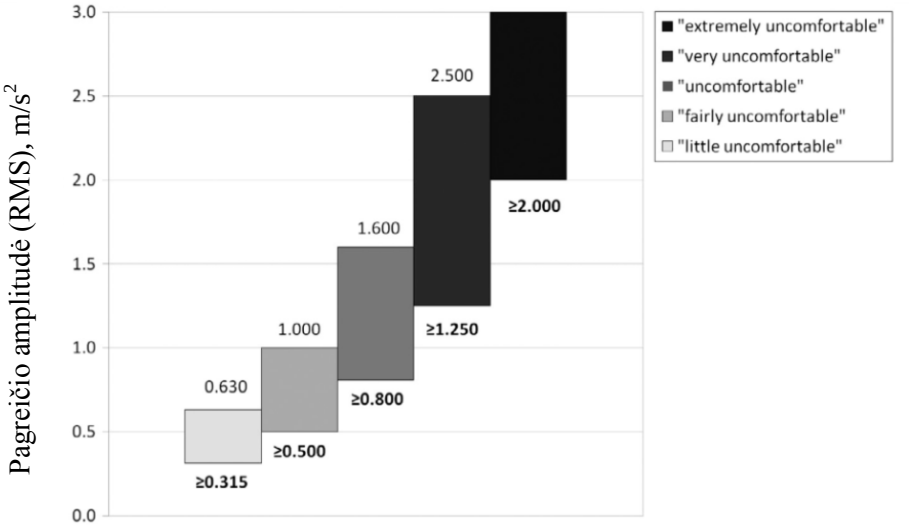
A priedas. Apžvalginės ir analitinės dalių papildoma informacija: amortizatorių tyrimai, modeliavimo rezultatai

Šioje dalyje pateikti apžvalginėje dalyje minėti pagal standartą 1997 ISO 2631-1 imami pagreičio svertiniai koeficientai, kurie pateikti A1 pav. A2 paveiksle pateikti viešame transporte naudojami komforto kriterijai, kurie gaunami priklausomai nuo vidutinės kvadratinės reiškmės pagal svertinį pagreitį (iš 1997 ISO 2631-1).



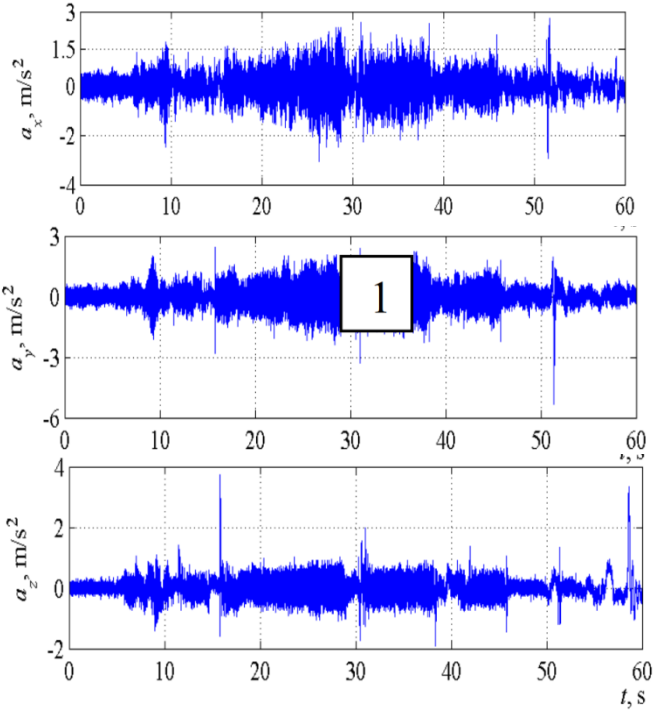
A1 pav. Vairuotojo ir keleivių vertikalių virpesių dažninės reikšmės įvertinus svertinį kripetijų (iš 1997 ISO 2631-1)
Fig. A1. Driver and passenger exposure time to oscillations in the z-axis direction for the reduced comfort criterion.

A1 pav. parodo standarto 1997 ISO 2631-1 komforto kreives vertikalia kryptimi. Iš gautų eksperimentinių vidutinių kvadratinių reikšmių kreivių gautos maksimalios reikšmės parodo viso kūną veikiančius virpesius.

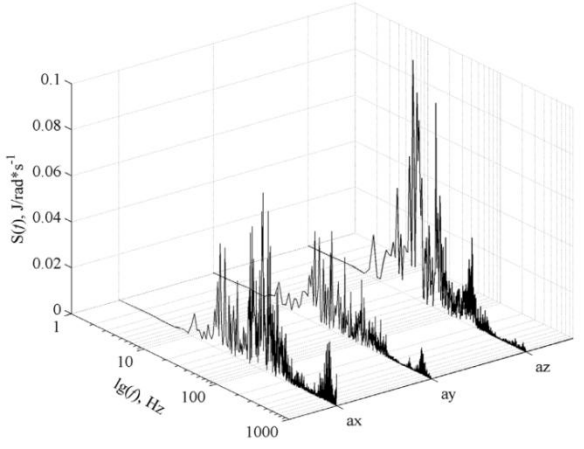


A2 pav. Viešame transporte naudojami komforto kriterijai, kurie gaunami priklausomai nuo vidutinės kvadratinės reiškmės pagal svertinį pagreitį (iš 1997 ISO 2631-1)
Fig. A2. Criteria for comfort in public means of transport depending on root mean square of the weighted acceleration, after 1997 ISO 2631-1.

Žemiau A3–A6 paveiksluose pateikti apžvalginėje dalyje minėti važiavimo metu kylantys virpesiai.



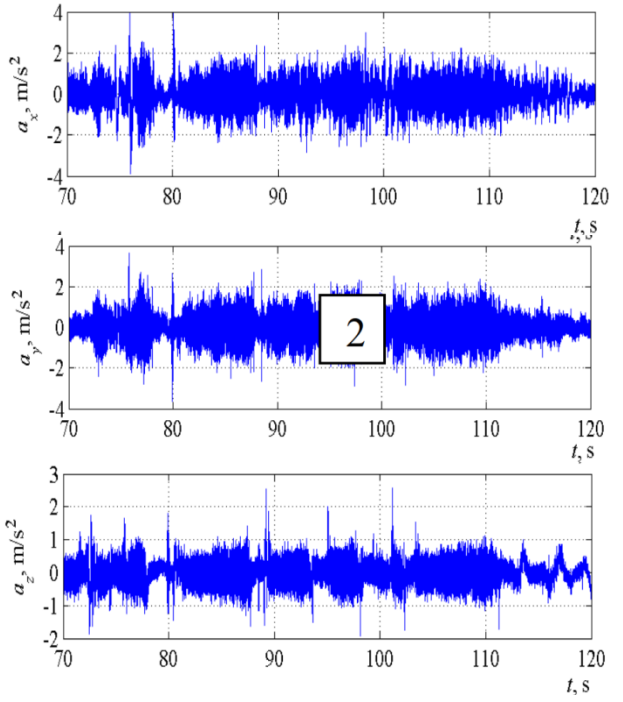
a)



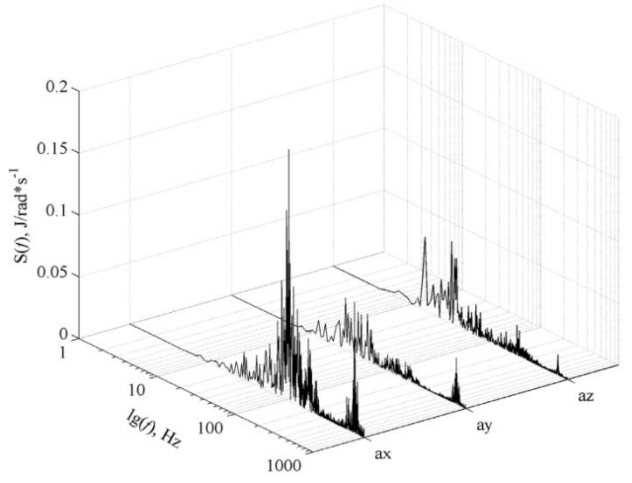
b)

A3 pav. 1 intervalo miesto maršrutu išmatuoto pagreičio (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai

Fig. A3. Spectral density graphs of measured acceleration on urban routes of the 1-th interval (from Fig. 1.4) (Griškevičius 2005)



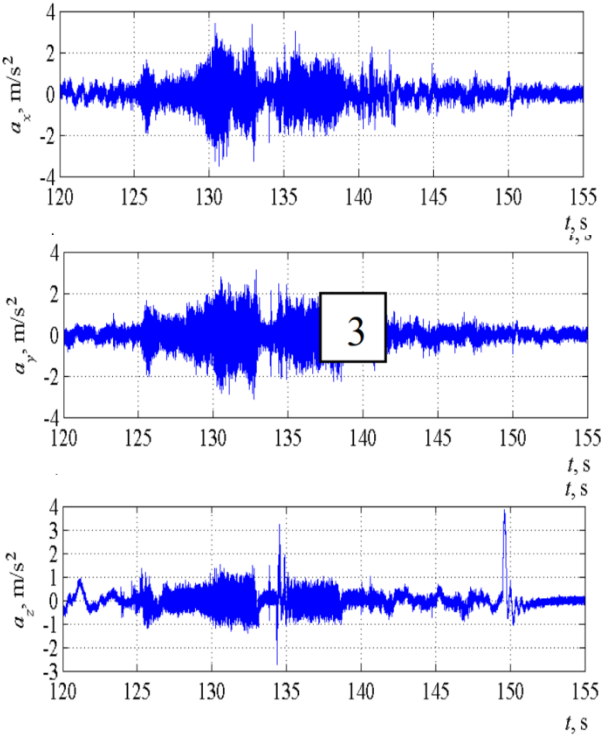
a)



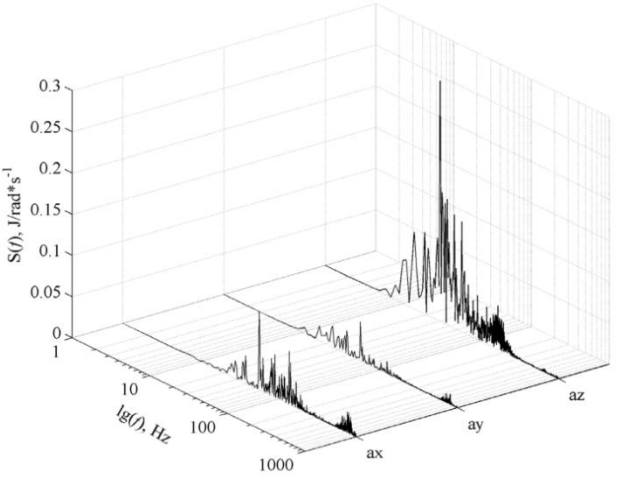
b)

A4 pav. 2 intervalo miesto maršrutu išmatuoto pagreičio (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai

Fig. A4. Spectral density graphs of measured acceleration on urban routes of the 2-th interval (from Fig. 1.4) (Griškevičius 2005)



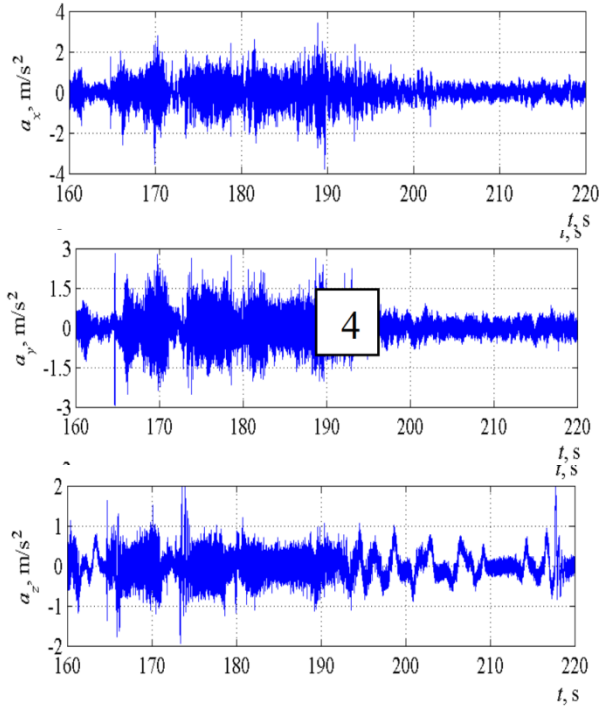
a)



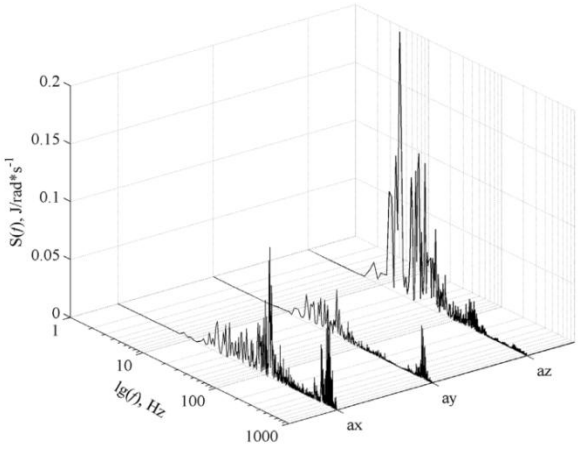
b)

A5 pav. 3 intervalo miesto maršrutu išmatuoto pagreičio (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai

Fig. A5. Spectral density graphs of measured acceleration on urban routes of the 3-th interval (from Fig. 1.4) (Griškevičius 2005)



a)



b)

A6 pav. 4 intervalo miesto maršrutu išmatuoto pagreičio (a) ir spektrinio tankio (b) grafikai

Fig. A6. Spectral density graphs of measured acceleration on urban routes of the 4-th interval (from Fig. 1.4) (Griškevičius 2005)

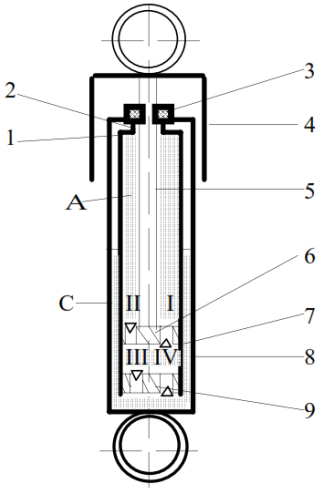
Amortizatorių charakteristikų skaičiavimo metodikos. Įtaisai, slopinantys kėbulo svyravimus, kylančius pakabos tampriuosiuose elementuose važiuojant nelygiu keliu, yra amortizatoriai. Amortizatoriai turi vienodą įtaką eismo saugumo ir judėjimo komforto užtikrinimui. Jie turi neleisti ratams atitrūkti nuo kelio paviršiaus, tai yra užtikrinti gerą sukibimą su kelio paviršiumi, ir neleisti kėbului svyruoti. Šie privalumai būdingi pneumohidrauliniams ir hidrauliniams tampriems įrenginiams, turintiems slopinančiųjų savybių. Hidrauliniuose slopintuvuose mechaninės energijos virtimas į šiluminę energiją sąlygoja jų įšilimą iki 160 ir daugiau laipsnių. Hidraulinio amortizatoriaus konstrukcija analogiška stūmoklinio siurblio: skirtumas tas, kad skystis slopintuvo viduje pumpuojamas iš vienos kameros į kitą uždaru cirkuliacijos ratu. Todėl amortizatoriai priskiriami tūrinėms hidraulinėms mašinoms, dirbančioms prie vidutinių ir aukštų slėgių (teleskopiniai prie 3,0–7,5 MPa, svirtiniai prie 15–30 MPa).

Teoriniais ir eksperimentiniais bandymais nustatyta, kad mažiausiai reikalaujantys medžiagų ir kompaktiškiausi, esant vienodai galiai, yra tik hidrauliniai slopintuvai – hidrauliniai amortizatoriai. Juos galima reguliuoti, be to, jie pasižymi darbinių charakteristikų stabilumu plačiame virpesių intervale (iki 20 Hz) (Ayman etc. 2013).

Amortizatorius viršuje tvirtinamas prie kėbulo arba rėmo, o apačioje – prie svirties ar pakabos sijos. Abiejuose šiuose taškuose tvirtinimo jėgų reikšmės tokios pačios kaip ir kylančios cilindre slopinimo jėgos. Lyginant su svirtiniais, teleskopiniai amortizatoriai yra ilgesni. A7 pav. pavaizduota principinė amortizatoriaus schema. Amortizatorius absorbuoja energiją, kuri susidaro judant rato pakabai. Slankiojant stūmokliui amortizatoriaus viduje, alyva veržiasi per kalibruotas angas ir judesio energija virsta šiluma. Amortizatoriaus darbo ciklą sudaro du taktai – ištraukimo ir suspaudimo. Per suspaudimo taktą amortizatorius suspaudžiamas. Taip atsitinka, pvz., ratui užvažiavus ant kelio dangos kauburio. Per ištraukimo taktą amortizatorius vėl ištempiamas. Ištraukimo eiga visuomet didesnė už suspaudimo eigą (jų santykis – maždaug 5:2). Slopinimo jėga tuo didesnė, kuo greičiau juda stūmoklis. Didelė slopinimo eiga per suspaudimo taktą blogina komfortą. Tačiau, jei tokia savybe pasižymi priekiniai amortizatoriai, automobilis rieda stabiliau, o stabdomas mažiau pasvyra.

Amortizatoriaus konstrukcijoje panaudotas skysčio droseliavimo principas: dėl skysčio, tekančio iš vienų amortizatoriaus ertmių į kitas, amortizatorius, įstatytas tarp pakabos ir kėbulo priešinasi pakabos detalių judėjimui kėbulo atžvilgiu. Amortizatoriaus pasipriešinimas jį tempiant, keletą kartų didesnis už pasipriešinimą jį spaudžiant. Dviejų kamerų amortizatorius sudarytas iš darbinės ertmės A, stūmoklio 6, pritvirtinto prie koto 5 galo, dugninio vožtuvo 9, koto kreipiančiosios 1, kurioje įstatytas tarpiklis 3 ir kuri kartu su stūmokliu 6 priima kylančius lenkimo momentus. Kompensacinė ertmė C tarp cilindro 7 ir rezervuaro 8 yra iki pusės pripildyta alyvos. Kita jos dalis yra kaip rezervuaras skysčio

tūrio padidėjimui kompensuoti, kai jis šildamas plečiasi (galima temperatūra iki +120 C^o, o amortizatoriuose, skirtuose eksploatuoti šalyse su karštu klimatu, – iki +200 C^o), arba judančio stūmoklio kotui.



A7 pav. Principinė amortizatoriaus schema (Ayman etc. 2013)
Fig. A7. A conceptual scheme of shock absorber (Ayman etc. 2013)

Kompensacinėje ertmėje skysčio lygis turi siekti pusę jos aukščio, priešingu atveju, esant ekstremalioms sąlygoms, per dugninį vožtuvą į darbinę ertmę bus siurbiamas oras. Tokios sąlygos gali kilti esant dideliems šalčiams (–40 C^o) ir pilnai ištraukus kotą. Papildomai reikia įvertinti amortizatoriaus montavimo pasvirimą, nes tai lemia vienpusį alyvos lygio sumažėjimą kompensacinėje ertmėje. Dėl to yra ribojamas amortizatoriaus pasvirimo kampas: bet kuriuo atveju jis negali būti didesnis kaip 45^o. Taip gali atsitikti esant pilnai suspaustai priklausomai pakabai, jeigu viršutiniai amortizatorių tvirtinimo taškai yra suartinti. Kuo labiau amortizatoriai sustumti į vidų, tuo mažesnis efektyvus atstumas tarp jų lyginant su provėža. Pakabos eigos perdavimo santykis padidėja, todėl pablogėja skersinių kampinių virpesių slopinimas – tai ypač tampa akivaizdu esant aukštam automobilio kėbului.

Pagrindinės amortizatorių charakteristikos. Jos priklauso nuo kinematinių parametrų (poslinkio, greičio ir pagreičio) pokyčio, judančių dalių atžvilgiu: stūmoklis – cilindras (teleskopiniam amortizatoriui). Amortizatorių slopinimo charakteristikos, gautos iš darbinių charakteristikų, yra įvairaus pobūdžio ir braižomos koordinatėse: pasipriešinimo jėga P_a – stūmoklio greitis v_p (A6 pav.). Šiame paveiksle indeksas *o* atitinka išplėtimo eigą, o *s* – suspaudimo. Amortiza-

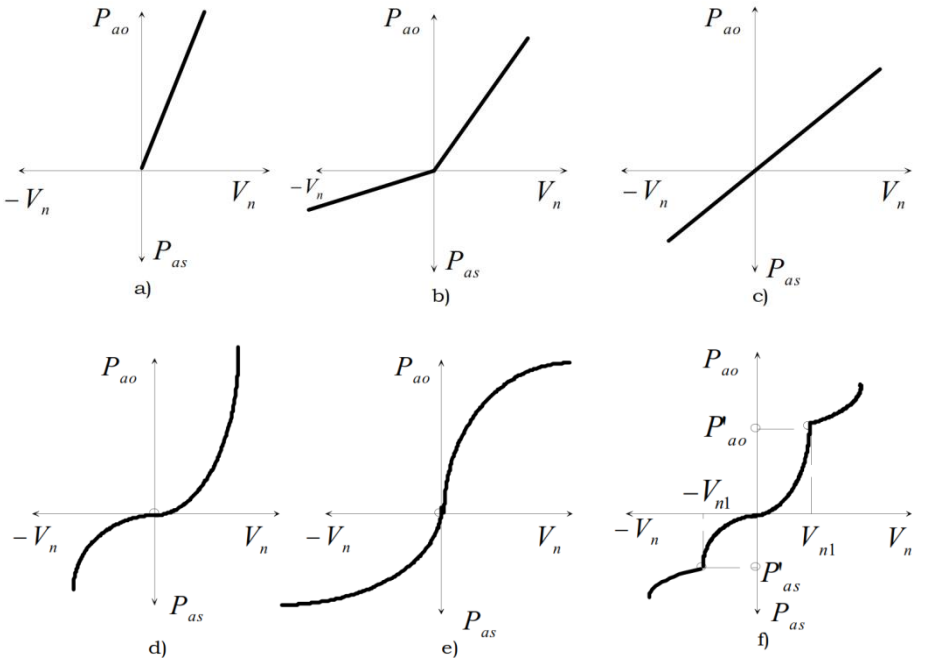
toriaus charakteristika (A6 pav.) daugiausia priklauso nuo vožtuvų, pro kuriuos teka skystis, pasipriešinimo. Parodytos kreivės ne visada gali būti tiksliai išreikštos analizinėmis priklausomybėmis visuose greičių diapazonuose. Todėl, kad būtų paprasčiau, nagrinėjamos atskiros charakteristikos dalys, kurios gali būti aprašytos analitinėmis išraiškomis gana tiksliai. Išskiriama pradinė charakteristikos dalis, apibūdinama skysčio išstūmimu per kalibruotas skyles, ir antra dalis – vožtuvinė, kuri atitinka apkrovimo ir nukrovimo vožtuvų darbą. Slopinimo charakteristikos dalių netampraus pasipriešinimo jėgų pasikeitimo priklausomybės pateiktos A2 pav. Jos skiriamos pagal tris pagrindinius požymius: 1) pagal laipsnio rodiklį pradinėje dalyje (tiesinė, $n = 1$; progresyvinė, $n > 1{,}0$; regresyvinė, $n < 1{,}0$); 2) pasipriešinimo koeficientų santykis esant suspaudimui k_{ns} ir nukrovimui k_{nn} (charakteristikos): vienpusis, pavyzdžiui, $k_{ns} = 0$; dvipusis $k_{ns} \neq 0$; simetrinis $k_{ns} = k_{nn}$; nesimetrinis $k_{ns} \neq k_{nn}$; 3) charakteristikos antros, vožtuvinės dalies, buvimas, kuriai gali būti pritaikyti pirmi du požymiai.

Pagrindiniai veiksniai, turintys įtakos važiavimo automobiliu patogumui, gali būti charakterizuoti vertikaliuoju ir horizontaliuoju tamprumu, amortizavimu ir sujungimų trintimi. Šie veiksniai yra susiję su šiuolaikinių pakabos sistemų projektavimu ir konstrukcija. Tačiau pirmiausia svarbu išnagrinėti vertikalųjį tamprumą, nes jis yra bet kurio automobilio pakabos sistemos pagrindas.

Automobilių pakaba turi didelę įtaką transporto priemonių saugumui ir važiavimo komfortui.

Pakabos pagrindiniai komponentai yra amortizatorius ir spyruoklės. Abu dedami tarp amortzuojamosios masės ir nemortzuojamosios masės. Pagrindinis amortizatorių tikslas yra išsklaidyti energiją. Kai amortizatorius yra suspaustas ir ištemptas, mechaninė energija virsta šiluma. Taip slopinimi transporto priemonės svyravimai ir gerinamas sukibimas su keliu.

Tačiau, kaip ir bet kuri kita mechaninė sistema, pakabos komponentai yra veikiami laipsniško dėvėjimosi. Ypač dėl didelio apkrovimo amortizatoriai yra linkę dėvėtis dėl naudojimo laiko, nuvažiuoto atstumo ir darbo sąlygų bei mechaniškai gesti, pavyzdžiui, amortizatorių skyščio nuotėkio. Amortizatorių darbinių charakteristikų pablogėjimas sukelia transporto priemonių virpesius, kurie yra kaip atsakas į kelių nelygumus. Atsiradę virpesiai mažina važiavimo komfortą, valdomumą ir saugumą ir yra susiję su padidėjusiu nestabilumu ir ilgesniu stabdymo keliu.



A8 pav. Hidraulinių amortizatorių pasipriešinimo charakteristikos (Kowalski 2001): a – tiesinė ($P_{as} = 0$); b – nesimetrinė tiesinė ($P_{as} \leq P_{a0}$); c – simetrinė tiesinė ($P_{as} = P_{a0}$); d – progresinė (kvadratinė n = 2); e – regresinė; f – kombinuota

Fig. A8. The resistance characteristics of hydraulic shock absorbers: a – linear ($P_{as} = 0$); b – unsymmetrical linear ($P_{as} \leq P_{a0}$); c – symmetric linear ($P_{as} = P_{a0}$); d – progressive (square n = 2); e – regression; f – combined

Norint įvertinti amortizatorių būklę, naudojami du metodai: paprastai yra naudojami dinamometriniai bandymai, kurie naudoja elektrinę-hidraulinę cilindrinę pavarą ar elektros variklį, kurie kartu su švaistiklio mechanizmu tikrina amortizatorius (kurie turi būti išimti iš transporto priemonės) prie skirtingų įėjimo sąlygų ar skirtingų sinusinių dažnių.

Atstojamosios jėgos tarp amortizatoriaus ir vykdymo mechanizmo matavimas bei rezultatų pateikimas kaip greičio funkcija suteikia tikslius rezultatus ir aiškiai indentifikuoja amortizatoriaus parametrus (Dixon 1999, Kowalski 2002, Kowalski 2001, Rao 1999, Rao 2002).

Kita vertus, apatinės pakabos testuose (kur amortizatoriaus pašalinimas yra nebūtinas) taikomas padangų kratymas poslinkiu prie skirtingų dažnių ir tada išmatuojama padangų kontakto su platforma jėga. Po tokių bandymų gautas rezultatas, vadinamas adhezija, yra gera priemonė pakabos sistemos būklei nusta-

tyti, bet nėra pakankami informatyvus būdas amortizatoriaus būklei nustatyti (Balsarotti 2000).

Nozaki ir Inagaki (1999) pristatė naujos koncepcijos bandymų įrenginį, galintį matuoti amortizavimo jėgą; tačiau šiame įrenginyje turi būti naudojama atitinkami įrankiai (vibracijas sukeliantis įrenginys, skaičiavimo įranga, poslinkio jutiklis ir padangos apkrovos matavimo jutiklis), kurie apriboja naudojimo ir perkeliamumo lankstumą.

Šiuolaikiniuose automobiliuose naudojami MEMS (Mikro elektroninė mechaninė sistema) jutikliai, kurie įvertina amortizatorių būklę, ir kurių tikslumo pakanka įvertinti ar amortizatorių dar galima eksploatuoti. Dėl mažo dydžio, bendrų galimybių ir mažos kainos vienetui MEMS jutikliai yra naudojami daugelyje automobiliams (Marek 2002, McDonald 1990, Müller-Fiedler 2003, Fleming 2001, Siddons 1997).

Amortizatoriaus būklės vertinimo metodai. Siekiant ištirti įvairius būdus, kaip išmatuoti transporto priemonės amortizatoriaus būklę, nustatyti du būdai. Pirmas daro pakabos, kaip visumos, sistemos analizę, antras įvertina amortizatoriaus darbo principus.

Pirmasis pakabos analizės būdas. Šiuo analizės būdu atliekama vieno ketvirčio teorinė analizė, tiriama automobilio pakabos sistema turi du laisvės laipsnius, ir tai padaryta dėl to, kad virpesiai atsiranda nepriklausomai kiekvienam ratui.

Amortizuojamos ir neamortizuojamos masės jėgų-balanso lygtys (M_u ir M_s):

$$\begin{cases} M_S\ddot{x}_2 = K_S(x_1 - x_2) + C_D(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ M_U\ddot{x}_1 = K_T(x_0 - x_1) - K_S(x_1 - x_2) - C_D(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \end{cases}. \tag{A1}$$

Sprendžiant minėtas lygtis dažninėje formoje galima nustatyti perduodamumą T_R, išėjimo į išėjimo dydžių santykis M_u ir M_s pagreičių ($\ddot{X}_2$ ir $\ddot{X}_1$) dažninėje formoje:

$$T_R = \left|\frac{\ddot{X}_2(\omega)}{\ddot{X}_1(\omega)}\right| = \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}}\ . \tag{A2}$$

T_R yra slopinimo santykio funkcija, r yra jėginis dažnio santykis. Slopinimo koeficientas ζ yra slopinimo koeficiento C_D, amortizuojamos masės M_S ir spyruoklės standumo koeficiento K_S funkcija:

$$\zeta = \frac{1}{2}\frac{C_D}{\sqrt{M_S K_S}}, \tag{A3}$$

Jėginis dažnio santykis r yra santykis tarp žadinimo dažnio f ir sistemo savojo dažnio f_n:

$$r = \frac{f_r}{f_n}. \qquad \text{(A4)}$$

Įprastinių transporto priemonių pasyviose pakabos sistemose, spyruoklės standumo koeficientas K_S mažai kinta per transporto priemonės eksploatavimo laiką. Automobilio masė M_S keičiasi nuo transporto priemonės apkrovimo, šis poveikis yra ryškesni galinei ašiai, priekinės ašies apkrovą daugiausiai lemia jėginės pavaros masės (variklio ir pan.).

Amortizatoriaus būklė yra susijusi su slopinimo koeficientu C_D, todėl jo pokyčiai dėl senėjimo, susidėvėjimo ar amortizatoriaus gedimas gali būti aptinkami atliekant sistemos stebėseną.

Perduodamumas yra tiesiogiai susijęs su žadinimo dažniu. Perduodamumo dažninė analizė yra atliekama siekiant nustatyti sistemos elgesį prie skirtingų žadinimo dažnių.

Todėl, T_R yra slopinimo koeficineto santykio funkcija, sistema, kuri matuoja amortizatoriaus išėjimo ($\ddot{X}_2$) ir įėjimo ($\ddot{X}_1$) pagreičius ir perduodamumo dažninėje srityje apskaičiavimas gali būti naudojamas kaip amortizatorių būklės įvertinimo rodiklis.

Antrasis būdas – amortizatoriaus analizė. Aukščiau minėtas būdas reikalauja naudoti du matavimo taškus, kaip alternatyva buvo sukurtas metodas, kuris amortizatorius vidaus slėgį ir rato pagreitį naudoja amortizatoriaus būklei nustatyti. Buvo ištirti įvairių amortizatorių modelių vidaus darbo principai. Daugumoje siūlomų literatūroje tyrimų buvo analizuojami konkrečių modelių amortizatorių ypatybės: modelių naudojamų transporto priemonių dinamikos tyrimuose (Kasteel 2005, Duym 2000), poslinkiams jautrių amortizatorių modelių dinaminių savybių tyrimuose (Lee 2005, Lee 2006), modelių skirtų terminio ir šilumos perdavimo efekto tyrimams (Ramos 2005, Lion 2002) bei kiti (Purdy 2000, Patel, 2003, Subramanian 2003, Weigel 2002).

Dauguma pateiktų modelių reikalauja žinių apie amortizatoriaus parametrų parinkimą arba eksperimentiškai nustatytų parametrų.

Todėl buvo sukurtas paprastas amortizatoriaus modelis, kuriame koreliuoja slopinimo savybės su amortizatoriaus pagrindinėmis fizinėmis savybėmis, vidaus slėgiu ir alyvos temperatūra.

Naudojant srautų tęstinumo formulę (A5), kai kamera yra suspausta išstumiamas kiekis $A\dot{x}$ bus lygus kameros alyvos tūrinių srautų pokyčiui Q, kuris perskaičiuojamas pagal alyvos spūdumą atitinkamai tūriui:

$$\frac{V}{K}\frac{dP}{dt} = A\dot{x} - Q, \tag{A5}$$

čia V – tūris, K – yra alyvos apimties modulis; P – slėgis.

Amortizatorius schemą galima sumažinti iki keturių pagrindinių vožtuvų, dviejų stūmoklių ir dviejų dalių skiriančių suspaudimo kamera nuo išorinio rezervuaro.

Atsižvelgiant į tai, kad alyva yra nespūdi, keturių pagrindinių vožtuvų alyvos tūrinių srautų lygis gali būti išreikšta suspaudimo ir ištempimo išilginio skerspjūvio plotais, A_C ir A_E, ir stūmoklio greičiu $\dot{x}$(t):

$$\text{Suspaudimas} \begin{cases} Q_{CR} = (A_C - A_E)\dot{x} \\ Q_{CE} = A_E\dot{x} \end{cases}$$

$$\text{Ištempimas} \begin{cases} Q_{RC} = (A_C - A_E)\dot{x} \\ Q_{EC} = A_E\dot{x} \end{cases} \tag{A6}$$

Tūrio srautų greičio vožtuvuose Q koreliavimas su atitinkamu slėgio kritimu Δ_P naudojamas remiantis Bernoulli lygtimi:

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}}\Delta_P, \tag{A7}$$

Išsikrovimo koeficientas C_d daugiausia priklauso nuo vožtuvų geometrijos ir Reynolds skaičiaus (automobilių amortizatorių konstanta C_d, kurios vertė maždaug 0,6). A_0 yra vožtuvo plotas ir ρ yra alyvos tankis.

Rezervuaras yra pusiau pripildytas oru ar dujomis ir uždaromos nuo atmosferos, tai sukelia alyvos slėgį rezervuare P_R, kuris turi būti lygus dujų slėgiui, P_a. Todėl rezervuaro alyvos slėgis gali būti nustatomas pagal idealiųjų dujų lygtį, koreguojant oro/dujų tūrį V_{a0} su suspaudimo kameroje į ir iš srautų pokyčiu Q_{RC} ir Q_{CR} ir alyvos tūrio pokyčiu nuo temperatūros ΔV_{al}. Dujų ir rezervuaro alyvos slėgis išreiškiami lygtimi:

$$P_a = \frac{m_a RT}{V_{a0} - \int Q_{RC}dt + \int Q_{CR}dt + \Delta V_{al}}, \tag{A8}$$

Žinant, alyvos slėgį rezervuare, P_R, ir kiekvieno vožtuvo srautų skirtumą yra įmanoma gauti slėgio pokytį, Δ_{PXY}, todėl slėgio padidėjimas (P_E) ir suspaudimas kameroje (P_C) gaunami iš priklausomybių:

$$\text{Suspaudimas} \begin{cases} P_C - P_R = \Delta_{PCR} \\ P_C - P_E = \Delta_{PCE} \end{cases} .$$
$$\text{Ištempimas} \begin{cases} P_E - P_C = \Delta_{PER} \\ P_R - P_C = \Delta_{PRC} \end{cases} \quad \text{(A9)}$$

Alyvos srautas tarp amortizatorių ertmių yra alyvos tankio funkcija, ir aprašomas lygtimi

$$\rho_1 = \rho_0/\big(1 + \beta(t_1 - t_0)\big), \quad \text{(A10)}$$

bei naudojamas rasti alyvos tankio pokyčiui su temperatūra, kur ρ_1 yra galutinis tankis, ρ_0 yra pradinis tankis, β yra tūrinis temperatūros plėtimosi koeficientas, t_1 yra galutinė temperatūra ir t_0 pradinė temperatūra.

Pateikti trinties jėgos tarp stūmoklio ir vidinių kamerose, ir tarp stūmoklio strypo ir amortizatorius sandarinimui buvo gauti iš

$$F_{trinties} = \mu A \frac{\dot{x}}{e}, \quad \text{(A11)}$$

čia A yra kontakto plotas sritis, μ yra alyvos dinaminis klampumas ir e yra alyvos storis tarp kontaktuojančių paviršių.

Žinant amortizatoriaus vidaus slėgį, skersinius plotus ir trinties jėga, amortizavimo jėgą $F_{slopinimo}$ galima gauti iš:

$$F_{slopinimo} = P_C A_C - P_E A_E + F_{trinties} . \quad \text{(A12)}$$

Amortizatoriaus slopinimo koeficientas C_D, gali būti gautas kaip slopinimo jėgos ir sužadinimo greičio funkcija:

$$C_D = \frac{F_{slopinimo}}{\dot{x}}, \quad \text{(A13)}$$

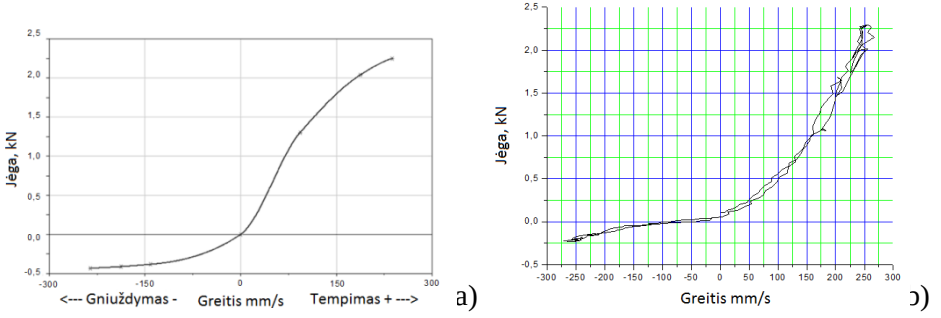
Turint omenyje, kad amortizatorius paprastai veikia asimetriškai, t.y. kad svyravimų amplitudė yra didesnė ištempimo fazėje negu suspaudimo, $F_{slopinimo}$ daugiausia lemia, ištemptos kameros slėgis P_E, ir greitis gali būti gautas iš įėjimo pagreičio, turint šiuos duomenys galima nustatyti slopinimo savybes, amortizatoriaus sąvybes galima nustatyti kaip šių dviejų parametrų funkciją.

Amortizatoriaus modeliavimas. Amortizatorius yra pagrindinis pakabos sistemos slopinimo elementas, kuris daugiausia naudojamas sumažinti vibracijas tarp transporto priemonės kėbulo ir ratų. Slopinimo jėga tarp dviejų standžių kūnų išreiškiama šia lygtimi:

$$F_d = f_d\,(v), \qquad \text{(A14)}$$

čia f_d yra netiesinė funkcija, v santykinis pagreitis tarp dviejų standžių kūnų.

Slopinimo jėga yra momentinio santykinio greičio tarp dviejų komponentų funkcija. Pagrindinė amortizatoriaus charakteristika yra netiesinė priklausomybė tarp jėgos ir greičio (A9 pav.). Modeliavimas remiasi amortizatoriaus įvesties-išvesties (poslinkio ir jėgos) santykiu.



A9 pav. Amortizatoriaus priklausomybė tarp jėgos ir greičio $F_d = f_d\,(v)$;
a) modeliavimuose naudota kreivė, b) eksperimentiškai gauta
Fig. A9. Shock Absorbers relationship between force and speed $F_d = f_d\,(v)$;
a) curve used in modeling, b) experimentally obtained

Modeliavimui atlikti naudojama programinė įranga MATLAB, skirta didelės greitaveikos skaitmeniniam apdorojimui ir vizualizacijai. MATLAB apima skaitmeninę analizę, veiksmus su matricomis ir masyvais, signalų apdorojimą ir grafiką. SIMULINK – vizualinio modeliavimo įrankis.

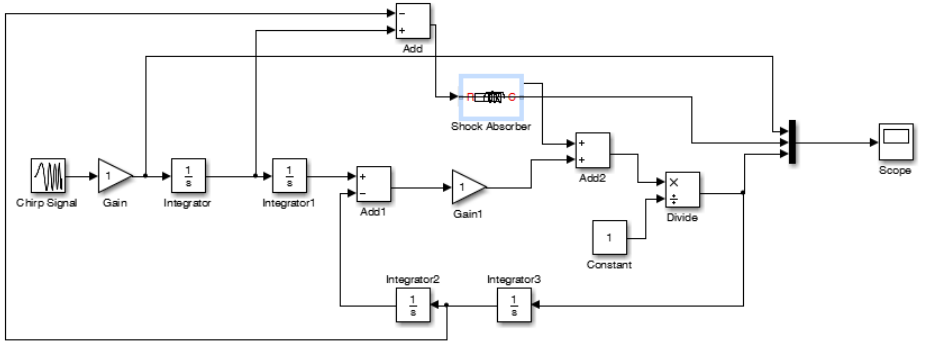
Sudaromo modelio blokai yra sujungiami kryptiniais ryšiais. Duomenys, kuriuos perduoda tarpusavy blokai, gali būti skaliariniai dydžiai, vektoriai arba daugiamatės matricos. Kartu su kitais modeliavimo parametrais vartotojas

gali nurodyti modeliavimo laiko kitimo būdą (pastovus arba kintamas žingsnis) ir modeliavimo pabaigos sąlygas.

Programų paketą Simulink, kuris yra sistemos MATLAB posistemė, galima laikyti vienu iš šiuolaikiškiausiu dinaminių modelių kūrimo ir tyrimo priemonių. Jis leidžia sudaryti dinaminių sistemų modelius ir gali būti panaudotas kaip projektuojant ir tyrinėjant mašinas, taip ir kitais tikslais, pavyzdžiui, diagnozuojant techninį mašinos būklę jos eksploatacijos metu. Tuo tikslu taikoma turtinga dinaminių grandžių su skirtingomis perdavimo funkcijomis biblioteka, disponuojama vizualinėmis priemonėmis, reikalingomis ekvivalentinio modelio surinkimui, naudojamasi skaičiavimo algoritmų rinkiniu, kuris užtikrina aukštą tikslumą bei gerą nagrinėjamų procesų charakteristikų atvaizdavimą.

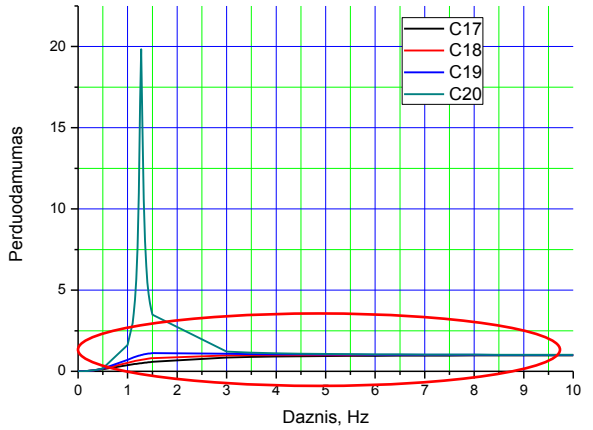
Žemiau A10 pav. pateikta modeliavimo schema slopinimo sistemai modeliuoti.

Modelis buvo naudojamas slopinimo sistemos būklei nustatyti žinant perduodamumą tarp amortizuotos ir neamortizuotos masės pagreičių arba nustatyti slopinimo jėgą žinant ratų pagreitį ir slėgį ištempimo kameroje.

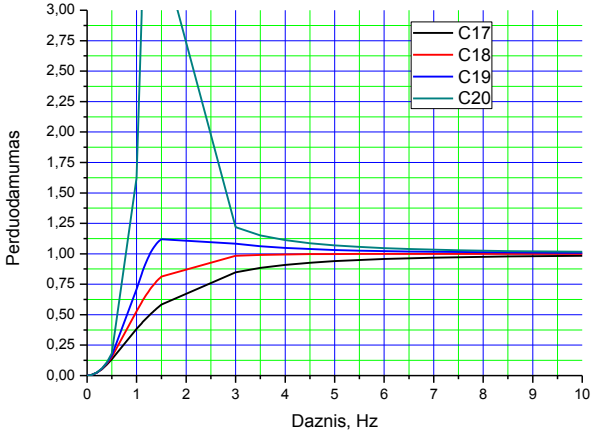


A10 pav. Slopinimo sistemos modeliavimo schema
Fig. A10. Suppression system modeling scheme

Matlab Simulink modelis buvo sukurtas apibūdinti pakabos elgesį (A6 pav.), o anksčiau pateiktos lygtys apibūdina amortizatorius modelį. Modelis buvo naudojamas amortizatoriaus būklės nustatymui gaunant perduodamumą tarp amortizuotos ir neamortizuotos masių pagreičių (A11 pav.).



a)



b)

A11 pav. Perduodamumas $\frac{\ddot{X}_2}{\ddot{X}_1}$ esant skirtingoms amortizatorių būklėms (a) bei praplėsta (b) raudonai apvesta vieta šio grafiko a dalyje

Fig. A11. Transmissibility $\frac{\ddot{X}_2}{\ddot{X}_1}$ under different shock absorbers conditions (a); extended encircled part of this figure (b)

A11 pav. a dalis rodo apskaičiuotąjį $\ddot{X}_2/\ddot{X}_1$ perduodamumą tarp dviejų pagreičių prie įvairių amortizatoriaus būklių.

Žemagrindžiuose autobusuose naudojamų amortizatorių eksperimentiniai tyrimai

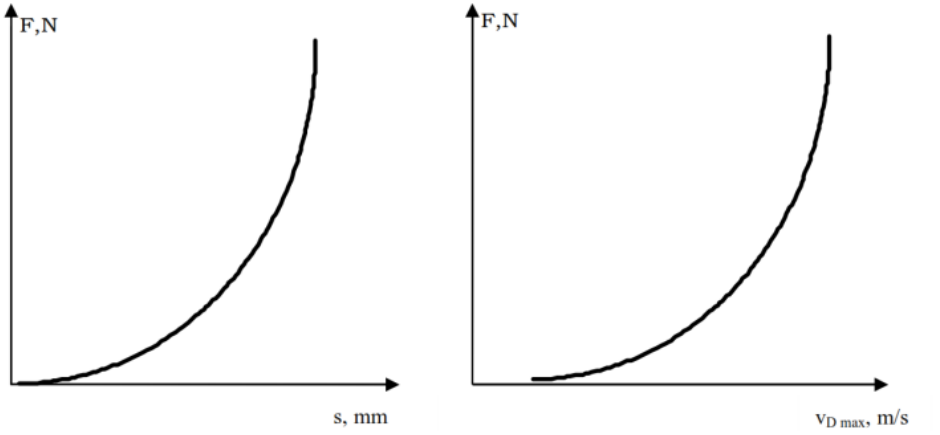
Pagrindinės amortizatorių charakteristikos. Hidraulinio slopintuvo darbinė charakteristika – tai jėgos (netampraus pasipriešinimo) priklausomybė nuo kinematinių parametrų (poslinkio, greičio ir pagreičio) pokyčio, judančių dalių atžvilgiu: stūmoklis – cilindras (teleskopiniam amortizatoriui). Amortizatorių slopinimo charakteristikos, gautos iš darbinių charakteristikų yra įvairaus pobūdžio ir braižomos koordinatėse: pasipriešinimo jėga – stūmoklio greitis. Šiame paveiksle indeksas o atitinka išsiplėtimo eigą, o s – suspaudimo. Amortizatoriaus charakteristika daugiausia priklauso nuo vožtuvų, pro kuriuos teka skystis, pasipriešinimo.

Pakabos tamprumo jėga yra pakabos eigos funkcija; skirtingai nuo jos, amortizatoriaus jėga priklauso nuo amortizatoriaus tvirtinimo taškų suartėjimo ir nutolimo greičio. Amortizatorius, apkrautas pastovia jėga F_1, per visą savo eigą juda pastoviu greičiu, tamprusis elementas juda greitai, bet iki tam tikros deformacijos s_1, kurios reikšmė priklauso nuo jėgos ir standumo c_1, santykio:

$$s_1 = F_1 / c_1., \qquad \text{(A15)}$$

Tokiu būdu, tamprusis elementas sukauptą energiją gali grąžinti pačiu nepalankiausiu eismo saugumo atžvilgiu momentu, kuomet amortizatoriai išsklaido energiją, paversdami ją šilumos energija. Kuo didesnė amortizatoriaus apkrova, tuo daugiau jis šyla. Grafikuose jėga F vaizduojama kaip priklausomybė nuo pakabos eigos arba nuo stūmoklio greičio (A12 pav.).

Tamprumo ir pasipriešinimo priklausomybės labai panašios. Todėl nukrovimo jėga amortizatoriaus charakteristikoje vaizduojama teigiama, o suspaudimo – neigiama.



A12 pav. Amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos charakteristikos
Fig. A12. The characteristics of resistance force of shock absorber

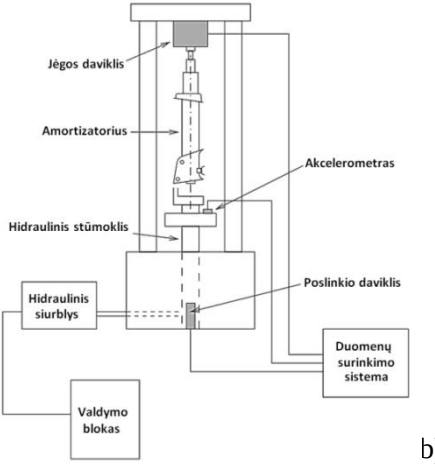
Amortizatorių eksperimentiniai tyrimai. Amortizatoriai buvo bandomi ant standartinio stendo (MTS850 amortizatorių bandymo sistemos). MTS850 amortizatorių bandymo sistema (A13 pav.) naudojama išmatuoti amortizatorių charakteristikas gaunant santykį tarp išvystytos jėgos ir amortizatoriaus su stūmokliu greičio, prie skirtingų amplitudžių ir skirtingų dažnių.

Hidraulinių bandymų stende buvo atliekami amortizatorių tyrimai, kai įėjime buvo sinusinio pobūdžio amplitudė lygi 80 mm prie skirtingų dažnių (0,5 ir 1 Hz). Atkūrimo jėga ir amortizatoriaus santykinis poslinkis yra matuojami jėgos ir poslinkio keitikliais, kurie yra amortizatoriaus galinėje dalyje. Bandymų stendo apkrovimo sąlygos yra sinusoidinės ir atsitiktinės formos poslinkių sužadinimas. Dažnis ir amplitudė sinusoidiniam sužadinimui yra nustatyti tokie: 0,5 ir 1,0 Hz bei 80 mm, atitinkamai.

Išėjimo duomenys: jėga, poslinkis ir greitis yra gaunami iš stende įdiegtų atitinkamų jutiklių. Ši informacija programinės įrangos dėka panaudojama pateikti grafikus, kurie atskleidžia amortizatorių efektyvumą. Buvo gautos ir registruojamos amortizatoriaus ir stūmoklio priklausomybės nuo laiko, greičio ir jėgos. Išbandyto amortizatoriaus slopinimo koeficientas gaunamas iš santykio tarp veikiančios jėgos ir amortizatoriaus stūmoklio greičio.



a)



b)

A13 pav. Amortizatoriaus bandymo sistemos bedras vaizdas (a) ir schema (b)
Fig. A13. General view (a) and scheme (b) of shock absorber test systems

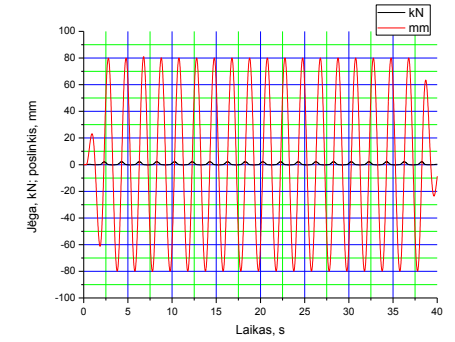
Buvo tirti trijų būsenų amortizatoriai (A14 pav.): naujas, panaudotas ir neveikiantis.

Naujo amortizatoriaus tyrimo rezultatai pateikti A15 ir A16 pav. A15 paveiksle pateikti rezultatai, kai žadinimo dažnis 0,5 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm. A16 paveiksle pateikti rezultatai, kai žadinimo dažnis 1 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm. Atitinkamai A17 ir A18 pav. pateikti panaudoto amortizatoriaus tyrimo rezultatai, o A19 ir A20 pav. atitinkamai pateikti nebeveikiančio amortizatoriaus tyrimo rezultatai.

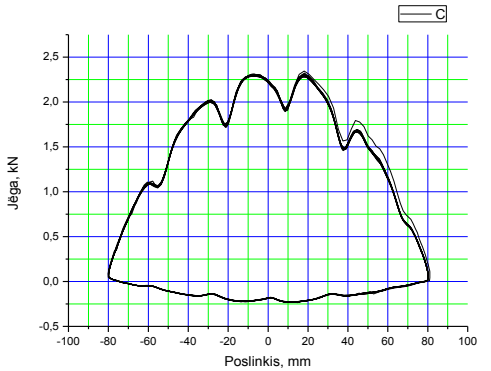


A14 pav. Tiriamų amortizatorių vaizdai ir išsidėstymas stende: a) naujas amortizatorius; b) panaudotas amortizatorius; c) neveikiantis amortizatorius

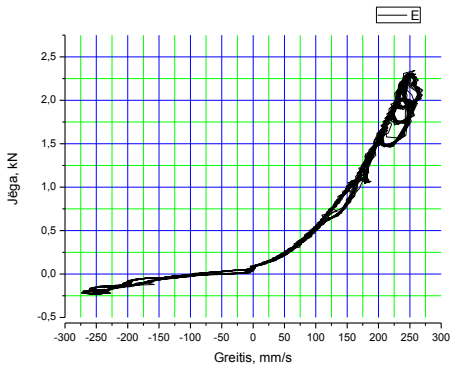
Fig. A14. The investigated shock absorbers views and location in the stand: a) the new shock absorber; b) used shock absorber; c) dead shock absorber



a)



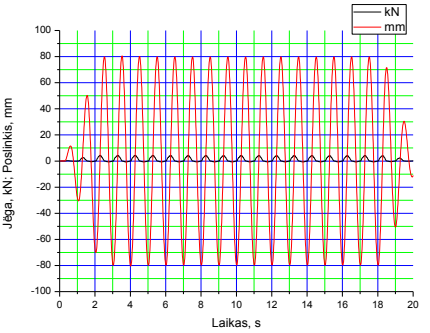
b)



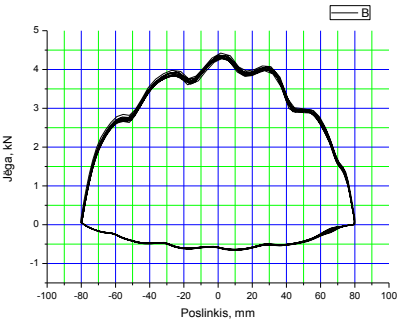
c)

A15 pav. Naujo amortizatoriaus jėgos ir poslinkio laikiniai kitimo grafikai (a), jėgos ir poslinkio kitimo grafikas (b) bei jėgos ir greičio kitimo grafikas (c), kai žadinimo dažnis 0,5 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

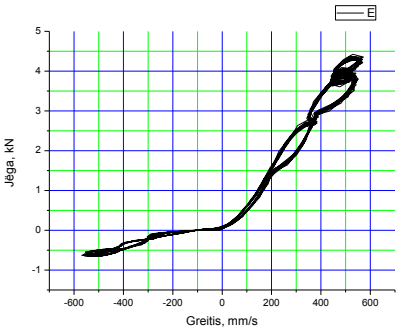
Fig. A15. A new shock absorber force-displacement graph in time (a), force-displacement graph (b), and force-velocity graph (c) when the excitation frequency 0,5 Hz and exitation amplitude 80 mm



a)



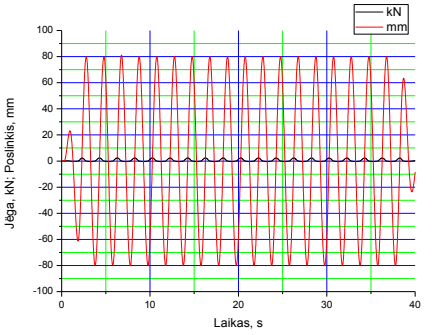
b)



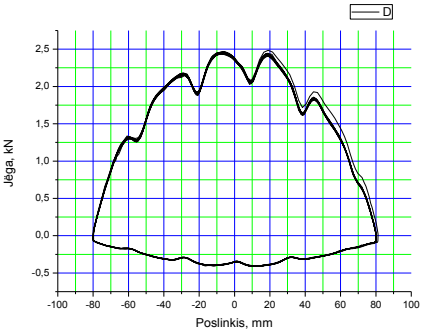
c)

A16 pav. Naujo amortizatoriaus jėgos ir poslinkio laikiniai kitimo grafikai (a), jėgos ir poslinkio kitimo grafikas (b) bei jėgos ir greičio kitimo grafikas (c), kai žadinimo dažnis 1 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

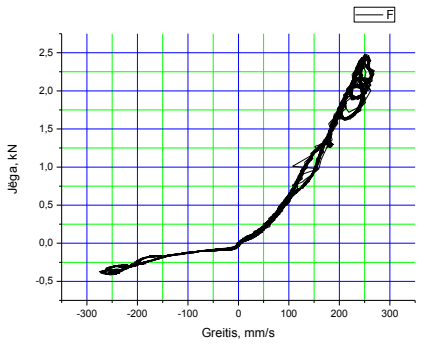
Fig. A16. A new shock absorber force-displacement graph in time (a), force-displacement graph (b), and force-velocity graph (c) when the excitation frequency 1 Hz and exitation amplitude 80 mm



a)



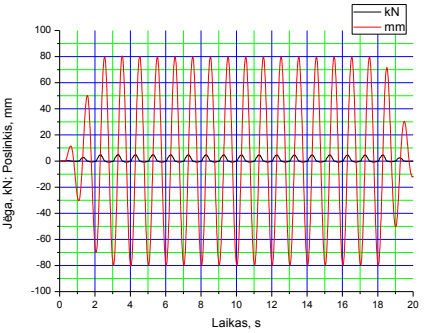
b)



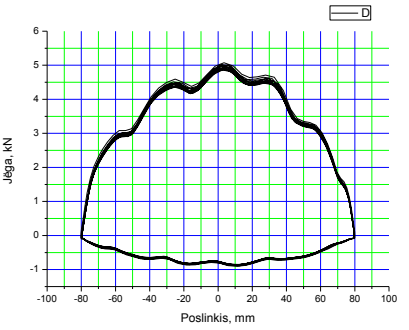
c)

A17 pav. Panaudoto amortizatoriaus jėgos ir poslinkio laikiniai kitimo grafikai (a), jėgos ir poslinkio kitimo grafikas (b) bei jėgos ir greičio kitimo grafikas (c), kai žadinimo dažnis 0,5 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

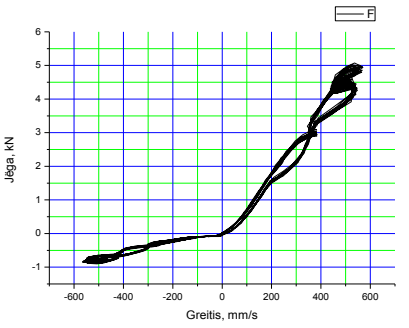
Fig. A17. A used shock absorber force-displacement graph in time (a), force-displacement graph (b), and force-velocity graph (c) when the excitation frequency 0,5 Hz and exitation amplitude 80 mm



a)



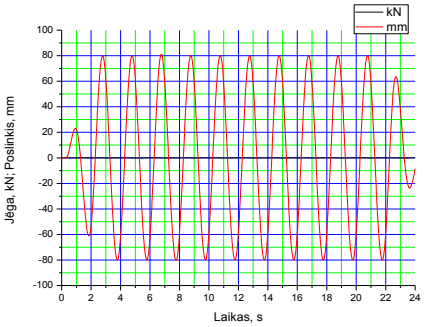
b)



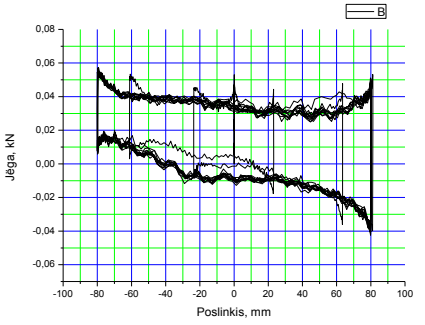
c)

A18 pav. Panaudoto amortizatoriaus jėgos ir poslinkio laikiniai kitimo grafikai (a), jėgos ir poslinkio kitimo grafikas (b) bei jėgos ir greičio kitimo grafikas (c), kai žadinimo dažnis 1 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

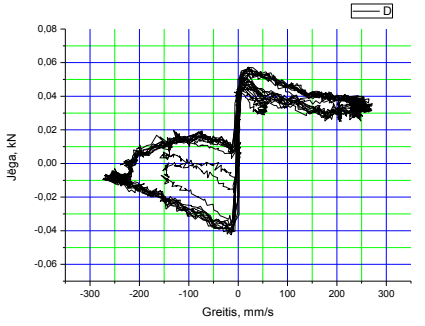
Fig. A18. A used shock absorber force-displacement graph in time (a), force-displacement graph (b), and force-velocity graph (c) when the excitation frequency 1 Hz and exitation amplitude 80 mm



a)



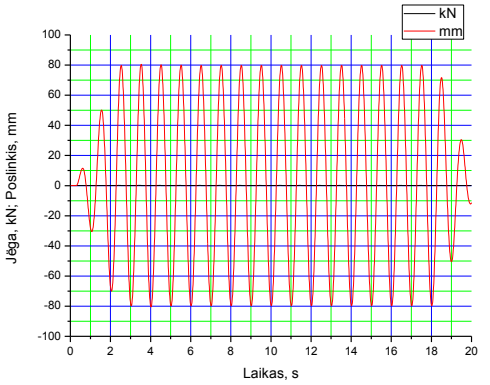
b)



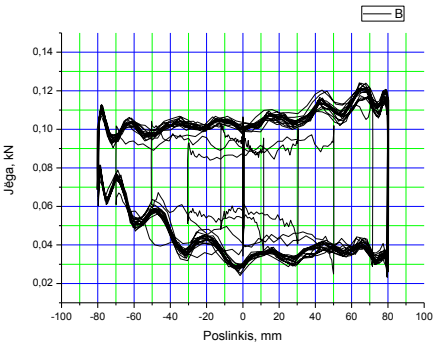
c)

A19 pav. Neveikiančio amortizatoriaus jėgos ir poslinkio laikiniai kitimo grafikai (a), jėgos ir poslinkio kitimo grafikas (b) bei jėgos ir greičio kitimo grafikas (c), kai žadinimo dažnis 0,5 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

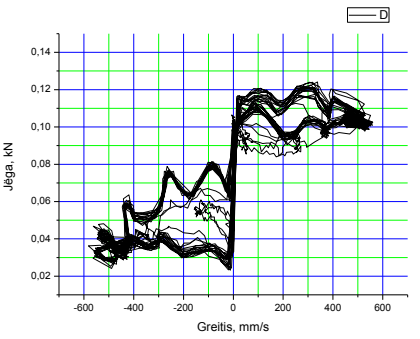
Fig. A19. A dead shock absorber force-displacement graph in time (a), force-displacement graph (b), and force-velocity graph (c) when the excitation frequency 0,5 Hz and exitation amplitude 80 mm



a)



b)

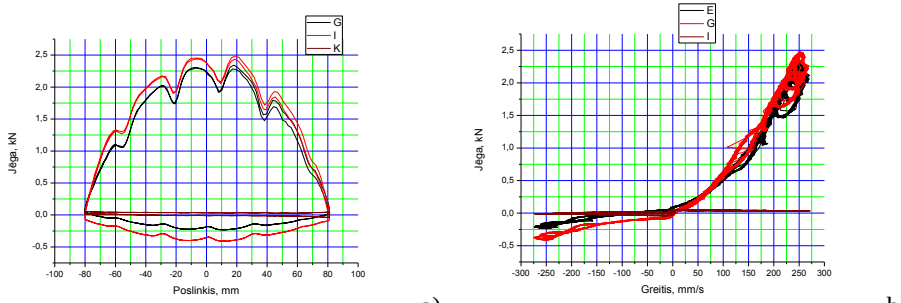


c)

A20 pav. Neveikiančio amortizatoriaus jėgos ir poslinkio laikiniai kitimo grafikai (a), jėgos ir poslinkio kitimo grafikas (b) bei jėgos ir greičio kitimo grafikas (c), kai žadinimo dažnis 1 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

Fig. A20. A dead shock absorber force-displacement graph in time (a), force-displacement graph (b), and force-velocity graph (c) when the excitation frequency 1 Hz and exitation amplitude 80 mm

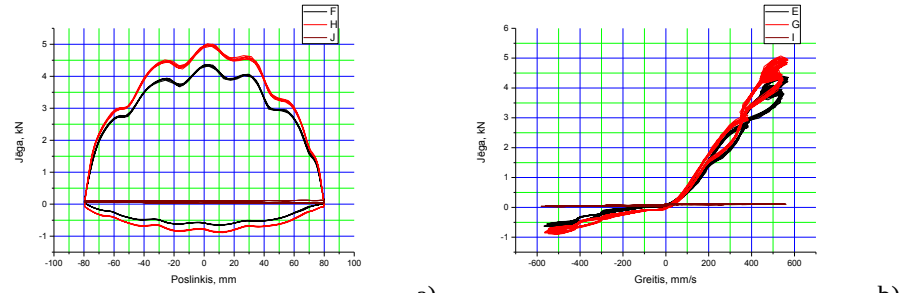
Apibendrinantys grafikai, kuriuose pateikti trijų amortizatorių palyginamieji grafikai, pateikti A21 ir A22 pav.



a) b)

A21 pav. Trijų amortizatorių (naujo, panaudoto ir neveikiančio) apibendrinantis jėgos ir poslinkio kitimo (a) bei jėgos ir greičio kitimo grafikai (b), kai žadinimo dažnis 0,5 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

Fig. A21. Three shock absorbers (new, used and dead) force-displacement (a) and force-velocity (b) graphs, when the excitation frequency 0,5 Hz and exitation amplitude 80 mm



a) b)

A22 pav. Trijų amortizatorių (naujo, panaudoto ir neveikiančio) apibendrinantis jėgos ir poslinkio kitimo (a) bei jėgos ir greičio kitimo grafikai (b), kai žadinimo dažnis 1 Hz ir poslinkio amplitudė 80 mm

Fig. A22. Three shock absorbers (new, used and dead) force-displacement (a) and force-velocity (b) graphs, when the excitation frequency 1 Hz and exitation amplitude 80 mm

Iš A21 ir A22 pav. b dalyse pavaizduotų amortizatorių charakteristikų gautos amortizatorių slopinimo koeficientų reikšmės pateiktos A1 lentelėje. Slopinimo koeficientų reikšmės iš A21 ir A22 pav. b dalyse pateiktų kreivių imtos diapazone nuo 0 iki ±100 mm/s.

Pateiktos A15–A20 pav. charakteristikų formos ir diagramos glaudžiai susijusios. A21 ir A22 pav. b dalyse pavaizduotos amortizatorių charakteristikos, kurios lyginamos tarpusavyje atsižvelgus į amortizatoriaus būklę. A21 ir A22 pav. b dalyse pavaizduotos amortizatorių charakteristikos yra artimos progresyvinės kreivės charakteristikai (vertinant suspaudimo dalį) ir degresyvinės kreivės charakteristikai (vertinant ištempimo dalį). Amortizatorius su degresyvine charakteristika, jau esant nedidelei rato eigai ir mažam stūmoklio greičiui, išvysto tam tikro dydžio jėgą, kuri lemia blogesnį pakabos darbą slopinant smulkius kelio nelygumus. Privalumas tas, kad padidėja pasipriešinimas šoniniams kampiniams svyravimams, keičiant judėjimo juostas, įvažiuojant į posūkį: kėbulas linguoja lėčiau ir mažiau svyruoja apie x ašį negu esant progresyviniam slopinimui. Tas pats ir išilginiams svyravimams: staigiai stabdant nemalonus išilginis polinkis pasireiškia mažiau. Nedidelis charakteristikos pakilimas, didėjant stūmoklio greičiui, atitinka maksimalių, amortizatorių sukeliamų jėgų, veikiančių pakabą ir kėbulą, apribojimą. Jeigu automobilio ar priekabos važiuoklės stiprumas paskaičiuotas degresyviems amortizatoriams, tai, keičiant juos į amortizatorius su progresyvine charakteristika, gali atsirasti įtrūkimai ar gedimai.

A1 lentelė. Amortizatorių slopinimo koeficientai
Table A1. Coefficients of damping of shock absorbers

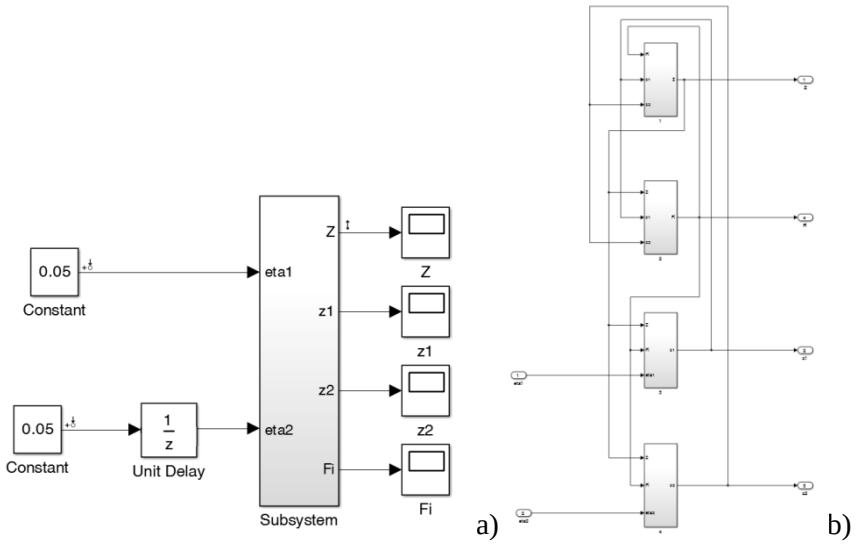
Naujas amortizatorius			
Dažnis	Slopinimo koeficientas, kNs/m		
	Ištempimas	Suspaudimas	Vidutinė reikšmė
0,5	2,45	5,2	3,825
1,0	2,12	5,3	3,71
Panaudotas amortizatorius			
Dažnis	Slopinimo koeficientas, kNs/m		
	Ištempimas	Suspaudimas	Vidutinė reikšmė
0,5	2,32	5,12	3,72
1,0	2,05	5,23	3,64
Neveikiantis amortizatorius			
Dažnis	Slopinimo koeficientas, kNs/m		
	Ištempimas	Suspaudimas	Vidutinė reikšmė
0,5	-	-	-
1,0	-	-	-

Progresyvinės charakteristikos privalumas tas, kad prie nulinio taško jėgos įgauna nedideles reikšmes, kurios užtikrina minkštesnį svyravimą net ir esant standžioms padangoms. Staigus jėgos prieaugis, didėjant stūmoklio judėjimo greičiui, turi įtakos pasipriešinimo koeficiento padidėjimui. Tai lemia didesnį kėbulo ir ratų virpesių slopinimą, kuris neleidžia ratams atitrūkti nuo kelio pavir-

šiaus bei pagerina padangų sukibimą su blogos kokybės keliu. Gaunama sąlyginai kampuota diagrama, turinti mažesnį plotą ir todėl mažesnę vidutinę jėgos reikšmę, lyginant su maksimalia. Modeliavimo metu priimama linijinė amortizatoriaus charakteristika, kuri gali tapti geru kompromisiniu sprendimu.

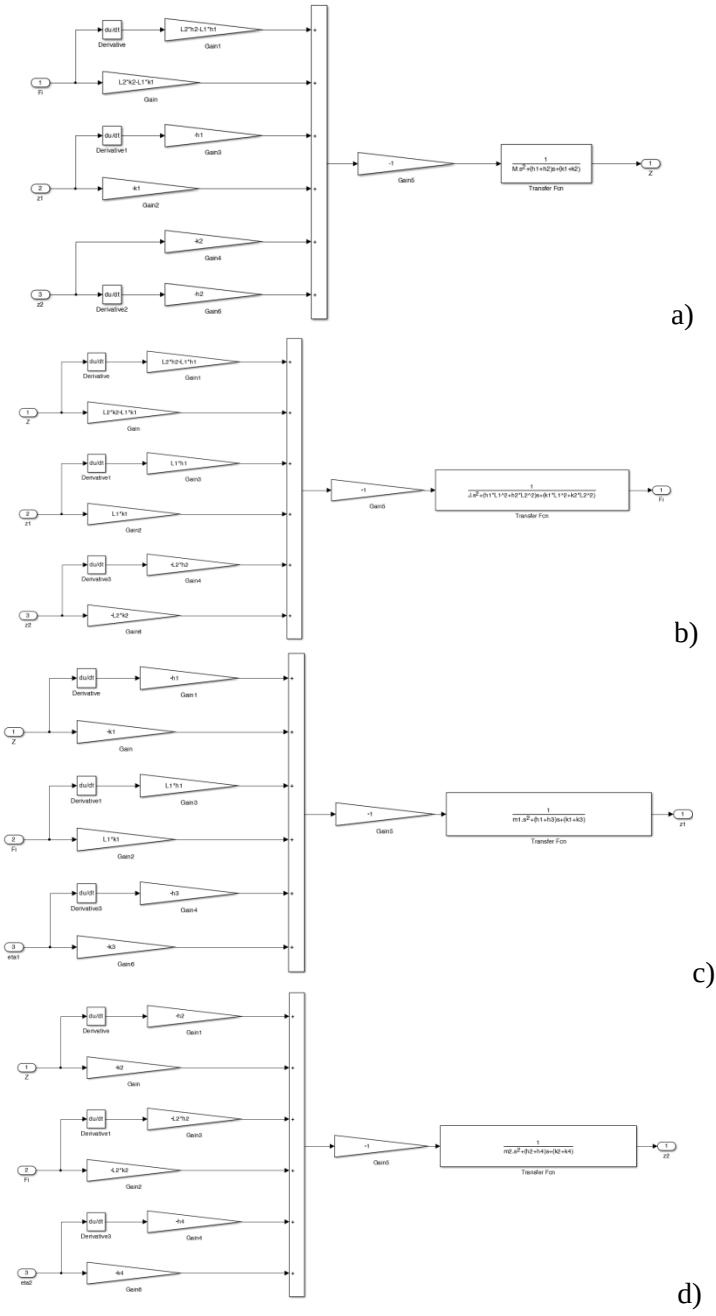
Modeliavimo rezultatai

Autobuso modeliavimas. Žemiau A23 pav. pateikta 1/2 autobuso modeliavimo schema naudota modeliavime 2 skyriuje, A23 pav. a dalyje pateikta bendra schema, b dalyje parodyta a dalyje naudojama posistėmė. A24 pav. a, b, c ir d parodytos A23 pav. b dalyje naudojamos posistėmės.



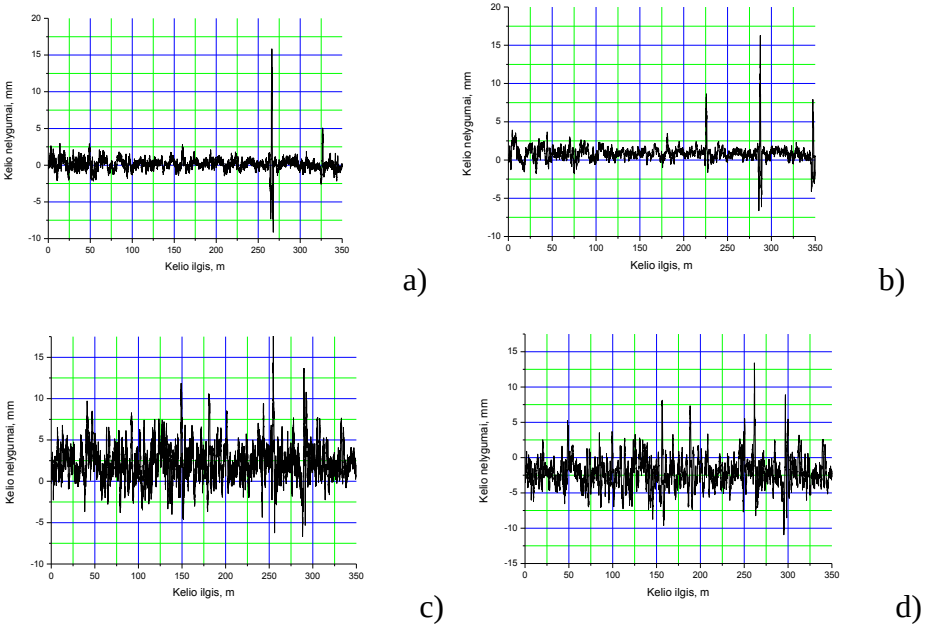
A23 pav. 1/2 autobuso modeliavimo bendra schema
Fig. A23. 1/2 bus modeling general scheme

Modeliavimo metu buvo naudojami tokie įėjimo signalo paramterai: šuolinis signalas, konstanta, atsitiktinis signalas ir A25 paveiksle parodyti kelio nelygumų profiliai. Vertinant modeliavimo rezultatus nustatyta, kad kelio profilis neturi įtakos nustatomoms amplitudinėms-dažninėms charakteristikoms.



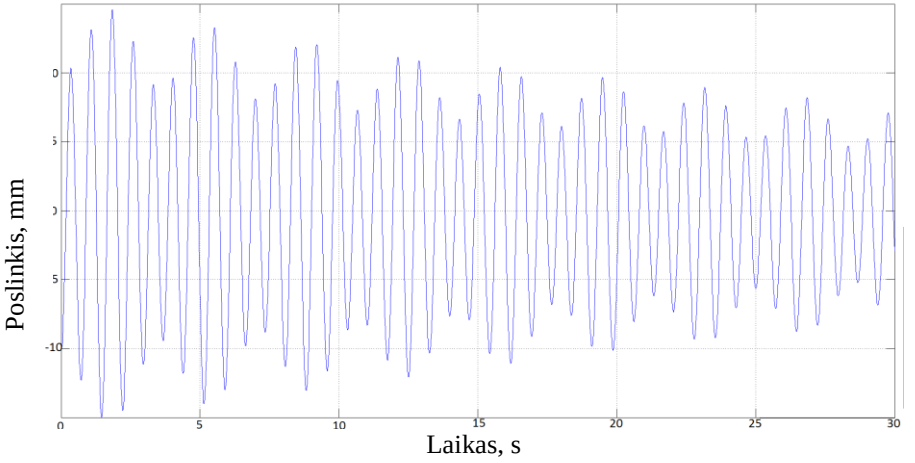
A24 pav. 1/2 autobuso modeliavimo schema
Fig. A24. 1/2 bus modeling scheme

Kelio nelygumai. Žemiau A25 pav. pateikti kelių nelygumų profiliai naudoti modeliavime 2 skyriuje.

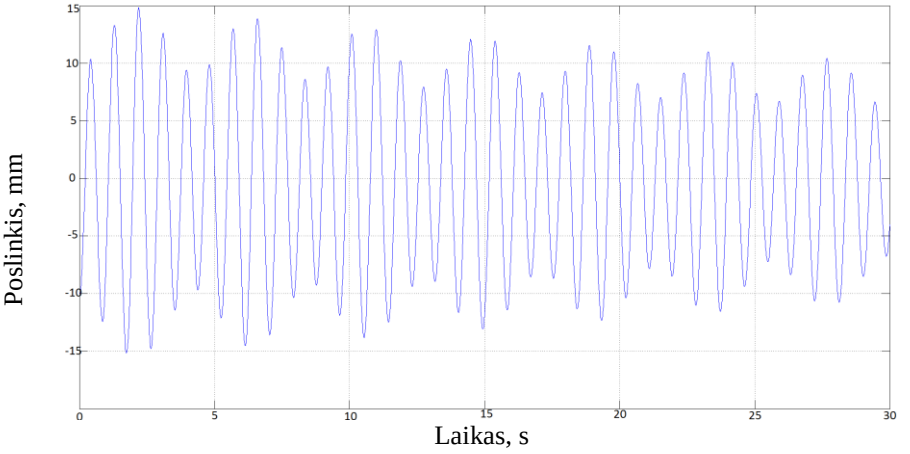


A25 pav. Kelio nelygumų profilis: a) lygesnis ruožas, važiavimo greitis – 30 km/h, b) lygesnis ruožas, važiavimo greitis – 50 km/h, c) prastesnis ruožas, važiavimo greitis 30 km/h, d) prastesnis ruožas, važiavimo greitis 50 km/h
Fig. A25. The profile of road roughness

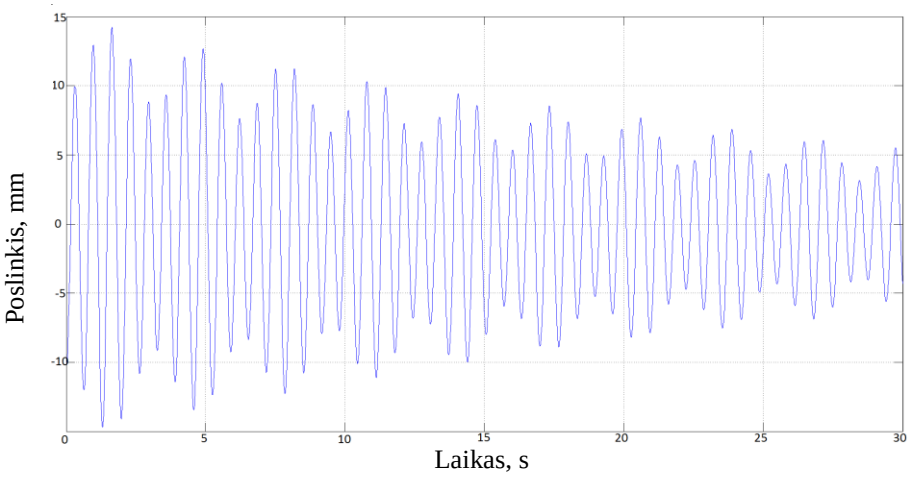
Žemiau A26–A31 paveiksluose pateiktos modeliavimo metu gautos kampo φ, vertikalių koordinačiu z, z_1 ir z_2 poslinkių kreivės.



A26 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai (tiesiniai)
Fig. A26. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real stiffness and damping coefficients



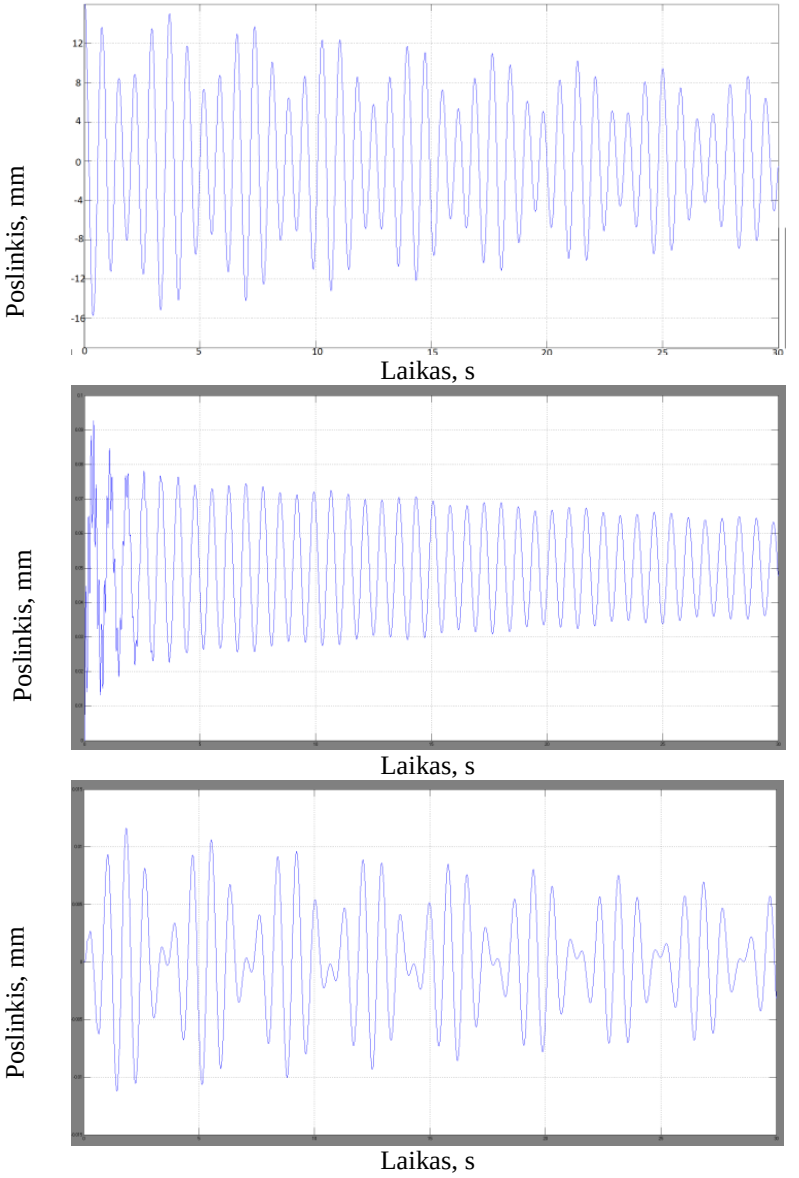
A27 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai sumažinti per puse pakabų slopinimo ir standumo koeficientai (tiesiniai)
Fig. A27. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when cut in half the stiffness and damping coefficients



A28 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti du kartus (tiesiniai)

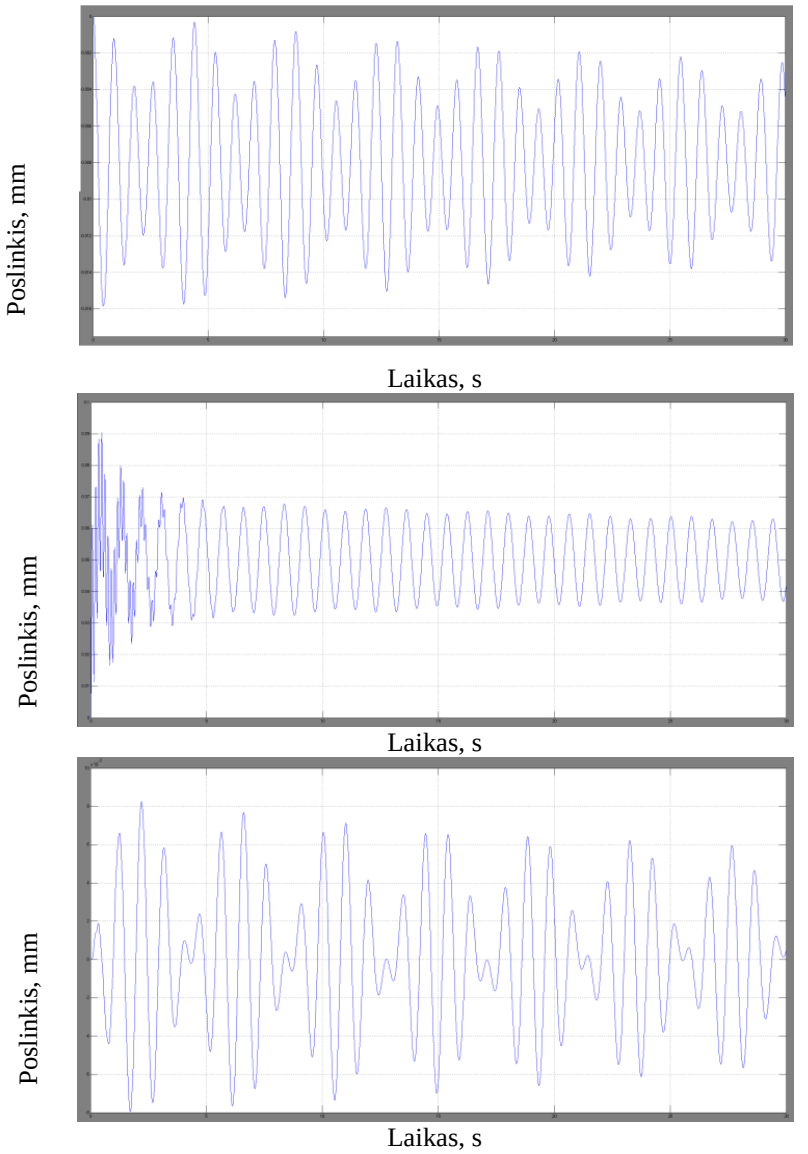
Fig. A28. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when damping and stiffness coefficients increase double

Priede A paveiksluose A32 ir A33 pateikti modeliavimo rezultatai, kai imtas tusčias autobusas ir kai standumo ir slopinimo koeficientai yra du kartus padidinti ir du kartus sumažinti. A32 pav. pateikta tuščio autobuso sistemos (kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti du kartus) amplitudinės – dažninės charakteristika parodo trys ženkliai matomus rezonansinius dažnius – 1,87, 2,18 ir 12,3 Hz. A33 pav. pateikta tuščio autobuso sistemos (kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti du kartus) amplitudinės – dažninės charakteristika parodo trys ženkliai matomus rezonansinius dažnius – 1,47, 1,75 ir 9,38 Hz. Rezultatai rodo, kad kai padidinti du pakabų slopinimo ir standumo koeficientai pirmi du rezonansiniai dažniai padidėja lyginant su realiais 0.1, 1,4 % ir trečias rezonansinis dažnis sumažėja 16,0 %, o kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai sumažinti per pusę rezonansiniai dažniai sumažėja lyginant su realiais 27,2, 26,3 ir 13,0 %.



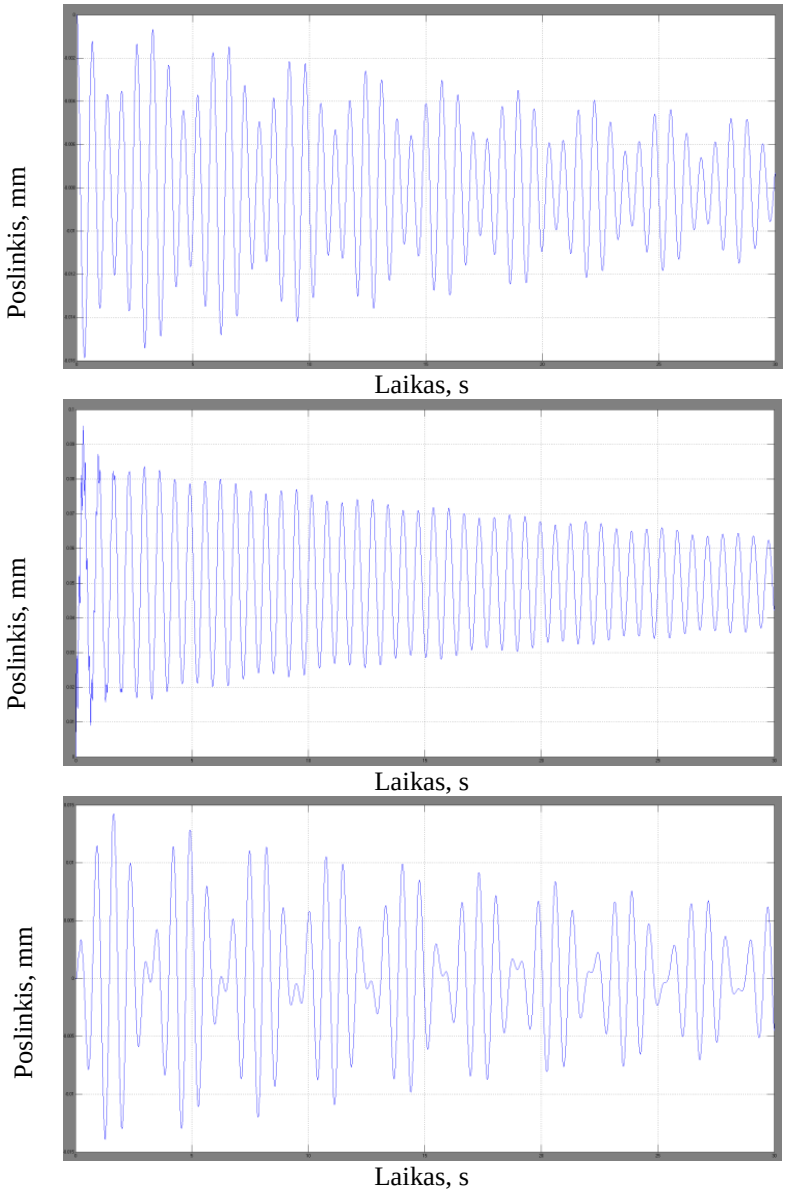
A29 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų kampo φ ir vertikalių koordinačiu z_1 ir z_2 poslinkių grafikai, kai paimti realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai

Fig. A29. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real stiffness and damping coefficients



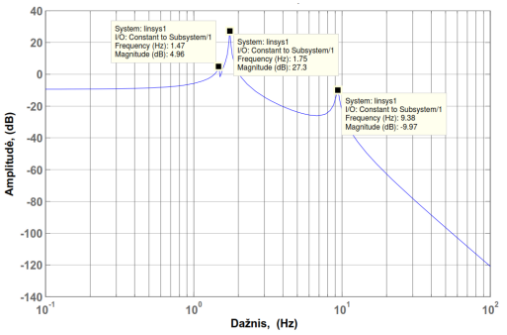
A30 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų kampo φ ir vertikalių koordinačiu z_1 ir z_2 poslinkių grafikai, kai sumažinti per puse pakabų slopinimo ir standumo koeficientai

Fig. A30. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when cut in half the stiffness and damping coefficients



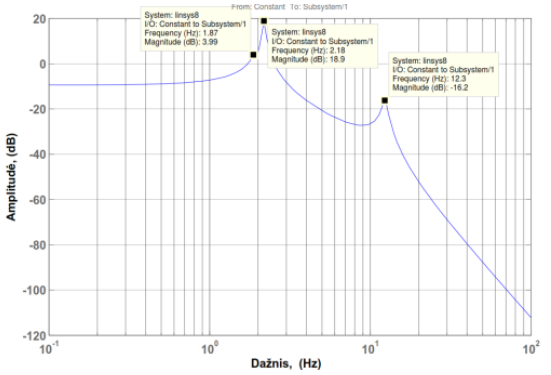
A31 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų kampo φ ir vertikalių koordinačiu z_1 ir z_2 poslinkių grafikai, kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti du kartus

Fig. A31. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when damping and stiffness coefficients increase double



A32 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai per pusę sumažinti pakabų slopinimo ir standumo koeficientai (tiesiniai), kai yra pusiau pakrautas autobusas

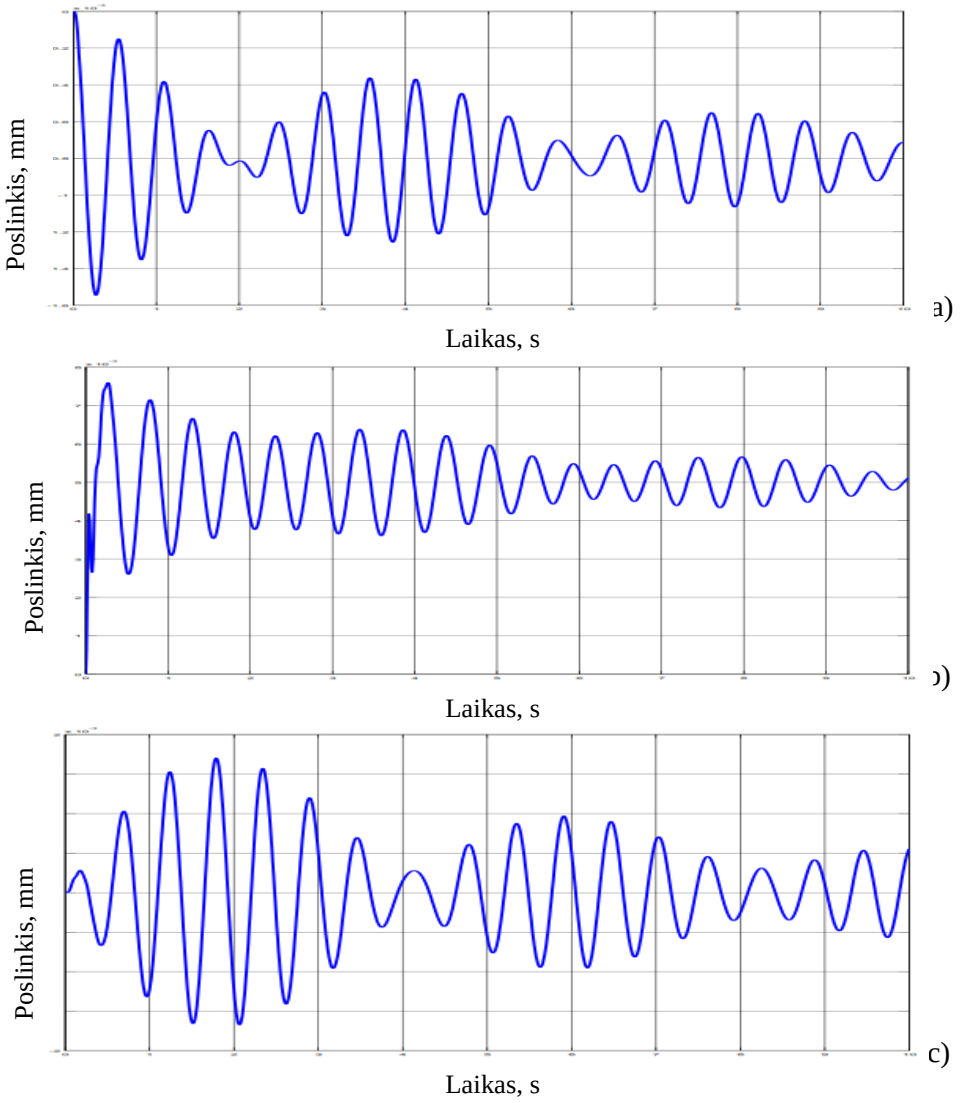
Fig. A32. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when cut in half the stiffness and damping coefficients and when the bus is empty



A33 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudinė – dažninė charakteristika, kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti du kartus (tiesiniai), kai yra pilnai pakrautas autobusas

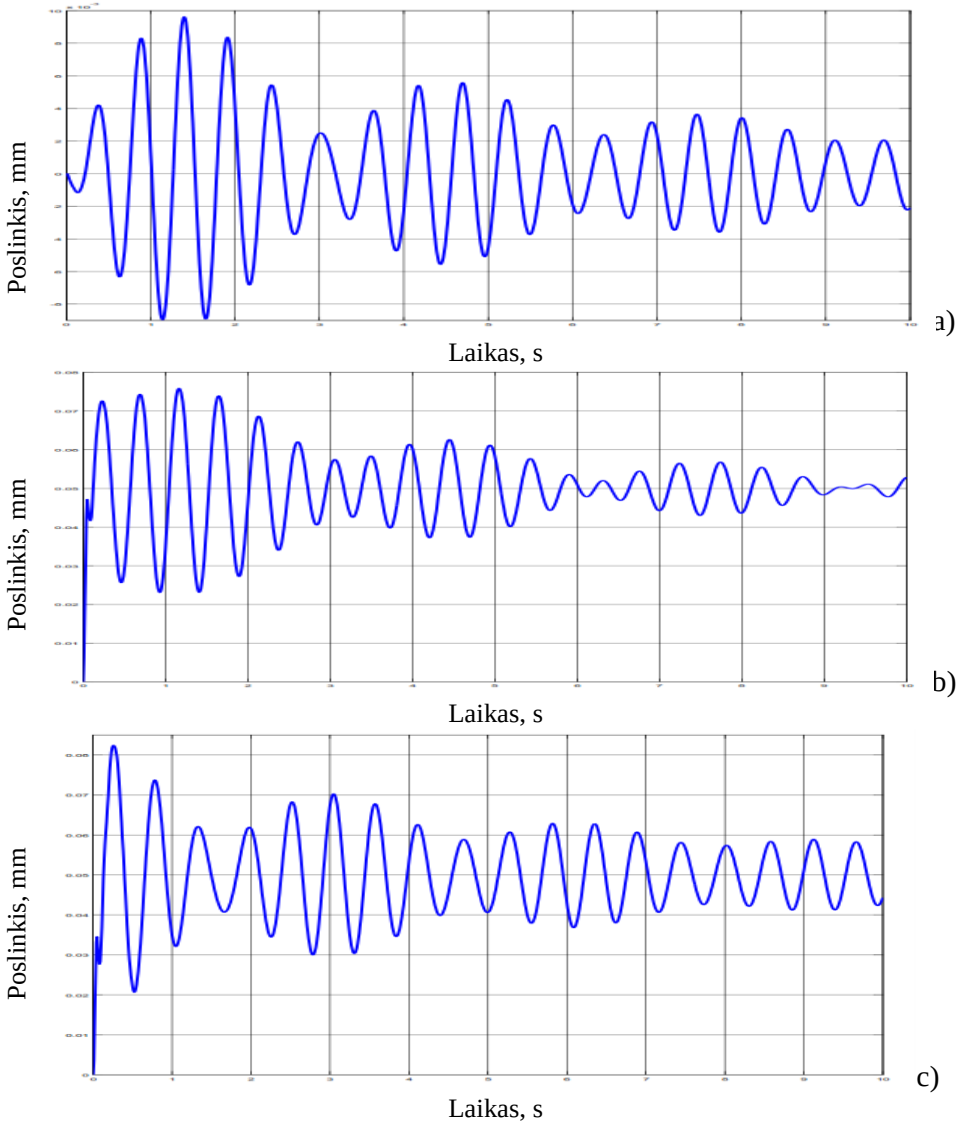
Fig. A33. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when damping and stiffness coefficients increase double and when the bus is empty

A32 pav. pateikta tuščio autobuso sistemos (kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti du kartus) amplitudinės – dažninės charakteristika parodo trys ženkliai matomus rezonansinius dažnius – 1,87, 2,18 ir 12,3 Hz. A33 pav. pateikta tuščio autobuso sistemos (kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti du kartus) amplitudinės – dažninės charakteristika parodo trys ženkliai matomus rezonansinius dažnius – 1,47, 1,75 ir 9,38 Hz.



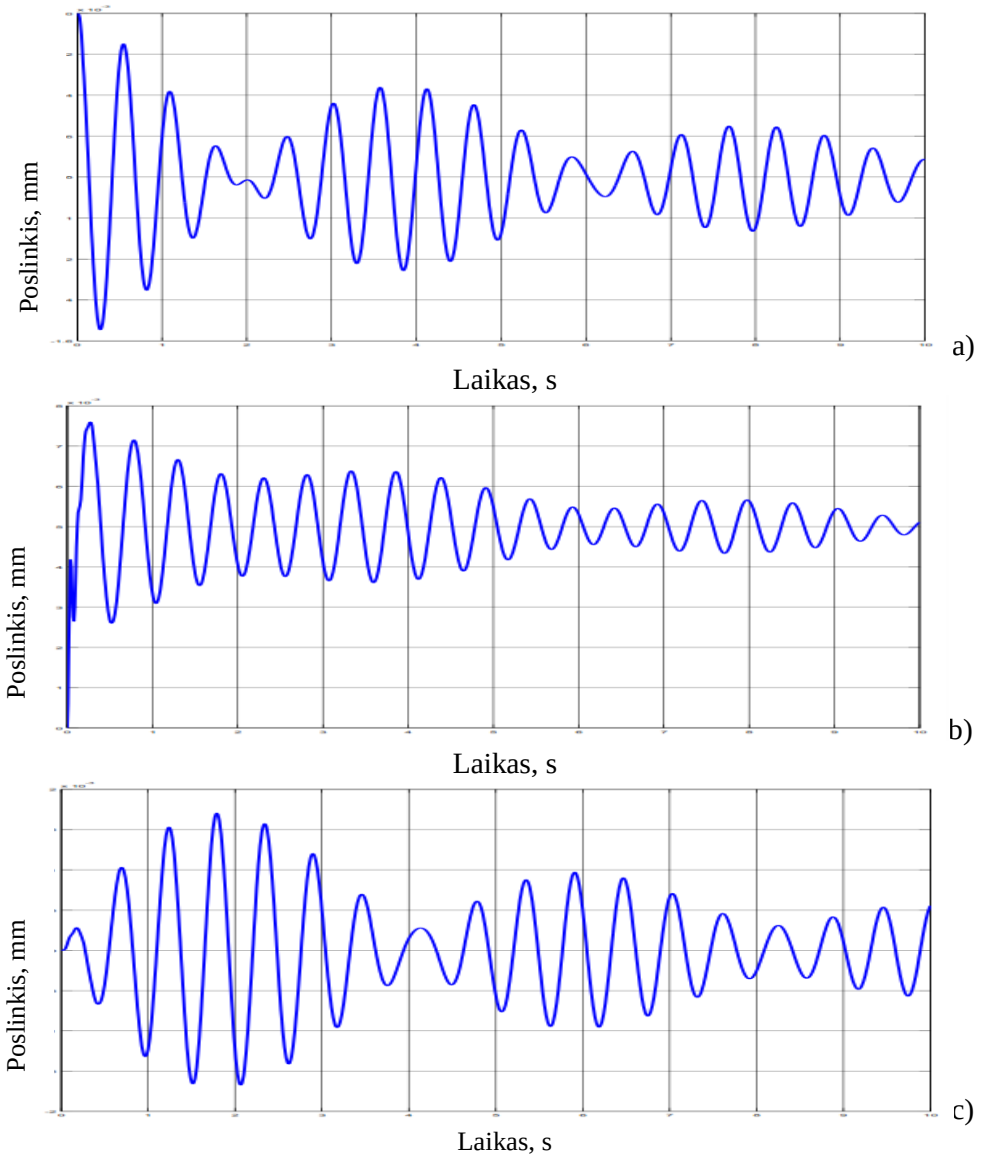
A34 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų kampo φ ir vertikalių koordinačiu z_1 ir z_2 poslinkių grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai), kai yra tuščias autobusas

Fig. A34. The graph of vertical displacement of the bus coordinates z_1, z_2 and φ obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and when the bus is empty



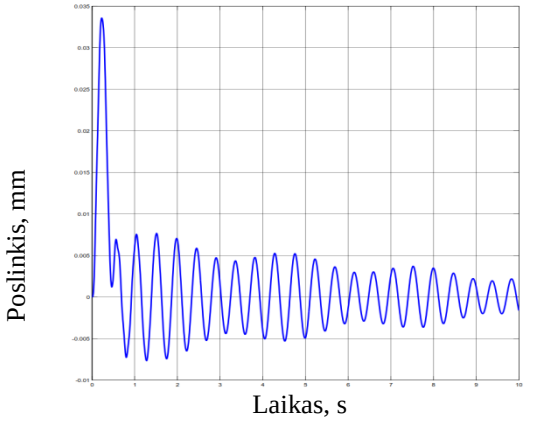
A35 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų kampo φ ir vertikalių koordinačiu z_1 ir z_2 poslinkių grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai), kai yra pusiau pakrautas autobusas

Fig. A35. The graph of vertical displacement of the bus coordinates z_1, z_2 and φ obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and when half load bus



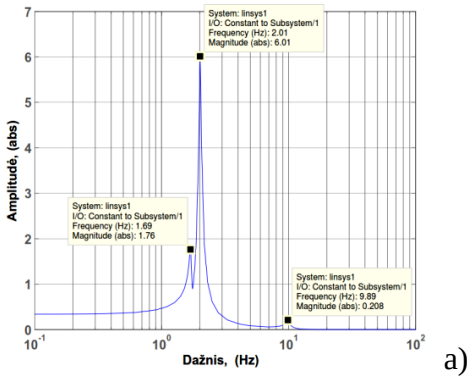
A36 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų kampo φ ir vertikalių koordinačiu z_1 ir z_2 poslinkių grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai), kai yra pilnai pakrautas autobusas

Fig. A36. The graph of vertical displacement of the bus coordinates z_1, z_2 and φ obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and when the full load bus



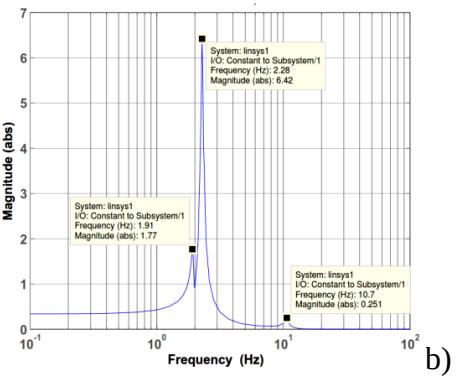
A37 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautos vertikalios koordinatės z poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai, kai yra tuščias autobusas

Fig. A37. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients and when the empty bus



a)

-20 %

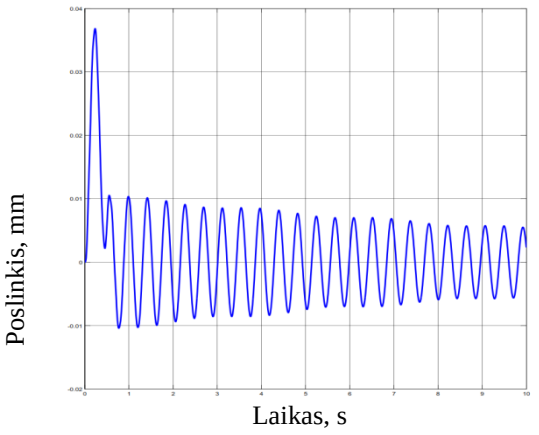


b)

+20 %

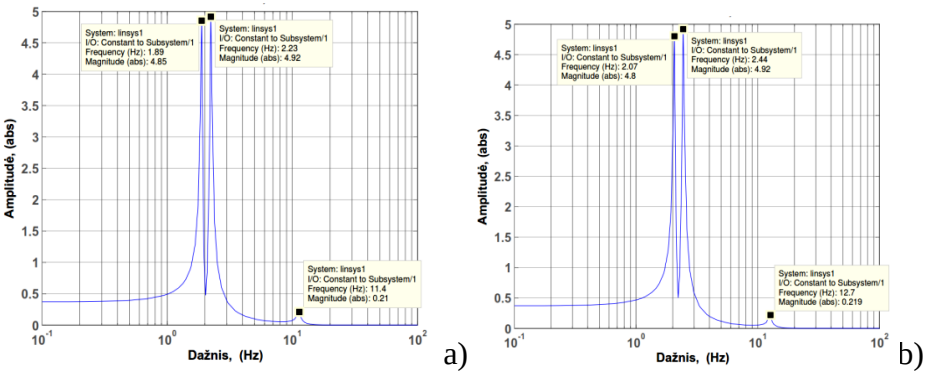
A38 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų vertikalių koordinačiu z spektrinio tankio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (kai tuščias autobusas) ir standumo koeficientas padidintas (b) ir sumažintas (a) 20 %

Fig. A38. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (when the empty bus) and spring coefficients is increase (b) and decrease (a) 20 %



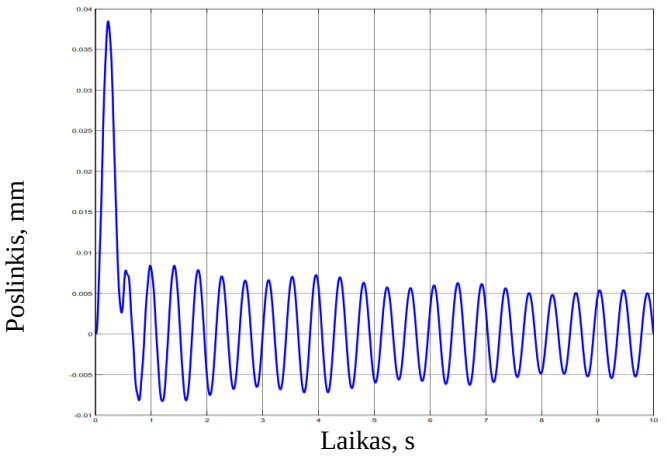
A39 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautos vertikalios koordinatės z poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai, kai yra pusiau pakrautas autobusas

Fig. A39. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients and when the half load bus



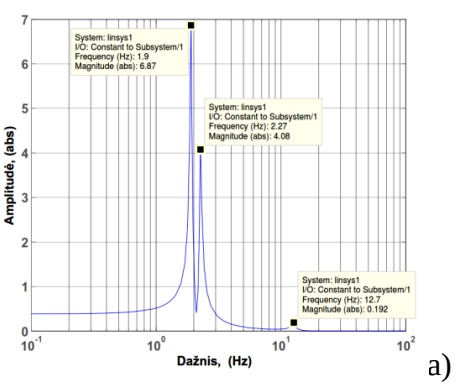
A40 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų vertikalių koordinačiu z spektrinio tankio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (kai pusiau pakrautas autobusas) ir standumo koeficientas padidintas (b) ir sumažintas (a) 20 %

Fig. A40. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (when half load bus) and spring coefficients is increase (b) and decrease (a) 20 %



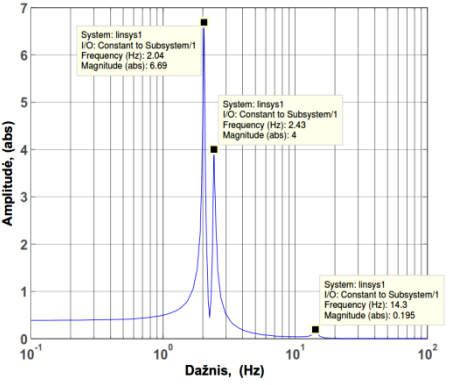
A41 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautos vertikalios koordinatės z poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai, kai yra pilnai pakrautas autobusas

Fig. A41. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients and when the full load bus



a)

-20 %

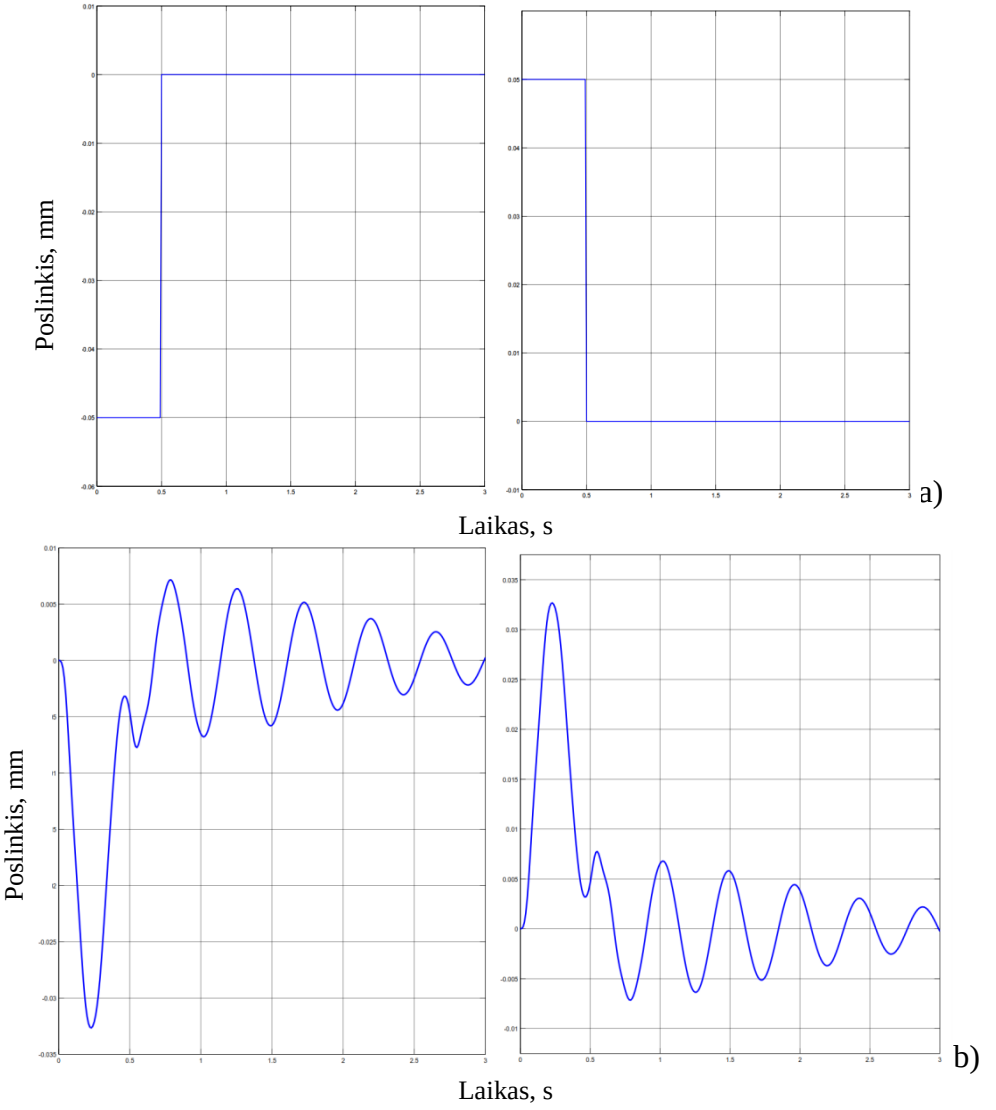


b)

+20 %

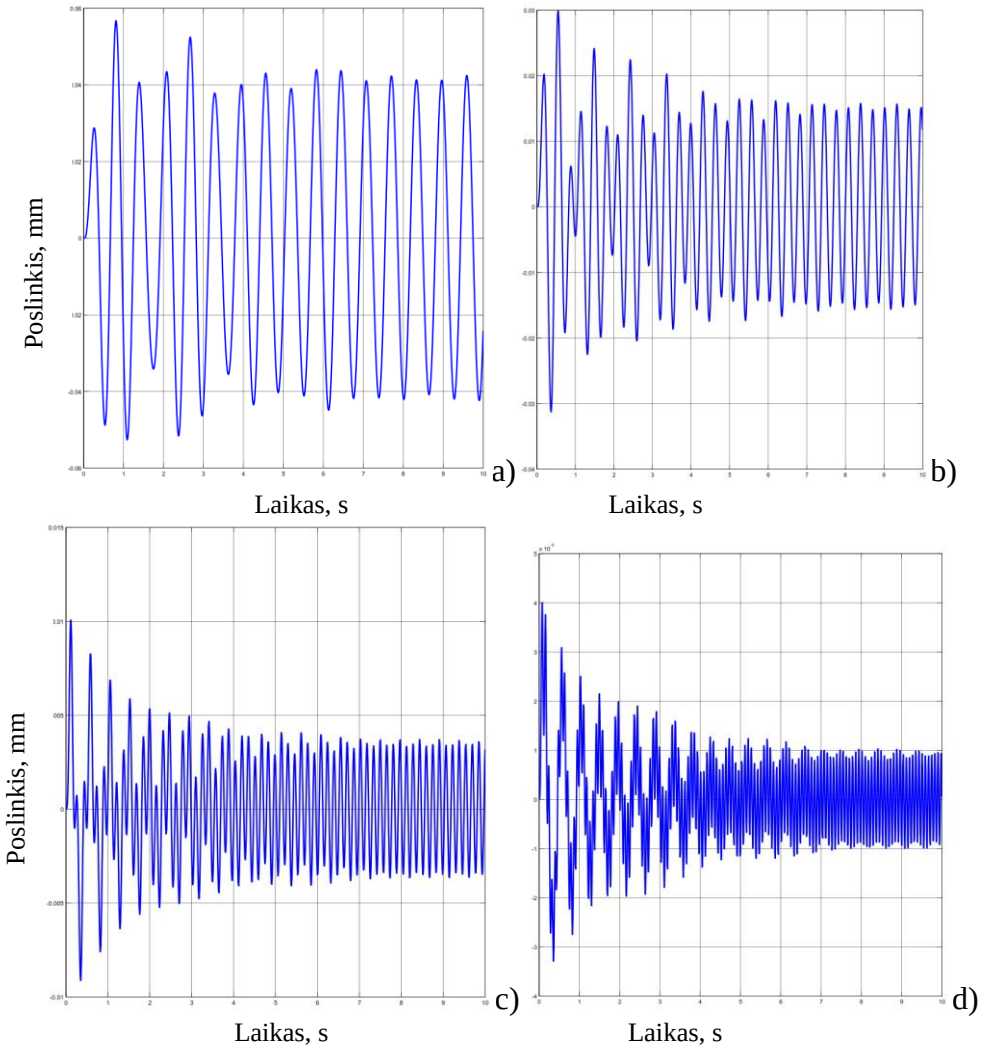
A42 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų vertikalių koordinačiu z spektrinio tankio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (kai pilnai pakrautas autobusas) ir standumo koeficientas padidintas (b) ir sumažintas (a) 20 %

Fig. A42. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (when full load bus) and spring coefficients is increase (b) and decrease (a) 20 %



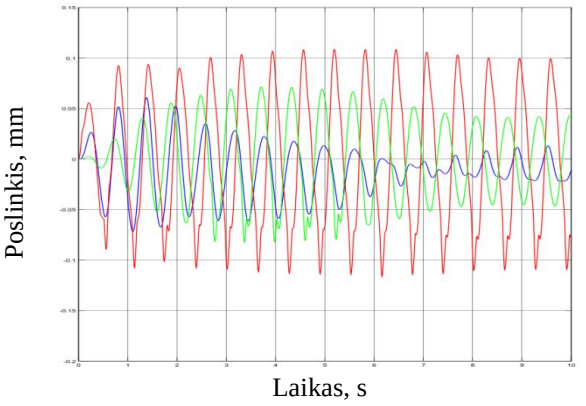
A43 pav. 1/2 autobuso (tuščio) sistemos modeliavimo metu gauti vertikalios koordinatės z poslinkio grafikai (b), kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai, kai yra žadimas į pliusinę ir minusinę puses (a)

Fig. A43. The graph of vertical displacement of the bus frame (when the empty bus) middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients and is step exitation in plius and minus side



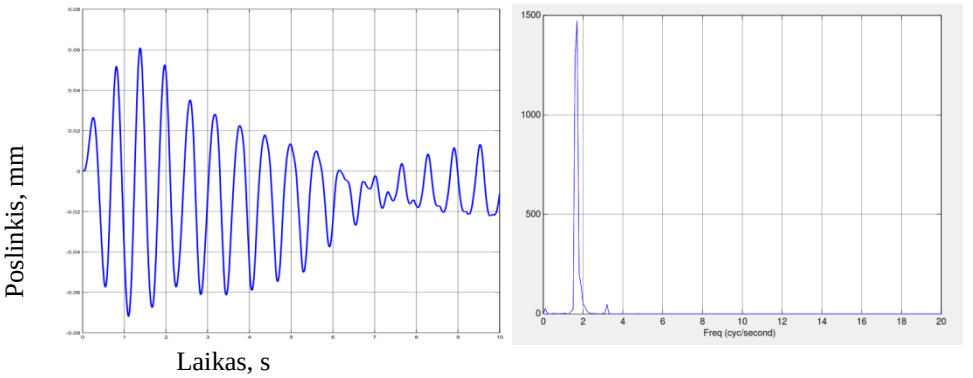
A44 pav. 1/2 autobuso (tuščio) sistemos modeliavimo metu gauti vertikalios koordinatės z poslinkio grafikai (b), kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai, kai yra kelio nelygumas sinusinis žadimas, su tokiais parametrais: a – dažnis 10 rad/s, amplitudė 0,05 m; b – dažnis 20 rad/s, amplitudė 0,05 m; c – dažnis 40 rad/s, amplitudė 0,05 m; d – dažnis 80 rad/s, amplitudė 0.05 m;

Fig. A44. The graph of vertical displacement of the bus frame (when the empty bus) middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients and is sine exitation with parameters: a – frequency 10 rad/s, amplitude 0,05 m; b – frequency 20 rad/s, amplitude 0,05 m; c – frequency 40 rad/s, amplitude 0,05 m; d – frequency 80 rad/s, amplitude 0,05 m



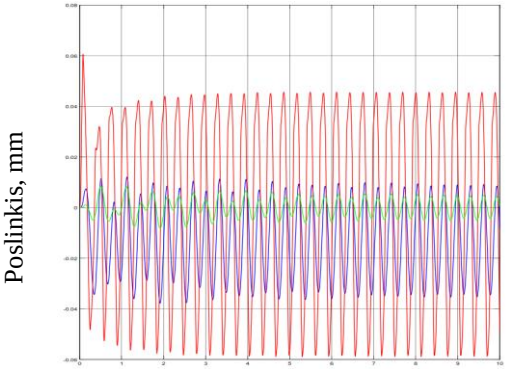
A45 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z (mėlyna) ir pakabų koordinačių z_1 (raudona), z_2 (žalia) vertikalaus poslinkio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 10 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A45. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z (blue) and suspensions coordinates z_1 (red), z_2 (green) obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 10 rad/s, amplitude 0,05 m)



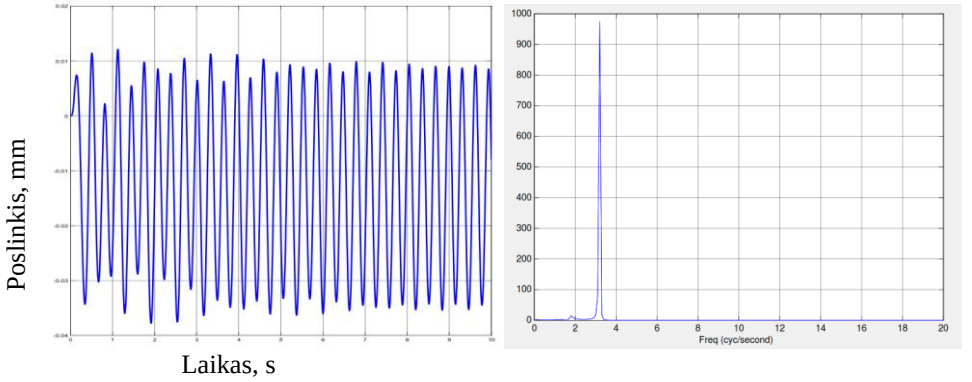
A46 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio ir spktrinio tankio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 10 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A46. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 10 rad/s, amplitude 0,05 m)



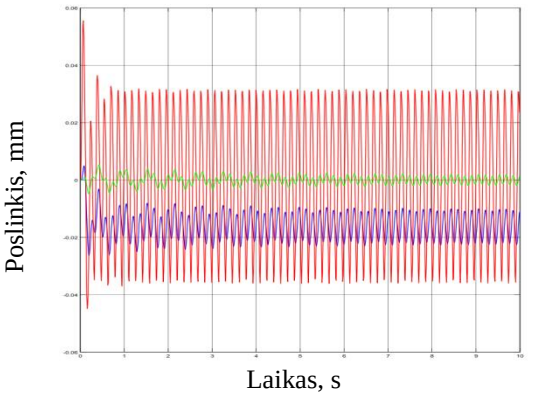
A47 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z (mėlyna) ir pakabų koordinačių z_1 (raudona), z_2 (žalia) vertikalaus poslinkio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 20 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A47. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z (blue) and suspensions coordinates z_1 (red), z_2 (green) obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 20 rad/s, amplitude 0,05 m)



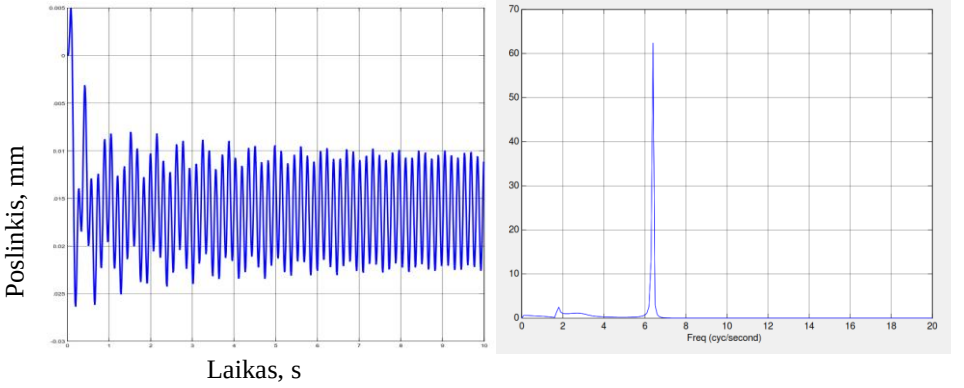
A48 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio ir spktrinio tankio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 20 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A48. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 20 rad/s, amplitude 0,05 m)



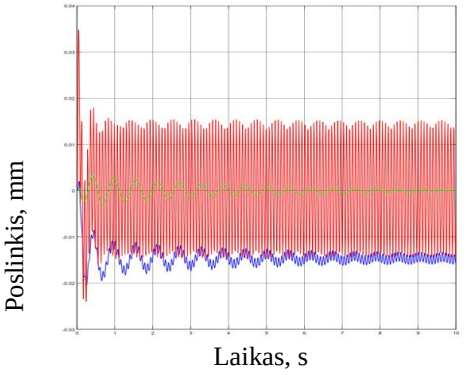
A49 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z (mėlyna) ir pakabų koordinačių z_1 (raudona), z_2 (žalia) vertikalaus poslinkio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 40 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A49. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z (blue) and suspensions coordinates z_1 (red), z_2 (green) obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 40 rad/s, amplitude 0,05 m)



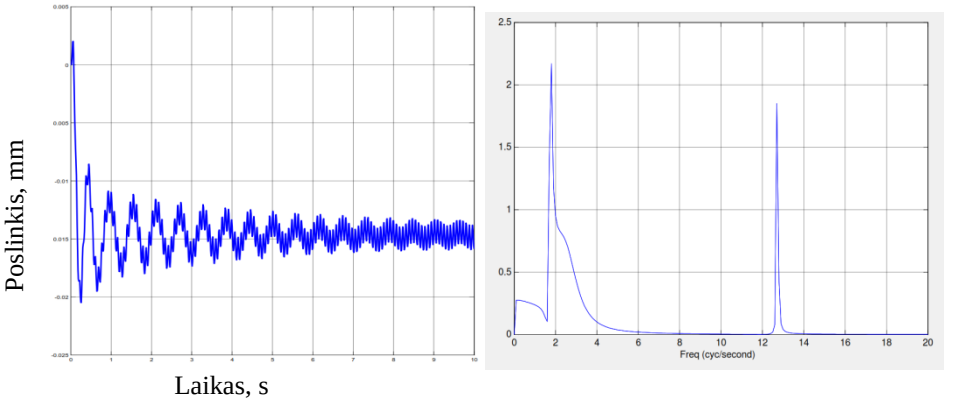
A50 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio ir spktrinio tankio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 40 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A50. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 40 rad/s, amplitude 0,05 m)



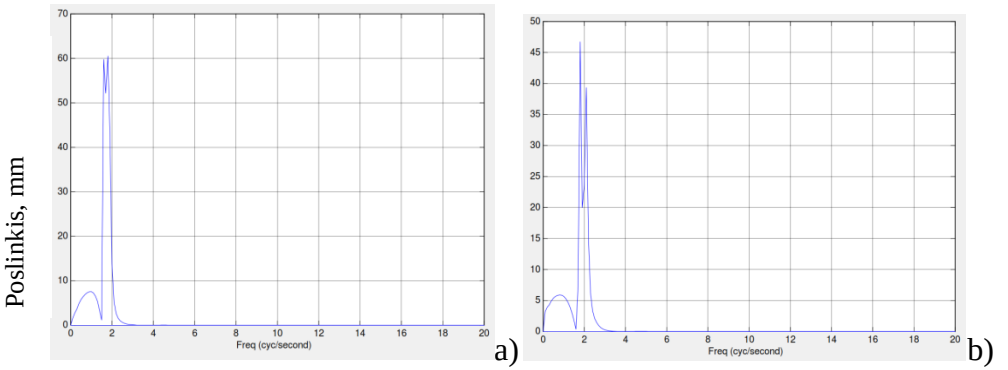
A51 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z (mėlyna) ir pakabų koordinačių z_1 (raudona), z_2 (žalia) vertikalaus poslinkio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 80 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A51. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z (blue) and suspensions coordinates z_1 (red), z_2 (green) obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 80 rad/s, amplitude 0,05 m)



A52 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio ir spktrinio tankio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 80 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A52. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 80 rad/s, amplitudė 0,05 m)

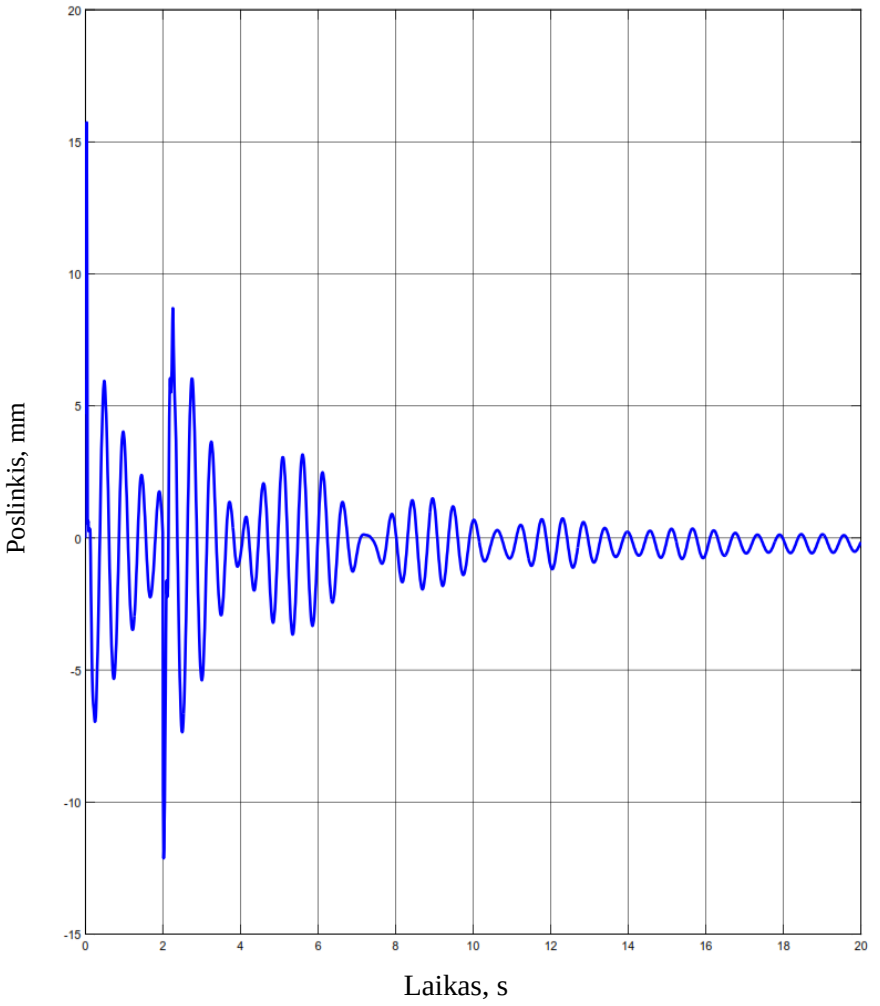


A53 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gautų koordinačiu z spektrinio tankio grafikai, kai paimti netiesiniai slopinimo koeficientai (kai tuščias autobusas) ir standumo koeficientas padidintas (b) ir sumažintas (a) 20 %

Fig. A53. The graph of vertical displacement of the bus frame middle coordinates z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (when the empty bus) and spring coefficients is increase (b) and decrease (a) 20 %

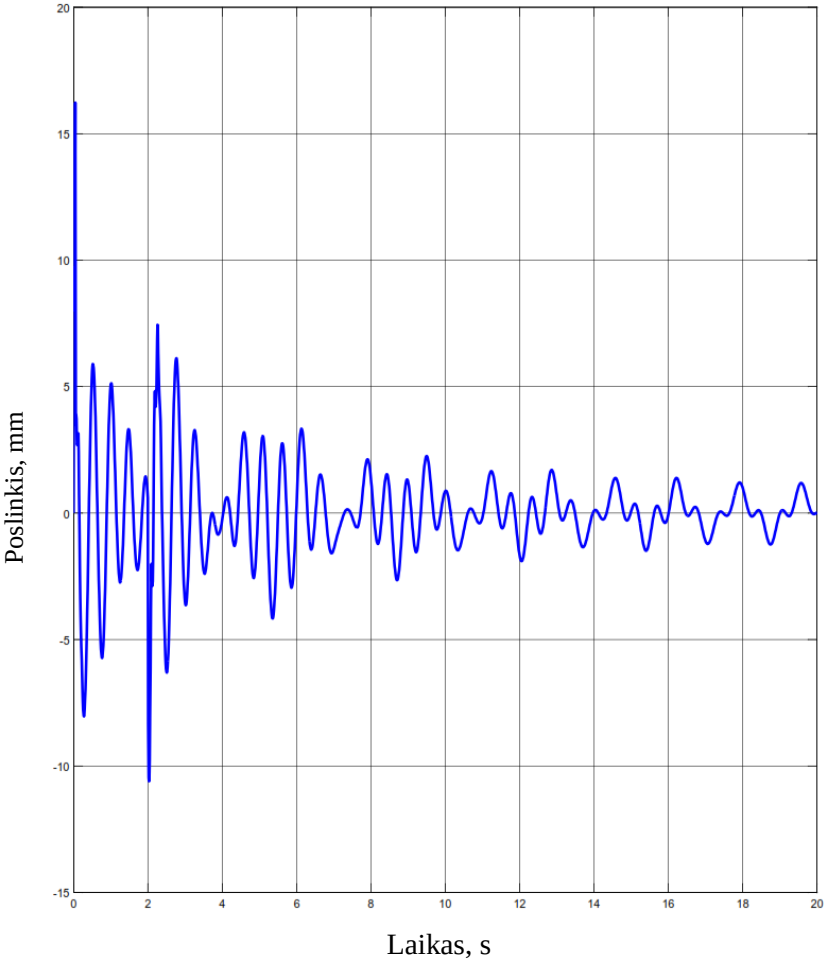
A54 ir A55 paveiksluose pateikti 1/2 autobuso (kai yra pusiau pakrautas autobusas) sistemos modeliavimo metu gauti autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikai, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 200 rad/s, amplitudė 0,05 m) bei kartu pridėtas šuolinis žadinimas su amplitude 0,05 m ir kuris tęsiasi 2 sekundes. Atitinkamai A56 ir A57 paveiksluose pateikti grafikai analogiški A54 ir A55 paveiksluose tik yra pilnai pakrautas autobusas.

A58 – A63 paveiksluose pateikti grafikai kai vertinamas tuščio autobuso pagreitis prie skirtingų žadinimai (kartu sinusinis ir šuolinis žadinimai).



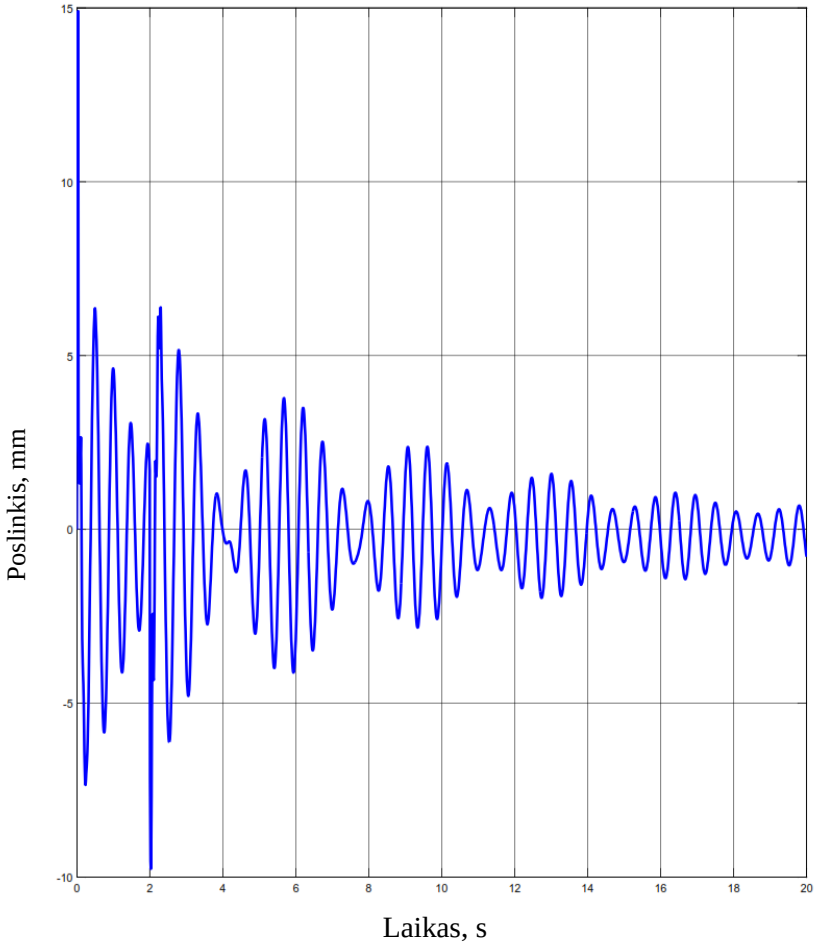
A54 pav. 1/2 autobuso (kai yra pusiau pakrautas autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 200 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A54. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is half load) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 200 rad/s, amplitude 0,05 m)



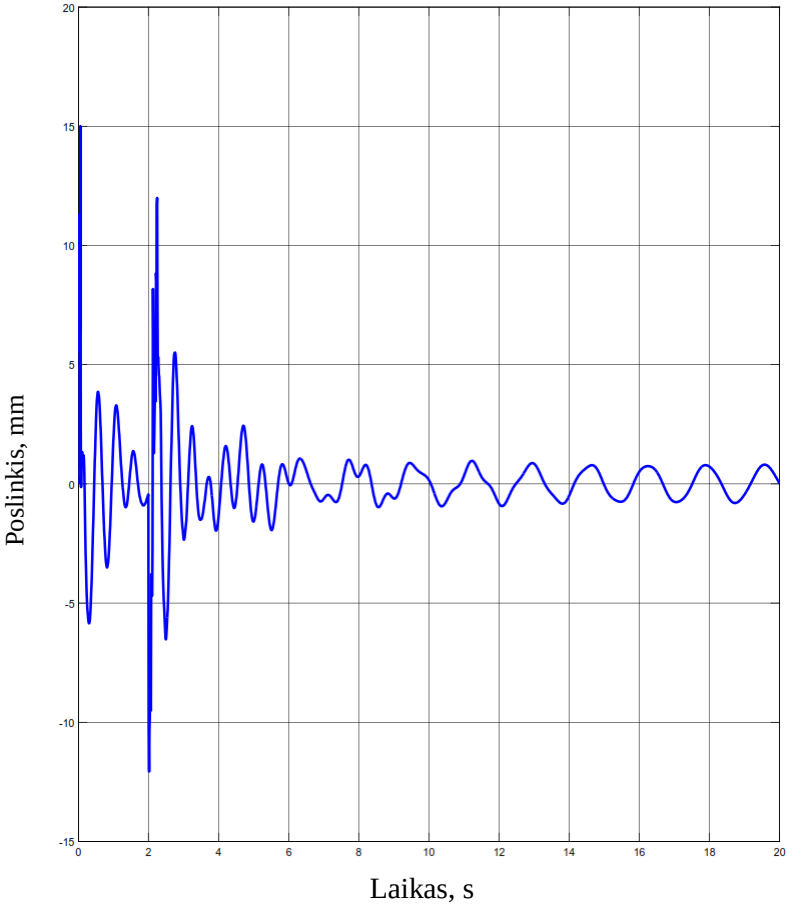
A55 pav. 1/2 autobuso (kai yra pusiau pakrautas autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 0.6 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A55. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is half load) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 0,6 rad/s, amplitude 0,05 m)



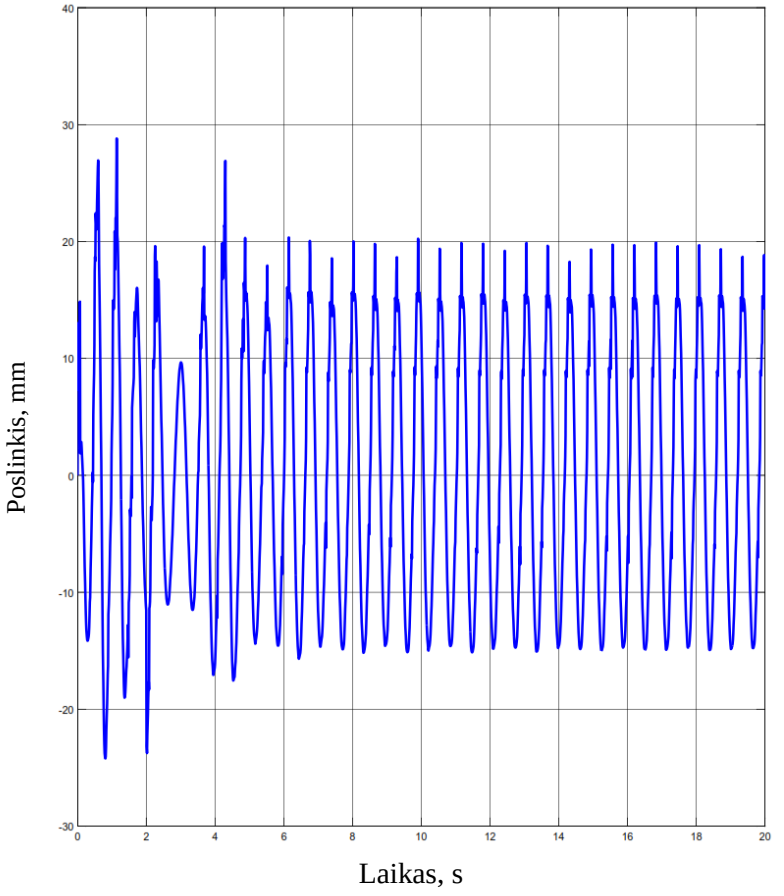
A56 pav. 1/2 autobuso (kai yra pilnai pakrautas autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 200 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A56. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is full load) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 200 rad/s, amplitude 0,05 m)



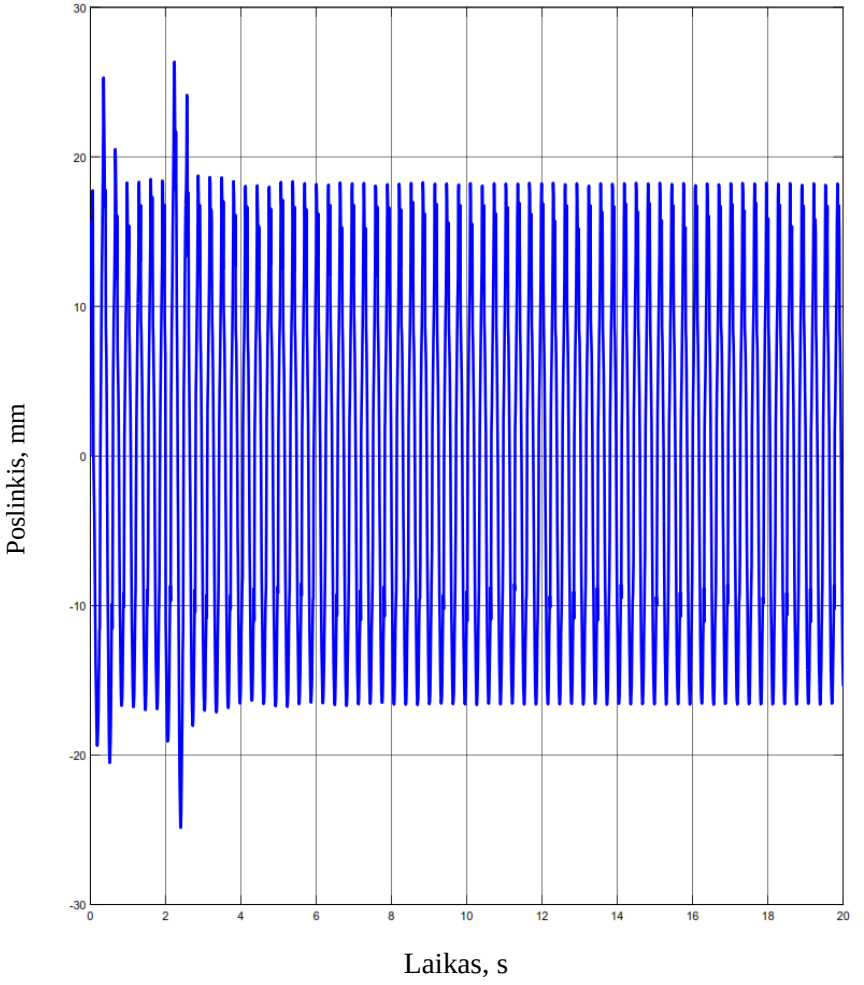
A57 pav. 1/2 autobuso (kai yra pilnai pakrautas autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 0.6 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A57. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is full load) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 0,6 rad/s, amplitude 0,05 m)



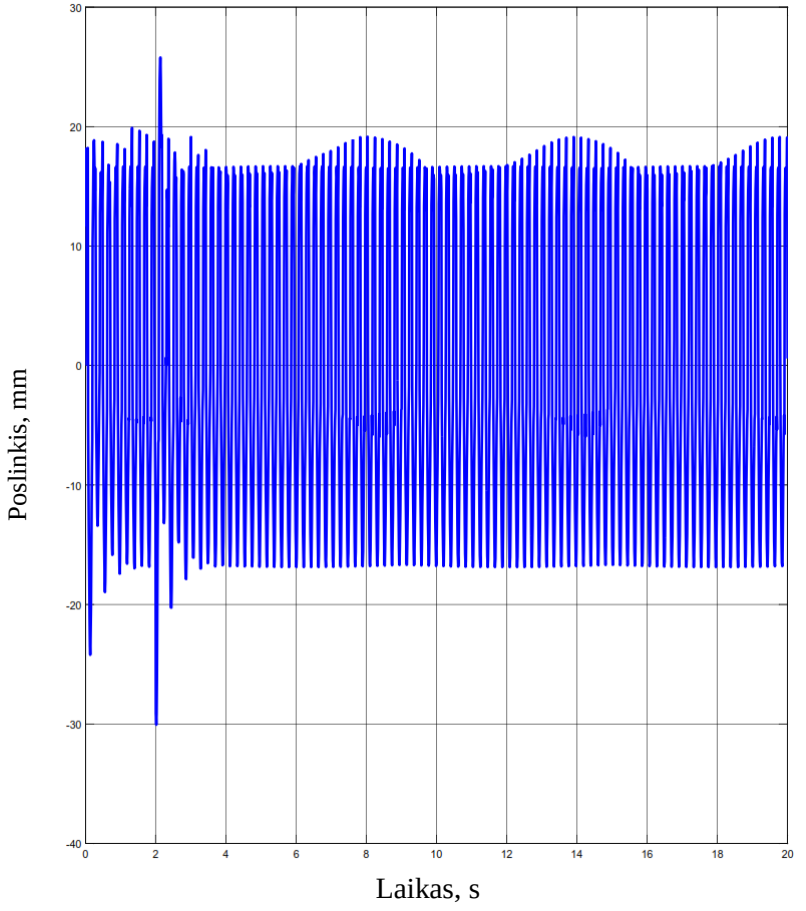
A58 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 10 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A58. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 10 rad/s, amplitude 0,05 m)



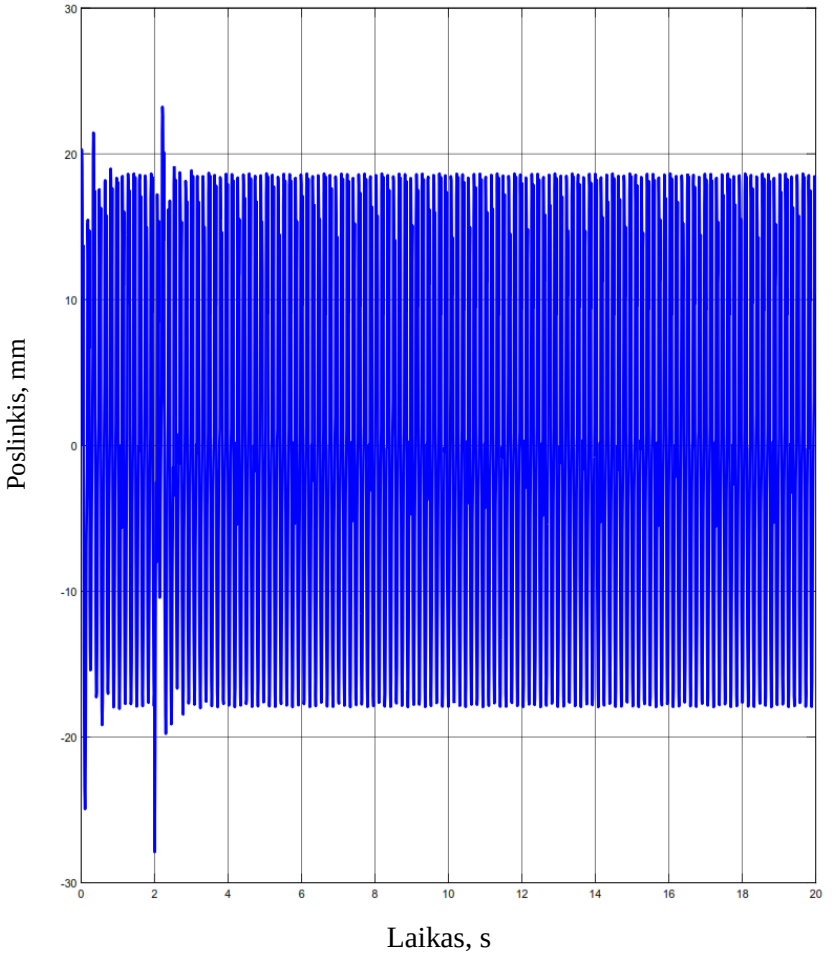
A59 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 20 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A59. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 20 rad/s, amplitude 0,05 m)



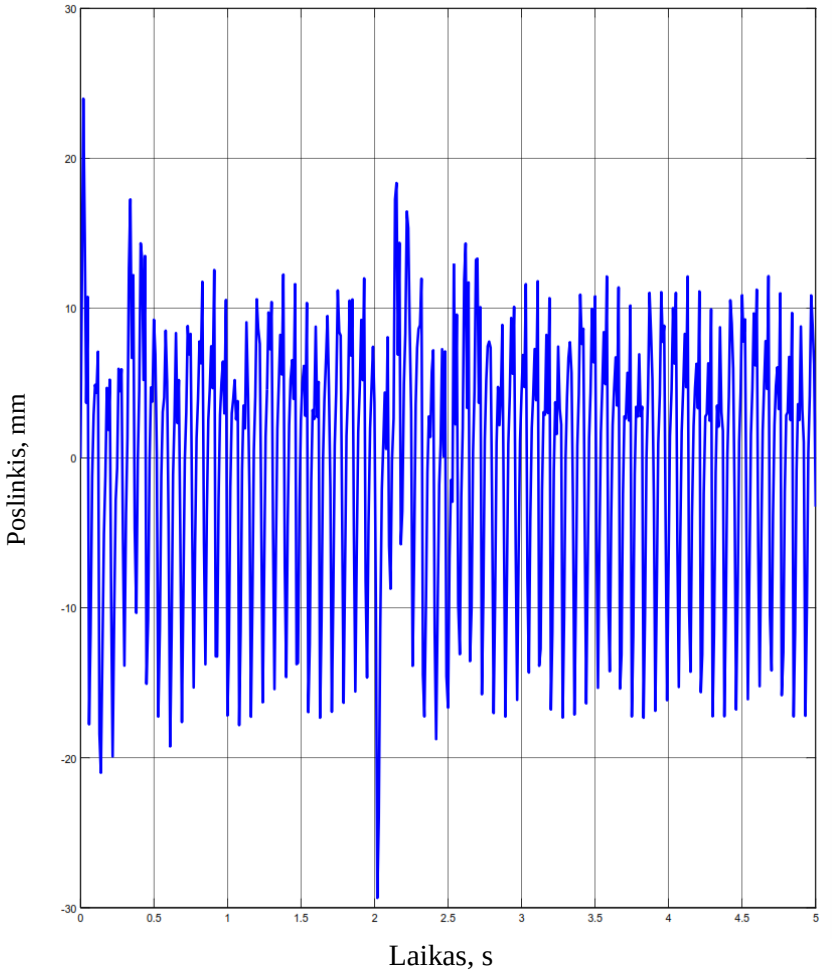
A60 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 30 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A60. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 30 rad/s, amplitude 0,05 m)



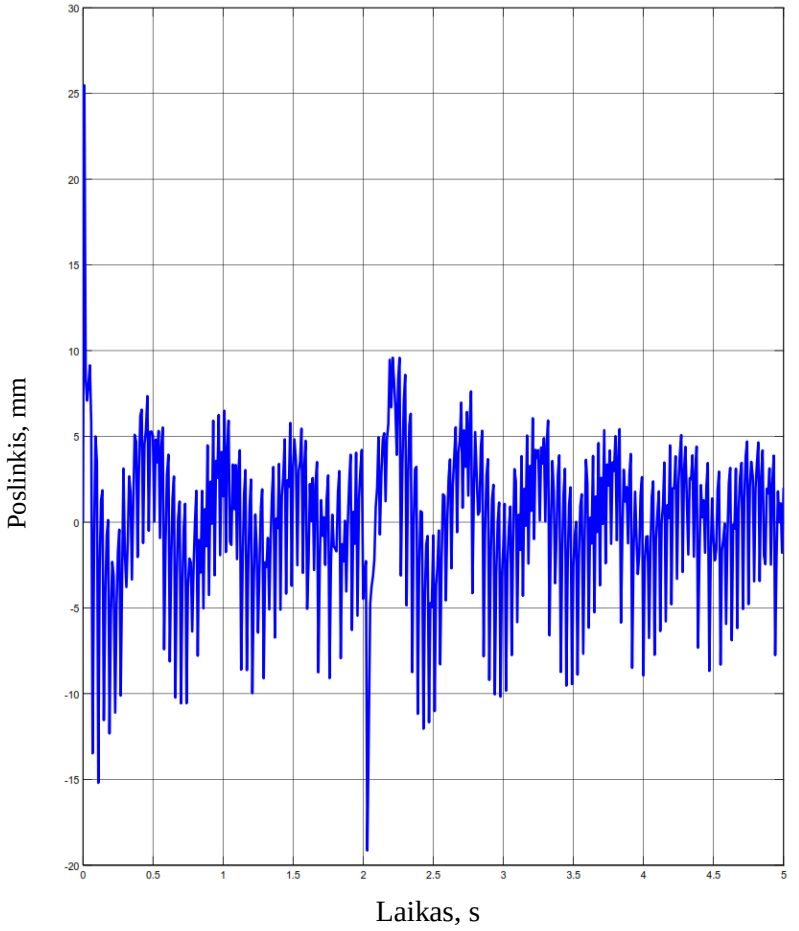
A61 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 40 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A61. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 40 rad/s, amplitude 0,05 m)



A62 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 80 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A62. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 80 rad/s, amplitude 0,05 m)



A63 pav. 1/2 autobuso (kai yra tuščias autobusas) sistemos modeliavimo metu gautas autobuso rėmo vidurio koordinatės z vertikalaus poslinkio grafikas, kai paimti realūs sistemos slopinimo koeficientai (netiesiniai) ir yra sinusinis žadinimas (dažnis 160 rad/s, amplitudė 0,05 m)

Fig. A63. The graph of vertical displacements of the bus (when the bus is empty) frame middle coordinate z obtained by modeling of 1/2 bus system, when take the real damping coefficients (nonlinear) and excitation is sine (frequency 160 rad/s, amplitude 0,05 m)