

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Mantas Masandukas

DVIRAČIO RATO JUDĖJIMO PER KLIŪTĮ DINAMIKOS
ANALITINIS TYRIMAS

Magistro baigiamasis darbas

Šiauliai, 2010

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

DVIRAČIO RATO JUDĖJIMO PER KLIŪTĮ DINAMIKOS
ANALITINIS TYRIMAS

Magistro baigiamasis darbas

Autorius – Mantas Masandukas (MM-8 gr.)

Vadovas – doc. dr. S. Rimovskis

Recenzentas – doc. dr. K. Kazanavičius

Katedros vedėjas – doc. dr. A. Sabaliauskas

Šiauliai, 2010

TURINYS

SANTRAUKA LIETUVIŲ KALBA.....	3
SANTRAUKA UŽSIENIO KALBA.....	4
LENTELIŲ SĄRAŠAS.....	5
PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS	6
ĮVADAS.....	7
1. DVIRAČIAMS KELIAMI SAUGOS REIKALAVIMAI IR BANDYMO METODAI.....	9
1.1 Pilnai sumontuoto dviračio dinaminis bandymas.....	9
1.2 Dinaminių bandymų mašinos aprašymas.....	12
2. DVIRAČIO RATO JUDĖJIMO DINAMIKOS MATEMATINIS MODELIAVIMAS.....	14
2.1 Dinaminės sistemos pasirinkimas.....	14
2.2 Žadinimo dėsnio nustatymas.....	15
2.3 Reakcijos į žadinimą nustatymas taikant impulsinių reakcijų superpoziciją.....	18
2.4 Reakcijos į žadinimą nustatymas analitiniu metodu.....	22
2.5 Ratai veikiančių jėgų nustatymas.....	24
3. SKIRTINGŲ SISTEMOS APKROVOS BŪDŲ PALYGINIMAS.....	27
3.1 Sistemos parametrų nustatymas.....	27
3.2 Pneumatinio užspaudimo sistemos standumo nustatymas.....	29
3.3 Skirtingų sistemos apkrovimo būdų analizė.....	34
IŠVADOS.....	38
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	39

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Mantas Masandukas. DVIRAČIO RATO JUDĖJIMO PER KLIŪTĮ DINAMIKOS ANALITINIS TYRIMAS/ vadovas doc.dr. S. Rimovskis.

SANTRAUKA

Dviračių struktūrinio vientisumo bandymai atliekami vadovaujantis reikalavimais, aprašytais standarte EN 14764:2005:E. Bandymo metu svarsčiais apkrautas dviratis juda per kliūtis, kurios imituoja kelio nelygumus. Bandymai taip pat atliekami vietoj svarsčių naudojant užspaudimą pneumatiniiais cilindrais. Šiame darbe pateikiamas bandymo sąlygas atitinkantis dviračio dinamikos rato dinamikos analitinis tyrimas, kurį taikant galima įvertinti skirtingų apkrovos būdų įtaką bandymo sąlygoms ir rezultatų tikslumui.

Reikšminiai žodžiai: dviratis, kliūtis, dinamika

ŠIAULIAI UNIVERSITY
FACULTY OF TECHNOLOGY
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

Mantas Masandukas. Title. ANALYTICAL RESEARCH OF THE DYNAMICS OF A BICYCLE WHEEL WHILE GETTING OVER THE OBSTACLE / research advisor Assoc. Prof. Dr. S. Rimovskis.

SUMMARY

Main conditions of bicycle structural integrity test are presented in European standard EN 14764:2005:E. The fully-assembled bicycle is mounted on a test machine. Definite weights are applied to it. The bicycle is moved over the obstacles that simulate roughness of the way. The load to bicycle can also be produced by system of pneumatic cylinders. Analytical modeling of the dynamics of bicycle wheel rolled over the obstacle corresponded to the test condition is presented in the work. It allows analytical research of test condition with regard to different loading types and estimation of test result accuracy.

Keywords: bicycle, obstacle, dynamics

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.1 lentelė. Bandomo dviračio apkrova.....	10
2.1 lentelė. Dviračių, kuriuos galima bandyti bandymų mašina, duomenys.....	12
3.1 lentelė. Padangos standumo koeficientų reikšmės.....	29
3.2 lentelė. Pneumatinių cilindų techniniai duomenys.....	29
3.3 lentelė. Analitiniame tyrime naudojamų koeficientų k_{ef} reikšmės.....	33
3.4 lentelė. Sistemos parametrai.....	34
3.5 lentelė. Analitiškai nustatyti maksimalaus poveikio parametrai.....	35

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Bandymų mašina.....	10
1.2 pav. Rato nuovargio bandymų stendas.....	11
1.3 pav. Dviračių, triračių ir tandemų bandymų stendas.....	12
2.1 pav. Vieno laisvės laipsnio dinaminė sistema.....	15
2.2 pav. Rato judėjimo per kliūtį trajektorija.....	16
2.3 pav. Sistemos žadinimas.....	18
2.4 pav. Sistemos reakcijos kreivės.....	21
2.5 pav. Sistemos reakcijos (a), greičio (b) ir pagreičio (c) grafikai.....	25
3.1 pav. Padangos standumo koeficientų nustatymo grafikas.....	28
3.2 pav. Pneumatinio cilindro (DNC-50-100-PPV-A) pjūvis.....	30
3.3 pav. Vieno rato pneumatinio užspaudimo sistemos schema.....	30
3.4 pav. Cilindro schema.....	32
3.5 pav. Jėgos F_1 priklausomybė nuo L_c	33
3.6 pav. Standumo koeficientų k_c ir k_{ef} priklausomybės nuo L_c	33
3.7 pav. Sistemos reakcijos (a) ir pagreičio (b) grafikai.....	35
3.8 pav. Sistemą veikiančių jėgų F ir F_p grafikai.....	35

Įvadas

Dviratis – tai dviratė bemotorė ekologiška transporto priemonė, naudojama daugelyje pasaulio šalių. Ši transporto priemonė naudojama pramogai, susisiekimui, laisvalaikio praleidimui, turizmui, sportavimui, varžyboms. Pagrindinė dviračio sandara: du ratai, rėmas, balnelis, vairas ir perdavimo mechanizmas, raumenų jėga verčianti sukėti ratus.

Dviračių įvairovė didelė, jie būna skirti įvairiom trasom, skirtingiems važinėjimo stiliams. Vienaip važiuojama miesto gatvėmis, kitaip leidžiantis nuo uolinių kalnų, dar kitaip – lenktyniaujant. Universalus dviračio, tinkamo viskam, nėra. Skirtumai tarp skirtingų stilių dviračių taip pat nėra labai ryškūs. Tačiau pačių įvairiausių dviračių tipams keliami specifiniai saugumo ir patikimumo reikalavimai, kurie aprašyti standartuose [1-4]. Didelis dėmesys skiriamas apkrovoms, kuriomis dviratis veikiamas eksploatacijos metu. Standartai reglamentuoja statines bei dinamines šių apkrovų reikšmes, jų poveikio ribas visai dviračio konstrukcijai ar atskiriems jo elementams. Dviračio konstrukcijos patikimumas ir kitos eksploatacinės savybės gali būti įvertinamos tik atliekant bandymus. Tačiau atsakyti į daugelį klausimų galima ir taikant įvairias analitinių tyrimų metodikas. Dviračių stiprumo, ilgaamžiškumo savybės gali būti įvertinamos analitiškai. Labai svarbi yra bet kokio gaminio projektavimo stadija, kurioje be skaičiavimų neapsieinama. Projektavimo stadijoje lengviausia daryti būtinus pakeitimus ir konstrukcijos bei atskirų jos elementų patobulinimus.

Šiaulių universiteto Technologinių bandymų centre, kuriame dirba technologijos fakulteto dėstytojai ir darbuotojai, yra atliekami visi būtini naujų dviračių bandymai. Didžioji dalis bandomų modelių – tai bendros Lietuvos ir Vokietijos įmonės UAB „Baltik Vairas“ pagaminti dviračiai. Per metus šioje bendrovėje surenkama daugiau kaip 350 tūkst. įvairios paskirties (vaikiškų, paauglių, suaugusiųjų, kalnų) bei modelių (Aero, Wave, Trekking, MTB, Suspension ir kt.) dviračių plieniniais ir aliumininiais rėmais ir vairais, kurių didelė dalis realizuojama Vakarų ir Rytų Europos rinkose (apie 95 % produkcijos eksportuojama). Įmonės apyvarta viršija 150 mln. Lt. Ne visada bandymų rezultatai būna teigiami. Tuomet padaromos atitinkamos išvados ir siūlomos rekomendacijos gamintojams.

Šiame darbe nagrinėjamas labai svarbus pilnai surinkto dviračio struktūrinio vientisumo bandymas. Tai sudėtingas ir pakankamai ilgai trunkantis dviračio dinaminių savybių įvertinimo bandymas. Technologinių bandymų centro darbuotojai suprojektavo, pagamino ir surinko šiam bandymui skirtą įrenginį – bandymų mašiną (ji dar vadinama bandymu stendu). Kadangi apkrovimo sąlygos (o tiksliau – naudojami apkrovimo būdai) šiek tiek skiriasi nuo standarte aprašytų sąlygų, tai gali turėti įtakos bandymų rezultatų tikslumui. Darbe pateikiami įvairūs per kliūtis judančio

dviračio dinamikos analitinio tyrimo metodai, kuriuos taikant palyginami skirtingi apkrovimo būdai ir dėl jų poveikio atsirandančios sistemą veikiančios jėgos.

Tyrimo objektas. Dviračių struktūrinio vientisumo bandymo mašina.

Tyrimo tikslas. Dviejų skirtingų apkrovos būdų (svarsčiais ir pneumatiniu užspaudimu) įtakos dviračio rato veikiančioms jėgoms ir jų pokyčiams nustatymas.

Tyrimo uždaviniai:

- atlikti per kliūtį važiuojančio dviračio rato vieno laisvė laipsnio dinaminės sistemos analitinį tyrimą;
- nustatyti ratą veikiančių jėgų kitimo dėsnius, kai taikoma apkrova svarsčiais ir pneumatiniu užspaudimu;
- palyginti gautus skaičiavimų analitinių tyrimų rezultatus.

Teorinė darbo reikšmė. Darbas yra aktualus tuo, kad jame pateikiamos kelios skaičiavimo metodikos, leidžiančios įvertinti svarsčiais ir pneumatiniu užspaudimu apkrauto dviračio rato judėjimo per kliūtis dinamiką ir veikiančias jėgas. Metodiką gali būti išplėsta, patobulinta ir pritaikyta viso dviračio dinamikos tyrimams.

Praktinė darbo reikšmė. Gauti analitinio tyrimo rezultatai parodo, kad esant skirtingiems rato apkrovos būdams, jų veikiančių jėgų kitimo dėsniai ir maksimalios jų reikšmės skiriasi.

Darbo struktūra. Magistro darbą sudaro įvadas, trys skyriai, išvados, literatūros sąrašas. Darbo apimtis: 39 puslapiai, 16 paveikslų ir 7 lentelės.

1. Dviračiams keliami saugos reikalavimai ir bandymo metodai

Dviratis, kaip ir kiekvienas gaminys, turi atitikti tam tikrus saugos reikalavimus. Šie reikalavimai aprašyti standartuose, kuriuose taip pat pateikiami saugos reikalavimų įvertinimo metodai. Tarptautinius, Europos ir nacionalinius standartus leidžia atitinkamos standartų organizacijos (pvz., ISO, DIN, LST, kt.). Vienintelė dviračių gamintoja Lietuvoje, UAB Baltik Vairas iki 2006 metų vadovavosi Vokiečių standartu DIN 79100 [5]. Nuo 2006 metų šis standartas nustojo galioti. Dabar vadovaujasi standartu EN 14764 „Miesto ir treko dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai“ [1]. Šį Europos standartą (EN 14764: 2005) parengė Techninis komitetas ESK/TC 333 „Dviračiai“, 2006 m. jam suteiktas nacionalinio standarto statusas. Visi nacionaliniai standartai, reglamentuojantys dviračių saugą tais pačiais metais buvo anuliuoti.

Standartas EN 14764 buvo sudarytas, atsižvelgiant į ilgametę patirtį, įvertinant visus būtinus šio gaminio saugos reikalavimus. Bandymai buvo parengti taip, kad būtų galima užtikrinti atskirų dalių ir viso dviračio stiprumą ir ilgaamžiškumą, siekiant aukštos kokybės ir saugumo reikalavimų laikymosi tiek gaminio projektavimo stadijoje, tiek ir gaminio eksploatacijos metu.

Pagal ESK/EESK vidaus nuostatas, šio Europos standarto privalo laikytis šių šalių nacionalinių standartų organizacijos: Austrijos, Belgijos, Kipro, Čekijos Respublikos, Danijos, Estijos, Suomijos, Prancūzijos, Vokietijos, Graikijos, Vengrijos, Islandijos, Italijos, Latvijos, Lietuvos, Liuksemburgo, Maltos, Nyderlandų, Norvegijos, Lenkijos, Portugalijos, Slovakijos, Slovėnijos, Ispanijos, Švedijos, Šveicarijos ir Jungtinės Karalystės.

1.1 Pilnai sumontuoto dviračio dinaminis bandymas

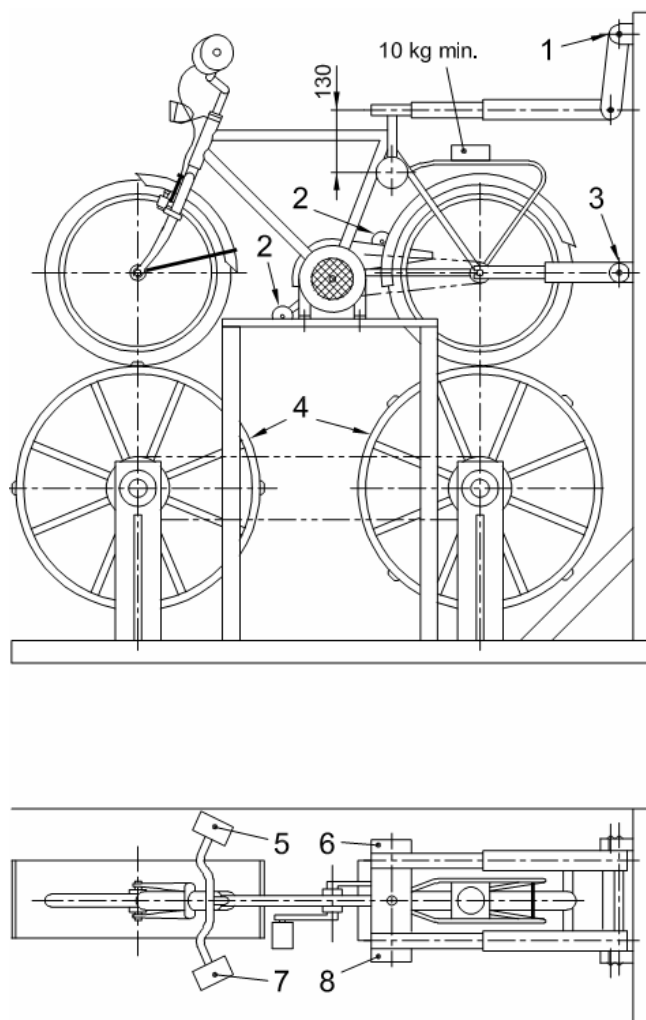
Atliekant dviračio dinaminį bandymą, kuris numatytas standartuose [1-4], įvertinamas struktūrinis šios transporto priemonės vientisumas. Tai reiškia, kad bandymo metu neturi sugesti ar atsilaisvinti jokia dviračio sistema ar jos komponentas, o fiksuojami elementai (pvz., balnelis, vairas ar atšvaitai) neturi nukrypti. Visi elementai ir mazgai turi atlaikyti apkrovas, veikiančias bandymo metu – neturi sulūžti, deformuotis, negali atsirasti įtrūkimų ir t. t.

Standartas numato dviejų tipų dinامينius bandymus:

- **bandymas mašina;**
- **kelio bandymas.**

Bandymas mašina.

Bandymų mašina – tai įrenginys, kuriuo sukuriamos dviračių veikiančios dinaminės apkrovos. Miesto ir treko dviračių bandymų mašinos schema pateikta 1.1 pav. [1], o svarsčių masės pateiktos 1.1 lentelėje.



1.1 pav. Bandymų mašina: 1 – laikiklis su reguliuojamu aukščiu; 2 – svarščiai ant pedalo; 3 – galinės ašies laikiklis su reguliuojamu aukščiu; 4 – būgnai; 5, 7 - svarščiai ant vairo; 6, 8 - svarstis ant sėdynės

1.1 lentelė. Bandomo dviračio apkrova

Pavadinimas	vnt.	Masė, kg
Svarstis ant pedalo	2	18
Svarstis ant vairo	2	6,75
Svarstis ant sėdynės	1	36
Svarstis ant bagažo laikiklio	1	10, 18 arba 25

Svarsčiai (2) gali būti prijungti prie alkūninių svertų vietoje pedalų. Svarstis (6) vietoj sėdynės montuojamas su smaigu, leidžiančiu padalinti apkrovą į abi puses. Svarsčiai gali būti su specialias įrenginiais, skirtais jų fiksavimui. Papildoma informacija pateikiama standartuose.

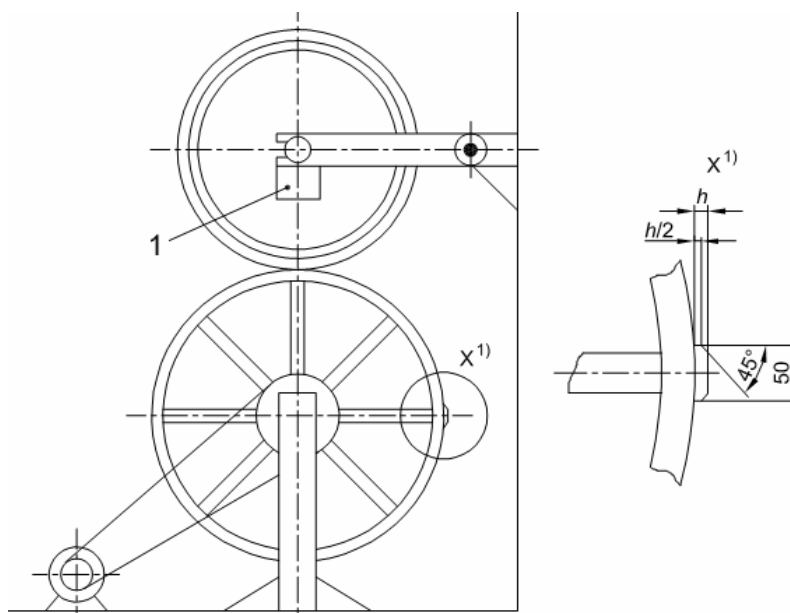
Pilnai surinktas dviratis yra sumontuojamas ant dviejų būgnų, kurių skersmuo – 500÷1000 mm. Ant būgnų įtvirtinamos kliūtys, kurių plotis – $50 \pm 2,5$ mm, aukštis – $10 \pm 2,5$ mm. Kliūtys su nuožulomis iš abiejų pusių (45° iki pusės jų storio). Tarpas tarp dviejų iš eilės einančių laiptelių neturi būti mažesnis kaip 400 mm.

Būgnų sukimosi greitis turi atitikti 8 km/h ($\pm 10\%$) linijinį (dviračio važiavimo) greitį. Bandymo trukmė – 6 val. Dviračio padangos turi būti pripūstos iki rekomenduojamo slėgio, arba iki 80 % maksimalaus slėgio ($\pm 5\%$).

Kelio bandymas.

Šis bandymas atliekamas atitinkamo svorio dviratininkui važiuojant jam pritaikytą dviračiu trasa. Trasoje, kurios ilgis 30 m, sumontuojamos kliūtys – 50 mm pločio ir 25 mm aukščio medinės juostos su užapvalintomis briaunomis. Juostos turi būti išdėstytos kas 2 m per visą trasos ilgį. Trasa važiuojama 25 km/h greičiu. Bandymas kartojamas 5 kartus. Kiti reikalavimai aprašyti standarte.

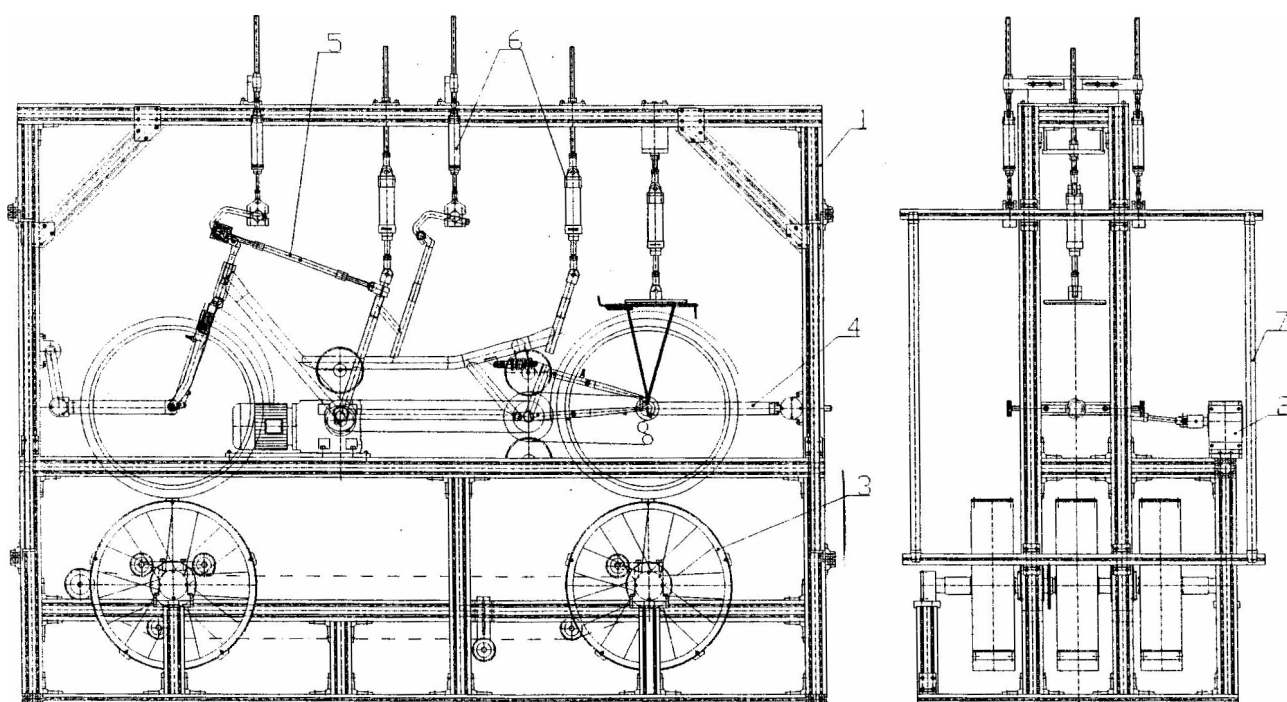
Standartuose taip pat reglamentuojamas ir rato nuovargio bandymas. Jo schema pateikta 1.2 pav. Šiuo atveju, rato velenas yra įtvirtintas tarp laisvųjų ašinių alkūnių ir, būgnui besisukant, juda per kliūtis (kliūčių matmenys yra tokie pat, kaip ir bandymų mašinos būgnų kliūčių matmenys). Reglamentuojamas judėjimo greitis – 25 km/h ($\pm 10\%$), ciklų (susidūrimų) skaičius – 750 000.



1.2 pav. Rato nuovargio bandymų standas

1.2 Dinaminių bandymų mašinos aprašymas

Dviračių, triračių ir tandemų dinaminiai bandymai atliekami pagal EN 14764 reikalavimus. Šiems bandymams atlikti ŠU TF Technologinių bandymų centro darbuotojai suprojektavo ir pagamino specialią bandymų mašiną, imituojančią nelygiu keliu judantį dviratį, triratį ar tandemą veikiančias dinamines apkrovas. Bandymų mašinos schema pateikta 1.3 pav. [6]. Šia mašina galima bandyti dviračius, kurių duomenys pateikti 1.2 lentelėje. Dviračio judėjimas nelygiu keliu sukuriama besisukančiais būgnais, kurių paviršiuje išdėstytos kliūtys.



1.3 pav. Dviračių, triračių ir tandemų bandymų stendas:

1 – bazinė konstrukcija; 2 – sukimo pavara; 3 – būgnų velenai su grandinine pavara; 4 – priekinio ir užpakalinio rato tvirtinimo mazgai; 5 – vairo padėties fiksavimo mazgas; 6 – bandomo dviračio apkrovimo elementai; 7 – saugos barjeras

1.2 lentelė. Dviračių, kuriuos galima bandyti bandymų mašina, duomenys

Pavadinimas	Matmuo
Dviračio rato skersmuo	24÷28"
Atstumas tarp dviračio rato ašių	900÷1200 mm
Atstumas tarp tandemo rato ašių	1700÷910 mm
Atstumas tarp vienos ašies ratų	590÷910 mm

Bandymų mašina – tai sudėtingas įrenginys, todėl 1.3 pav. nurodyti tik pagrindiniai jos elementai. Bazinė stendo konstrukcija surinkta iš tarpusavyje sujungtų aliuminio profilio elementų. Bandomas dviratis yra pastatomas ant stendo būgnų (3) ir ratų ašimis tvirtinamas lanksčiuose šarnyriniuose laikikliuose (4). Ratų lygiagretumas reguliuojamas vairo padėties fiksavimo mazgu (5).

Prie įtvirtinto bandinio miniklio veleno tvirtinamas velenas (sukimo pavara (2)) su moto-reduktoriumi. Sukamas miniklio velenas per grandinę perduoda judesį užpakaliniam ratui. Dėl trinties jėgos, sukamasis judėjimas perduodamas pirmajam būgnų velenui (3), kuris per grandinę sukimą perduoda antram būgnų velenui. Nuo antrojo būgnų veleno sukimas perduodamas priekiniam bandomo dviračio ratui. Bandomojo dviračio ratų sukimosi linijinis greitis valdomas dažnių keitikliu, reguliuojant elektros variklio apsisukimų skaičių.

Atsižvelgiant į atstumą tarp bandomo dviračio, tandemo ar triračio ratų ašių, nustatomas atitinkamas atstumas tarp būgnų ašių, taip pat parenkamas būgnų skaičius.

Viena iš svarbiausių mašinos sistemų – apkrovimo sistema. Nuo jos veikimo patikimumo priklauso bandymo rezultatų tikslumas ir patikimumas. Prieš montuojant dviratį bandymų mašinoje, nustatoma jo apkrovimo schema. Galimi įvairūs apkrovimo būdai (naudojant svorius, tampriuosius elementus, pneumatinius cilindrus, kt.).

Projektuojant bandymų mašiną buvo pasirinktas pneumatinis užspaudimas – t. y., apkrovos dviračiui suteikimas pneumatiniiais cilindrais. Konstruktoriai akcentavo tokio apkrovimo būdo pasirinkimo privalumus – tiksliai atkuriamą žmogaus kūno standumą, nesudėtingą valdymą ir automatizuotą kontrolę [6]. Bandomajam dviračiui standartuose numatyta apkrova pneumatiniiais cilindrais (6) nukreipiama į bagažinę, balnelį ir vairo rankeną. Pneumatinių cilindų skaičius parenkamas pagal bandomo dviračio tipą. Pneumatinių cilindų padėtis bandimų mašinoje pritaikoma kiekvienam atvejui, priklausomai nuo dviračio konstrukcijos ir matmenų. Pedalų apkrovimui naudojami svarsčiai.

Dviračio elementų ir junginių statinio stiprumo ir patikimumo bandymų (kuriuos standartas taip pat reglamentuoja) rezultatų tikslumas nepriklauso nuo to, koks apkrovimo būdas taikomas. Tačiau dinaminių bandymų rezultatams gali turėti įtakos apkrovimo būdo pasirinkimas, kadangi tai gali lemti skirtingus konstrukcijose atsirandančių inercijos jėgų dydžius. Šio klausimo bandymų mašinos projektuotojai nenagrinėjo, todėl tikslinga analitiškai nustatyti ir pagrįsti tai, kaip gali pasikeisti dviračio dinaminio bandymo sąlygos tuo atveju, kai apkrova dviračiui suteikiama ne svarsčiais, o pneumatinio užspaudimo įrenginiais.

2. DVIRAČIO RATO JUDĖJIMO DINAMIKOS MATEMATINIS MODELIAVIMAS

Standarte EN 14764 aprašyti pilnai sumontuoto miesto dviračio struktūrinio vientisumo ir dinaminio stiprumo bandymai ir jiems keliami reikalavimai. Bandymo esmė – dviračio konstrukcijos dinaminio patikimumo ir stiprumo įvertinimas. Dinaminės apkrovos sukuriama imituojant dviratininko važiavimą dviračiu per kliūtis.

Nustatant apkrovimo būdo įtaką bandymų rezultatams, buvo pasirinktas ne viso dviračio, o vieno jo rato, apkrauto atitinkama apkrova, judėjimo per kliūtį dinaminis tyrimas. Buvo įvertinta vienam ratui tenkantis svoris, kuris jam suteikiamas:

- tam tikros masės svoriu m ;
- pneumatinio cilindro sukuriama jėga F .

Atliekant analitinį tyrimą visų pirma buvo pasirinkta per kliūtį važiuojančio apkrauto dviračio rato dinaminė sistema, nustatytas sistemos žadinimo dėsnis, reakcijos dėsnis ir sistemą veikiančios jėgos.

2.1 Dinaminės sistemos pasirinkimas

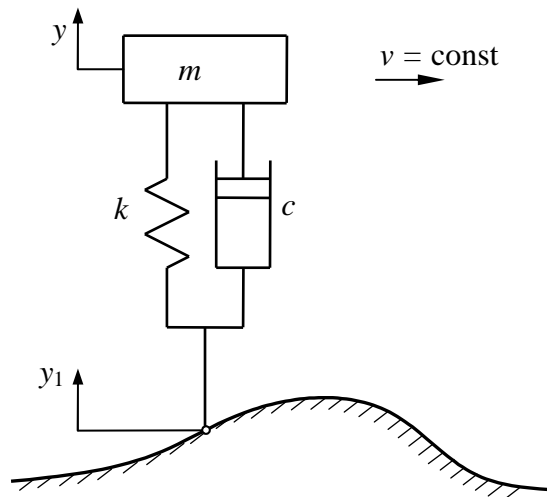
Literatūros šaltiniuose [7-11] pateikiami įvairūs nelygiu keliu judančių transporto priemonių dinamikos matematiniai modeliai. Tai pakankamai sudėtingos sistemos, kuriuose naudojama daug tampriųjų ir slopinimo elementų.

Nagrinėjamu atveju, pagrindinis dinaminės sistemos elementas – **pneumatinė padanga**.

Pneumatinės padangos paskirtis – atlaikyti dviračio kartu su dviratininku svorį ir užtikrinti kuo tolygesnį dviračio judėjimą nelygia atramine plokštuma (keliu). Kitaip tariant, pneumatine padanga turi „suminkštinti“ kelio nelygumų smūgius.

Analizuojant transporto priemonių virpesius ir modeliuojant transporto priemonės judėjimą nelygiu keliu, pneumatines padangas pakeičia įvairūs matematiniai modeliai. Paprasčiausi ir dažniausiai taikomi – tai modeliai, atkuriantys realių padangų virpesių pobūdį, susidedantys iš masės, spyruoklinio elemento su tiesine charakteristika ir jai lygiagrečiai veikiančio slopinimo elemento [12].

Paprasčiausia dinaminė sistema pateikta 2.1 pav. Kadangi darbo tikslas – išanalizuoti dviračio apkrovimo būdo įtaką dinaminio bandymo rezultatams, pasirenkamas vieno dviračio rato (apkrauto mase m) modelis.



2.1 pav. Vieno laisvės laipsnio dinaminė sistema

Tokį modelį geriausia pakeisti vieno laisvės laipsnio koncentruotos masės sistema su standumo elementu, kurio koeficientas k (pneumatinės padangos standumas). Sistemos slopinimas neįvertinamas (slopinimo koeficientas $c = 0$).

Standartas [1] reglamentuoja kliūtis formą – tai laiptelis, kurio aukštis h_0 ir ilgis – l . Reglamentuojama taip pat ir laiptelio nuožula. Toliau analitiškai nagrinėjamas tik rato „užvažiavimas“ ant kliūtis (tai galima vadinti pirminiu sistemos žadinimu), o nuvažiavimas nenagrinėjamas. Būtina taip pat pažymėti ir tai, kad pateikiama dinaminio skaičiavimo metodika neįvertina galimą rato šuolį (atitrūkimą) nuo pagrindo paviršiaus.

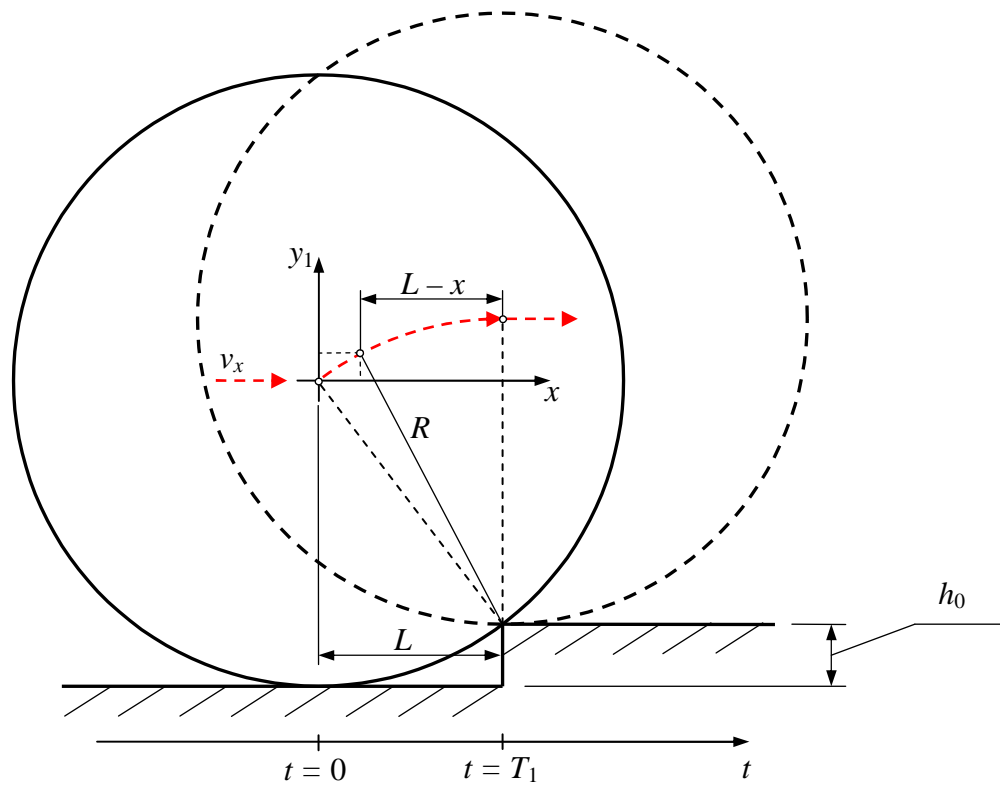
2.2 Žadinimo dėsnio nustatymas

Iš standarto sąlygų žinoma, kad ratas, kurio spindulys R , horizontalia kryptimi juda pastoviu greičiu v_x . Tam tikru laiko momentu ($t = 0$) ratas atsiremia į laiptelį ir per laiko tarpą ($t = T_1$) įveikia kliūtį, t. y., pilnai užvažiuoja ant laiptelio. Rato padėtys laiko momentu $t = 0$ ir $t = T_1$ yra pavaizduotos 2.2 pav. Iš paveikslo matyti, kad esant $t > T_1$, y_1 ašies atžvilgiu rato masės centro (rato centro) padėtis yra $y_1 = h_0$.

Paprasčiausiais būdas aprašyti sistemos žadinimo dėsnį – laiko momentu $t = 0$ suteikti jai šuolinį poslinkį dydžiu h_0 . Toks dėsnis užrašomas taip:

$$y_1(t) = h_0 H(t), \quad (2.1)$$

čia: $H(t)$ – Hevisaido vienetinė funkcija [7],



2.2 pav. Rato judėjimo per kliūtį trajektorija

$$H(t) = \begin{cases} 0 & (t < 0) \\ 1 & (t > 0) \end{cases}. \quad (2.2)$$

Kuo greitis v_x didesnis, tuo tiksliau (2.1) lygybe bus aprašomas sistemos žadinimas. Tačiau esant santykinai nedidelėms v_x reikšmėms, (2.1) lygybė netinka. Turi būti nustatyta tam tikra funkcija $y_1 = f(t)$, kuria būtų įvertintas žadinimo dėsnis laikotarpiu $0 < t < T_1$. Toliau pateiksime kelis funkcijos $y_1 = f(t)$ pavyzdžius.

Įvertinant tai, kad stendo konstrukcijos yra pakankamai standžios, galima laikytis nuostatos, kad visą judėjimo per kliūtį laiką greitis v_x nekinta. Iki kontakto su kliūtimi, y_1 ašies kryptimi ratas nejuda. Po kontakto su kliūtimi ($t > 0$) ratą pradeda veikti žadinimo jėga, kuri yra proporcinga judančio per kliūtį absoliučiai standaus rato masių centro padėties pokyčiui $y_1(t)$. Būtina priminti, kad ir šiuo atveju nagrinėjamas rato judėjimas be šuolio.

Nustatant žadinimo jėgos dėsnį, visų pirma įvertinsime pradinis rato ir kliūties geometrinių parametrų dydžius, rato centro trajektorijos dėsnį $y_1 = f(x)$, o po to ir $y_1 = f(t)$.

Iš 2.2 pav. matyti, kad atstumas L apskaičiuojamas lygybe:

$$L = \sqrt{2Rh_0 - h_0^2} . \quad (2.3)$$

Rato centro trajektorija nustatoma, atsižvelgiant į tokią priklausomybę:

$$R - h_0 + y_1 = \sqrt{R^2 - (L - x)^2} . \quad (2.4)$$

Atlikus pakeitimus, (2.4) lygybę užrašoma taip:

$$y_1 = \sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - x\right)^2} + h_0 - R , \quad (2.5)$$

o įvertinę tai, kad x ašies kryptimi judėjimas yra pastovus ($x = v_x t$), gauname

$$y_1 = \sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t\right)^2} + h_0 - R . \quad (2.6)$$

Gauta priklausomybė galioja laiko intervale $0 < t < T_1$. Parametras T_1 apskaičiuojamas lygybe:

$$T_1 = \frac{L}{v_x} . \quad (2.7)$$

Taigi, bendru atveju, judėjimo trajektorijos dėsnis bus toks:

$$\begin{aligned} y_1(t) &= 0 & (t < 0) \\ y_1(t) &= \sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t\right)^2} + h_0 - R & (0 < t < T_1) \\ y_1(t) &= h_0 & (t > T_1). \end{aligned} \quad (2.8)$$

arba

$$\begin{aligned} y_1(t) &= \left(\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t\right)^2} + h_0 - R \right) H(t) + \\ &+ \left(h_0 - \left(\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t\right)^2} + h_0 - R \right) \right) H(t - T_1). \end{aligned} \quad (2.9)$$

Gauta sudėtinga funkcija, kuri tiksliausiai nusako sistemos žadinimo dėsnį. Iš 2.2 pav. matyti, kad (2.9) priklausomybę galima pakeisti paprastesnėmis žadinimo funkcijomis, pvz., harmonine (tiksliau – jos dalimi):

$$y_1(t) = h_0 \sin(\Omega t)H(t) + h_0(1 - \sin(\Omega t))H(t - T_1), \quad (2.10)$$

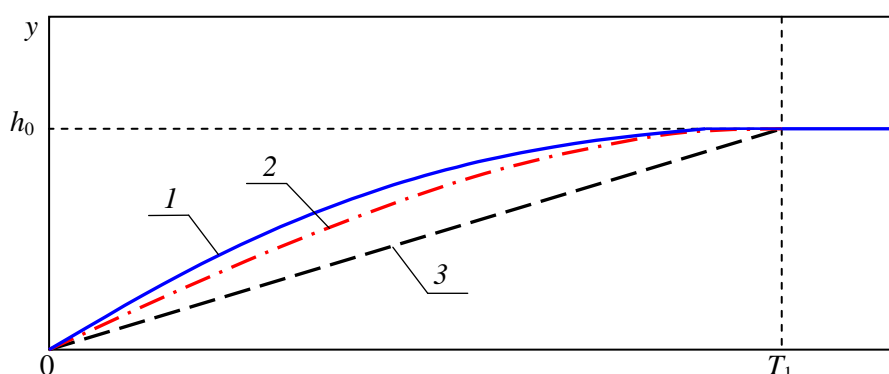
arba tiesine funkcija

$$y_1(t) = \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}} H(t) + \left(1 - \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}}\right) H(t - T_1). \quad (2.11)$$

(2.10) lygybėje žadinimo parametras Ω apskaičiuojamas taip:

$$\Omega = \frac{\pi}{2T_1}.$$

Sistemos žadinimo dėsniai grafiškai pavaizduoti 2.3 pav. Pateiktos kreivės gautos, esant santykiui $h_0/R = 0,25$ (apytiksliai toks yra kliūtis aukščio ir suaugusiojo dviračio rato spindulio santykis). 2.3 pav. parodo, kad kreivės, aprašomos (2.9) ir (2.10) lygybėmis, yra artimos (nesutapimas neviršija 5 %).



2.3 pav. Sistemos žadinimas: 1 – aprašomas (2.9) lygybe; 2 – aprašomas (2.10) lygybe; 3 – aprašomas (2.11) lygybe

2.3 Reakcijos į žadinimą nustatymas taikant impulsinių reakcijų superpoziciją

Vieno laisvės laipsnio sistemos reakciją į neperiodinį žadinimą, kai taikomas impulsinių reakcijų superpozicijos principas, aprašytas [7, 10]. Šiuo atveju, jėgos arba poslinkio žadinimas išskaidomas į $f(\tau)d\tau$ intensyvumo impulsų sumą, o sistemos reakcija laiko momentu t , kai $t > \tau$, aprašoma lygybe:

$$y(t) = \int_0^t f(\tau)G(t-\tau)d\tau, \quad (2.12)$$

čia: $f(\tau)$ – žadinimo jėgos impulsų funkcija ($f(\tau) = h_0(\tau)k$);

$G(t-\tau)$ – reakcijos į vienetinį impulsą funkcija, kuri, neįvertinant slopinimo, gali būti užrašyta taip:

$$G(t-\tau) = \frac{1}{m\omega} \sin(\omega(t-\tau))H(t-\tau). \quad (2.13)$$

čia: ω – apskritiminis dažnis ($\omega = \sqrt{k/m}$).

Taigi, kai sistemos žadinimas aprašomas (2.1) lygybe,

$$y(t) = \int_0^t h_0 k \frac{1}{m\omega} \sin(\omega(t-\tau))d\tau H(t). \quad (2.14)$$

Suintegravus (2.14), gaunama:

$$y(t) = h_0 [1 - \cos(\omega t)] H(t). \quad (2.15)$$

Jei žadinimas aprašomas (2.9) lygybe, sistemos reakcija bus tokia:

$$y(t) = \int_0^t \left(\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2 - v_x t} \right)^2} + h_0 - R \right) \omega \sin(\omega(t-\tau)) d\tau H(t) + \\ + \int_{T_1}^t \left(\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2 - v_x t} \right)^2} + h_0 - R \right) \omega \sin(\omega(t-\tau)) d\tau H(t-\tau). \quad (2.16)$$

Jei žadinimas aprašomas (2.10) lygybe, tai

$$y(t) = \int_0^t h_0 \sin(\Omega t) \omega \sin(\omega(t-\tau)) d\tau H(t) + \\ + \int_{T_1}^t h_0 (1 - \sin(\Omega t)) \omega \sin(\omega(t-\tau)) d\tau H(t-\tau). \quad (2.17)$$

Jei (2.11) lygybe, tai

$$y(t) = \int_0^t \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}} \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t) + \int_{T_1}^t \left(1 - \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}} \right) \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t - \tau), \quad (2.18)$$

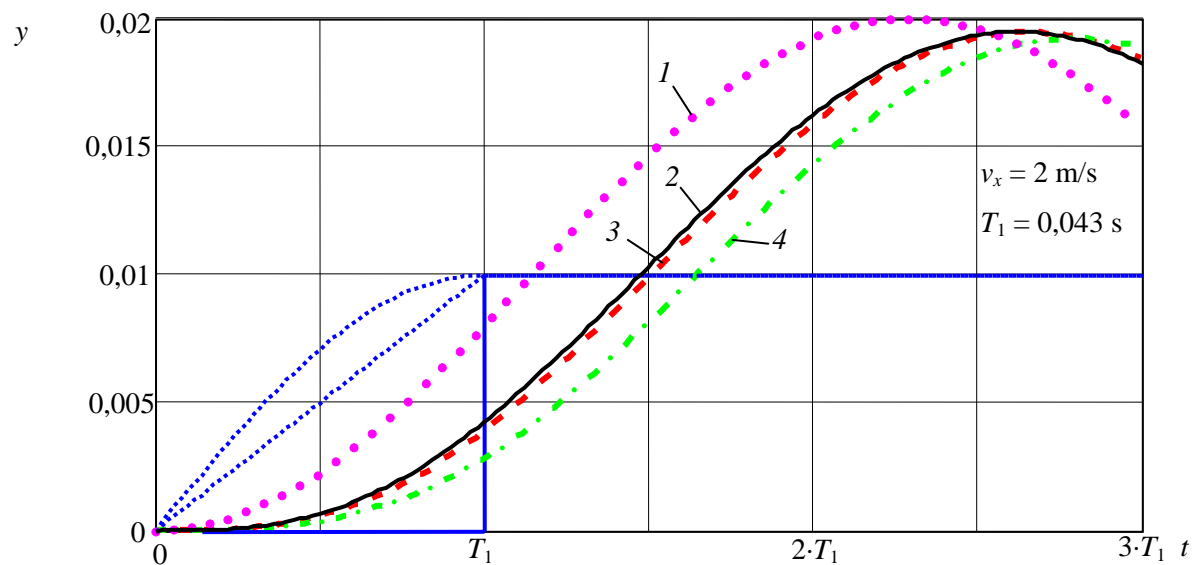
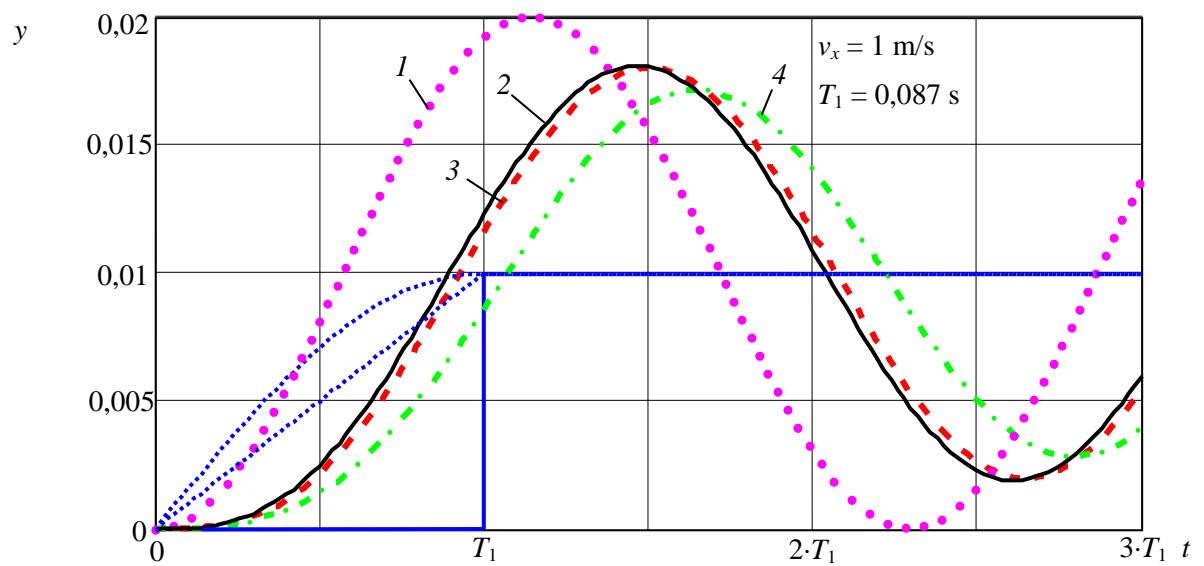
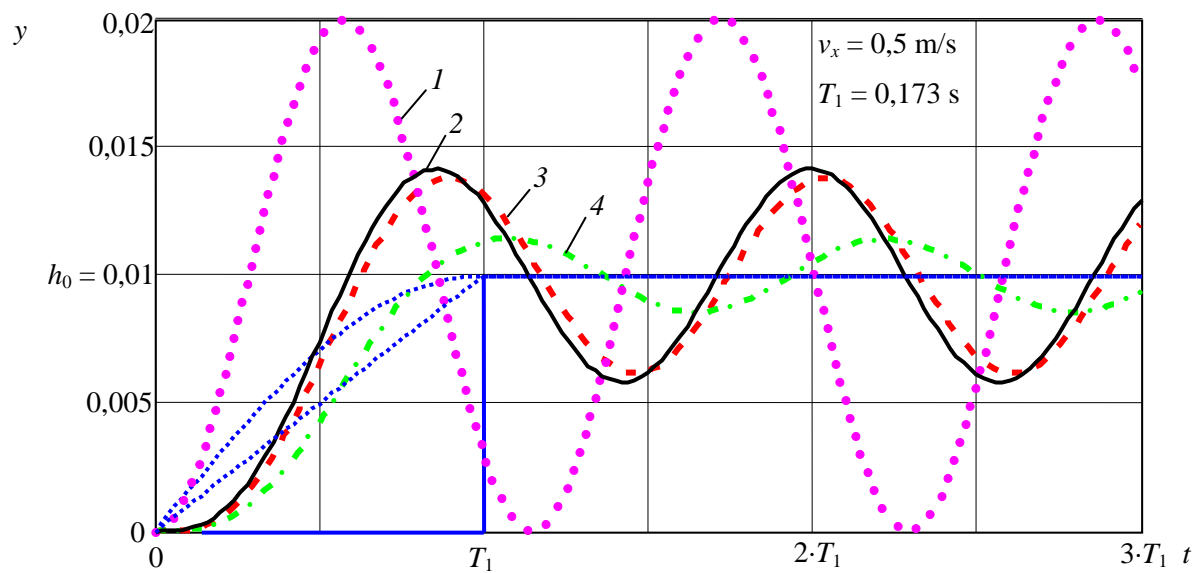
(2.16) integralas analitinės išraiškos neturi, (2.17) ir (2.18) integralų analitinės išraiškos labai sudėtingos, todėl jos nepateikiamos.

2.4 pav. pateikti sistemos reakcijos grafikai. Skaičiavimui naudoti duomenys - rato spindulys $R = 0,4$ m, kliūties aukštis $h_0 = 0,01$ m, santykis $\frac{k}{m} = 1000$. Pasirinktos trys greičių v_x reikšmės: 0,5 m/s, 1 m/s ir 2 m/s. Jas atitiko tokios parametro T_1 reikšmės: 0,173 s, 0,087 s ir 0,043 s.

Iš grafikų matyti, kad, kai $h_0/R = 0,25$, taikant tiek (2.9), tiek ir (2.10) priklausomybes, gaunami sistemos reakcijos dėsniai praktiškai nesiskiria. Taigi, šiuo atveju, tikslinga pasirinkti (2.10) lygybe aprašoma sistemos žadinimą, kuris yra paprastesnis ir patogesnis analitiniam tyrimui.

Taip pat matyti, kad paprasčiausią šuolinį žadinimą (I kreivė) galima taikyti, kai $v_x \geq 2$ m/s. Tai parodo trečiojo grafiko reakcijų kreivių amplitudžių dydžiai (skirtumas neviršija 5%). Tokia situacija atitinka sąlygą $\Omega/\omega \geq 1$ (Ω - parametras iš (2.10) lygybės), o nagrinėjamu atveju greitį $v_x \approx 1,75$ m/s.

Taigi, tolimesniam sistemos analitiniam tyrimui pasirenkama (2.10) lygybe aprašomas sistemos žadinimas.



2.4 pav. Sistemos reakcijos kreivės: 1 – apskaičiuota (3.15) lygybe; 2 – (3.16); 3 – (3.17);
 4 – (3.18)

2.4 Reakcijos į žadinimą nustatymas analitiniu metodu

Impulsinių reakcijų superpozicijos metodas yra patogus tuo, kad leidžia nustatyti sistemos reakciją į bet kokią žadinimą. Taikant šį metodą, išvengiama sudėtingo analitinio tyrimo. Tai aktualu, kai sistemos žadinimas užduodamas sudėtinga funkcija (pvz., (2.9)) ir sistemos diferencialinė lygtis neišsprendžiama (neturi analitinio sprendinio).

2.2 skyriuje buvo nustatyta, kad sistemos žadinimą paknakamai tiksliai aprašo (2.10) lygybė, kuri laiko intervale $0 < t < T_1$ yra harmoninė. Ši lygybė ir bus toliau taikoma, ieškant analitinio vieno laisvės laipsnio sistemos reakcijos sprendinio.

1. *Sistemos reakcija laiko intervale $0 < t < T_1$.*

Sistemos reakciją užrašoma nehomogenine antrosios eilės diferencialine lygtimi:

$$\ddot{y} + \omega^2 y = \omega^2 h_0 \sin(\Omega t). \quad (2.19)$$

Tokios lygties sprendinys susideda iš dviejų sprendinių: kairiosios pusės homogeninės lygties bendrojo sprendinio ir atskiro visos lygties sprendinio. Taigi,

$$y(t) = A_1 \cos(\omega t) + A_2 \sin(\omega t) + A \sin(\Omega t). \quad (2.20)$$

Šioje lygtyje konstanta A (reakcijos amplitudė) apskaičiuojama taip [7]:

$$A = \frac{h_0 \omega^2}{\omega^2 - \Omega^2}, \quad (2.21)$$

o A_1 ir A_2 reikšmės nustatomos, atsižvelgus į pradines sąlygas: $y(0) = 0$, $\dot{y}(0) = 0$.

Akivaizdu, kad $A_1 = 0$.

Nustatę (2.20) funkcijos išvestinę laiko atžvilgiu

$$\dot{y}(t) = A_2 \omega \cos(\omega t) + A \Omega \cos(\Omega t),$$

ir, prilyginę ją 0 (kai $t = 0$), gauname

$$A_2 \omega + \frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} = 0,$$

arba, atlikę pakeitimus

$$A_2 = -\frac{h_0 \omega \Omega}{\omega^2 - \Omega^2}. \quad (2.23)$$

Taigi, (2.19) lygties galutinė sprendinio (2.20) išraiška bus tokia:

$$y(t) = \frac{h_0 \omega}{\omega^2 - \Omega^2} [\omega \sin(\Omega t) - \Omega \sin(\omega t)]. \quad (2.24)$$

2. *Sistemos reakcija laiko intervale $t \geq T_1$.*

Šiame laiko intervale sistemos reakcija bus aprašoma harmoniniais virpesiais apie naują pusiausvyros padėtį (h_0):

$$y(t) = B_1 \cos(\omega t) + B_2 \sin(\omega t) + h_0. \quad (2.25)$$

Konstantų B_1 ir B_2 reikšmės nustatomos iš (2.24) lygybės, pagal tokią sąlygą

$$\begin{cases} B_1 = y(T_1) \\ B_2 = \frac{v(T_1)}{\omega} = \frac{\dot{y}(T_1)}{\omega} \end{cases}, \quad (2.26)$$

žinant, kad $T_1 = \frac{\pi}{2\Omega}$.

$$B_1 = h_0 \left(\frac{\omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} - \frac{\omega \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \sin\left(\frac{\pi \omega}{2 \Omega}\right) - 1 \right). \quad (2.27)$$

Kadangi

$$\dot{y}(t) = -\frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \left(\cos\left(\frac{\omega}{\Omega} t\right) \right),$$

tai,

$$B_2 = -\frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega(\omega^2 - \Omega^2)} \left(\cos\left(\frac{\pi \omega}{2 \Omega}\right) \right). \quad (2.28)$$

Galutinė (2.25) lygties išraiška bus

$$\begin{aligned} y(t) = h_0 \left(\frac{\omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} - \frac{\omega \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \sin\left(\frac{\pi \omega}{2 \Omega}\right) - 1 \right) \cos(\omega t) - \\ - \frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega(\omega^2 - \Omega^2)} \left(\cos\left(\frac{\pi \omega}{2 \Omega}\right) \right) \sin(\omega t) + h_0. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Gautos (2.24) ir (2.29) priklausomybės yra (2.17) integralo analitinės išraiškos, aprašančios sistemos reakciją skirtingose jos sužadinimo etapuose. Šių priklausomybių sprendiniai atitinką 3 kreivę, pateiktą 2.4 pav.

2.5 Ratą veikiančių jėgų nustatymas

Ratui judant per kliūtį, be savojo svorio jėgos mg , jį pradeda veikti ir inercijos jėga. Inercijos jėga yra proporcinga rato pagreičiui a , o jos kryptis yra priešinga pagreičio kryptiai. Bendru atveju, ratas bus veikiamas jėga:

$$F(t) = -m[g + a_y(t)]. \quad (2.30)$$

2.5 pav. yra pateikti sistemos ($h_0/R = 0,25$, $k/m = 1000$) reakcijos, greičio v_y bei pagreičio a_y grafikai, esant trims skirtingoms horizontaliojo greičio v_x reikšmėms.

Sistemos greičiams ir pagreičiams galioja sąlyga:

$$v_y(t) = \frac{dy}{dt},$$

$$a_y(t) = \frac{dv_y}{dt}.$$

Taigi, greičio kitimo dėsnis, kai $0 < t < T_1$ yra

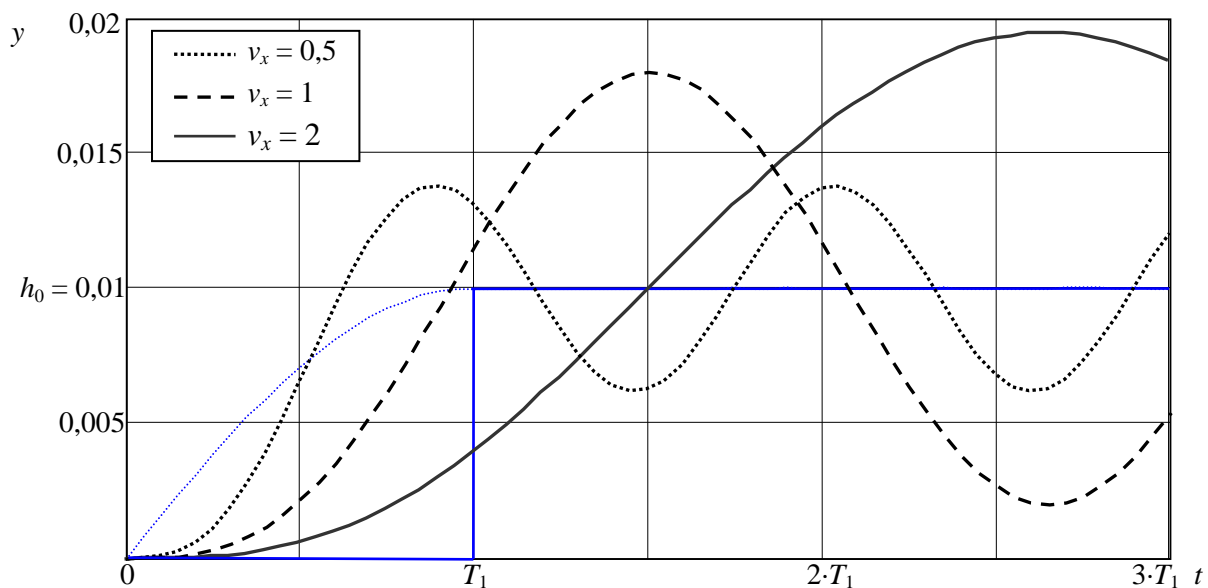
$$v_y(t) = \frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} (\cos(\Omega t) - \cos(\omega t)), \quad (2.31)$$

kai $t \geq T_1$:

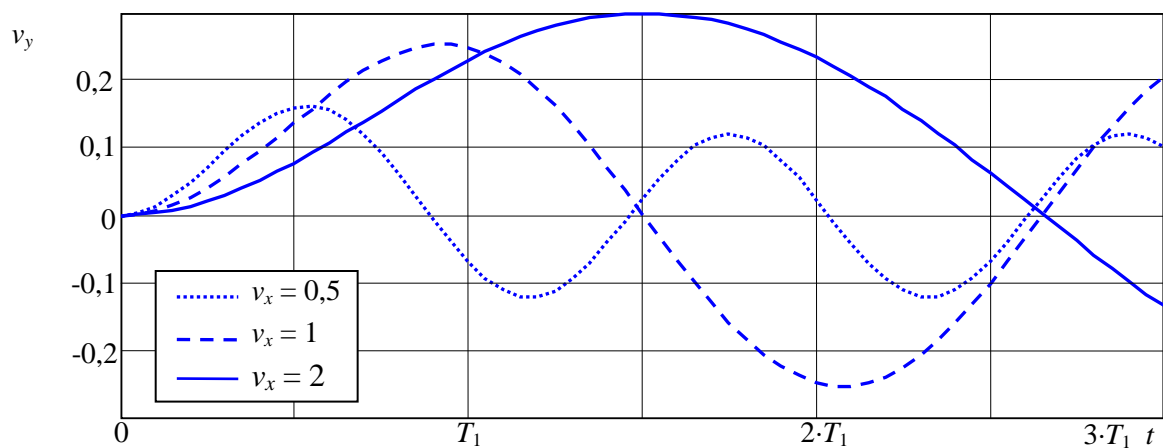
$$v_y(t) = -h_0 \omega \left(\frac{\omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} - \frac{\omega \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \sin(\omega t) - 1 \right) \sin(\omega(t - T_1)) - \frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \cos(\omega t) \cos(\omega(t - T_1)). \quad (2.32)$$

Pagreičio kitimo dėsnis, kai $0 < t < T_1$

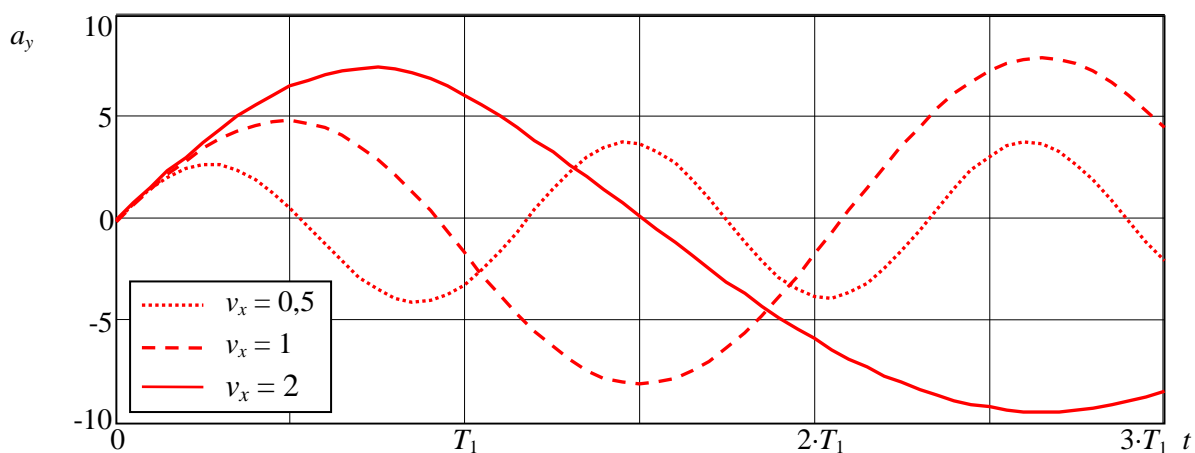
$$a_y(t) = \frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} (\omega \sin(\omega t) - \Omega \sin(\Omega t)), \quad (2.33)$$



a)



b)



c)

2.5 pav. Sistemos reakcijos (a), greičio (b) ir pagreičio (c) grafikai

kai $t \geq T_1$:

$$a_y(t) = \frac{h_0 \omega^3 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \cos(\omega t) \sin(\omega(t - T_1)) - h_0 \omega^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} - \frac{\omega \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \sin(\omega T_1) - 1 \right) \cos(\omega(t - T_1)). \quad (2.34)$$

3. SKIRTINGŲ SISTEMOS APKROVOS BŪDŲ PALYGINIMAS

Standartas (EN 14764) reglamentuoja dviračio apkrovas – įvairių masių svarsčių sistemą, kuri bandymo metu suteikia dviračiui dinaminį poveikį. Taikant pneumatinę apkrovos sistemą, bandymo sąlygos gali pasikeisti. Šiame skyriuje pateikiamas analitinis abiejų apkrovos būdų įtakos bandymo sąlygoms nustatymas – lyginamos judėjimo per kliūtį metu sistemą (rata) veikiančios jėgos.

3.1 Sistemos parametrų nustatymas

2 skyriuje pateiktas analitinis tyrimas, kurį taikant galima nustatyti per kliūtį riedančio tam tikros masės rato judėjimo dėsnį, jį veikiančias jėgas. Ši metodika neleidžia nagrinėti viso dviračio judėjimo dinamikos, jį veikiančių jėgų ir inercijos momentų. Ją taikant, kiekvieno dviračio rato judėjimą galima nagrinėti tik kaip atskiros sistemos judėjimą.

Skaičiavimams reikalingi tokie sistemos parametrai:

- vienam dviračio ratui tenkanti masė m ;
- rato padangos standumo koeficientas k_1 .

1. Vienam dviračio ratui tenkanti masė.

Ši masė apskaičiuojama taip:

$$m = \frac{m_{dv} + \sum m_{ap}}{2}, \quad (3.1)$$

čia: m_{dv} – dviračio masė;

$\sum m_{ap}$ – bendra apkrovos masė.

(3.1) lygybė neįvertina masės pasiskirstymo tarp priekinio ir užpakalinio rato. Tiriant dvi skirtingas apkrovos sistemas tai nėra svarbu. Svarbu tik, kad tą pačią masę atitinkanti apkrova būtų naudojama ir pneumatinio užspaudimo atveju.

Miesto dviračio masė yra 14...16 kg, o maksimali bendros apkrovos masė (kai bagažinės laikiklio maksimali apkrova yra 25 kg) – 110,5 kg. Taigi, vienam ratui tenkantis vidutinis svoris apytiksliai lygus 63 kg.

2. Dviračio rato padangos standumo koeficientas.

Didėjant vertikalią apkrovą, pneumatinė padanga tolygiai deformuojasi. Didesnė dalis šios apkrovos tenka suspaustam orui, dalis jos tenka ir padangos korpusui. Transporto priemonių padangų deformacija nuo ją veikiančios apkrovos įvertinama standumas. Priklausomai nuo bandymo sąlygų, galimi trys standumo tipai: statinis standumas, dinaminis standumas padangai nejudant, dinaminis standumas padangai judant [12]. Šiame darbe naudojama statinio standumo sąvoka (toliau tiesiog vadinama standumu). Standumas įvertinamas standumo koeficientu k_1 :

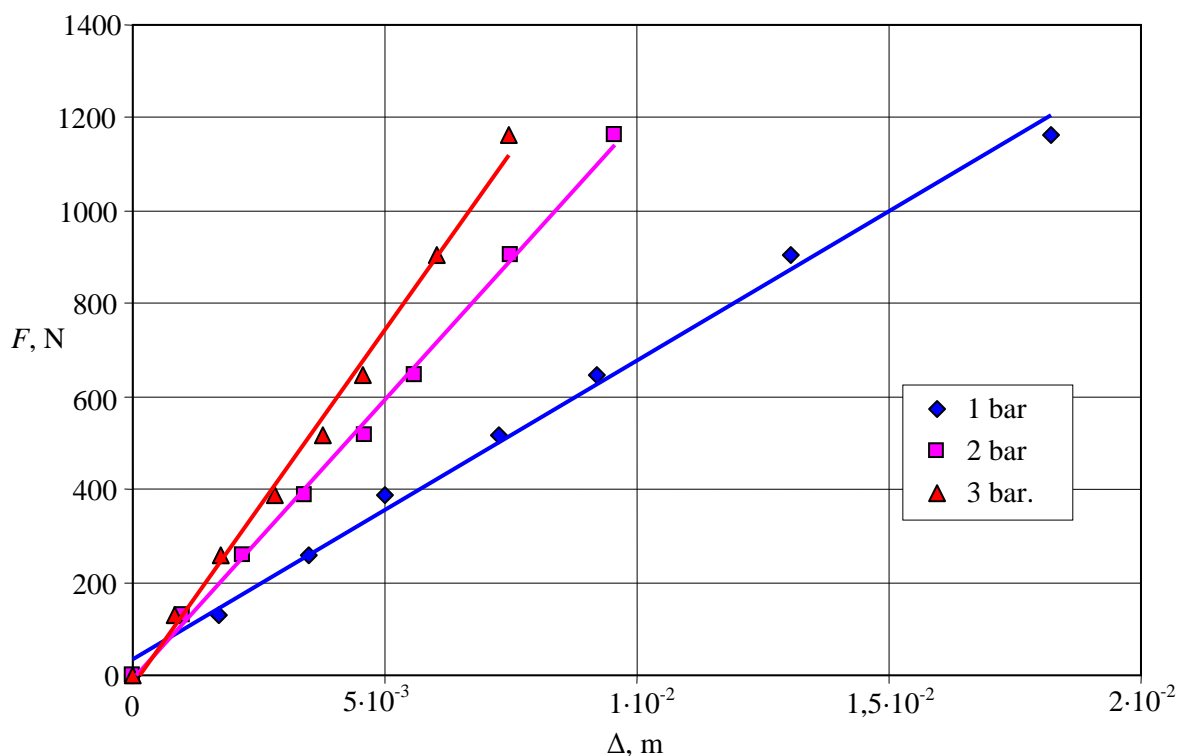
$$k_1 = \frac{F}{\Delta}, \quad (3.2)$$

čia: F – vertikali apkrova;

Δ – padangos įlinkis (vertikalus poslinkis).

Eksperimentiškai nustatant padangos standumo koeficientą k_1 , buvo pasirinkti tokie padangos slėgiai: 1 bar, 2 bar ir 3 bar. Sumontuoto rato ašiai per svirtį buvo suteikiama kintanti apkrova (nuo 0 iki 1161 N). Matuojamas poslinkis, t. y., atstumas Δ vertikalia kryptimi tarp ratlankio ir pagrindo.

Gauti eksperimentų rezultatai pavaizduoti 3.1 pav. grafike.



3.1 pav. Padangos standumo koeficientų nustatymo grafikas

Iš grafiko matyti, kad nepriklausomai nuo slėgio padangoje, kreivių poskyrio kampai išlieka vienodi praktiškai visoje apkrovos srityje. Tokie duomenys pateikiami ir kituose literatūros šaltiniuose [12], kuriuose aprašomos transporto priemonių pneumatinių padangų charakteristikos. Apskaičiuotos padangos standumo koeficiento k_1 reikšmės pateiktos 3.1 lentelėje.

Rekomenduojamas daugelio dviračių ratų padangos slėgis yra 2,8...4,0 bar. Taigi, toliau skaičiavimuose bus naudojama 3 bar slėgį padangoje atitinkanti standumo koeficiento reikšmė ($k_1 = 152880$ N/m).

3.1 lentelė. Padangos standumo koeficientų reikšmės

Standumo koeficientas k_1 , N/m		
1 bar	2 bar	3 bar
64320	120610	152880

3.2 Pneumatinio užspaudimo sistemos standumo nustatymas

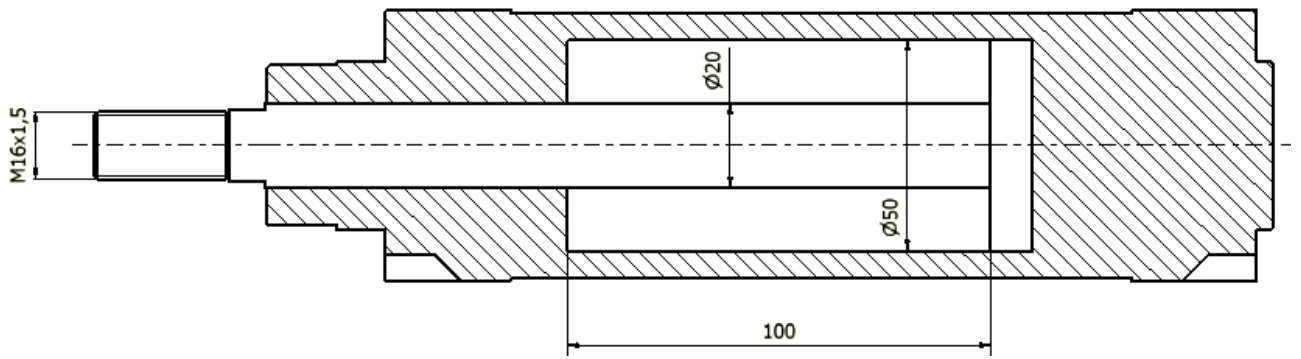
Bandymo mašinos pneumatinė užspaudimo sistema sudaryta iš dviejų rūšių pneumatinių cilindų, kurių darbinės dalies skersmenys (d_c) yra 0,032 ir 0,050 m. Naudojami DNC tipo Festo dvipusio veikimo cilindrai su reguliuojama galinės padėties amortizacija. Šie cilindrai atitinka standarto ISO 6431 reikalavimus.

Cilindrų pagrindiniai techniniai duomenys pateikti 3.2 lentelėje. Pneumatinio cilindro vaizdas pjūvyje pateiktas 3.2 pav.

Pneumatiniai cilindrai, kurių \varnothing 0,032 m, sukuria vairą veikiančias apkrovas. Didesnio darbinio skersmens cilindrais (\varnothing 0,050 m) sukuriamą sėdynę ir bagažinę veikiančios apkrovos. Pneumatinių cilindų skaičius parenkamas priklausomai nuo to, kokio tipo gaminiai yra bandomi. Pvz., miesto ar treko dviračiams naudojami po 2 skirtingo skersmens užspaudimo mechanizmai.

3.2 lentelė. Pneumatinių cilindų techniniai duomenys

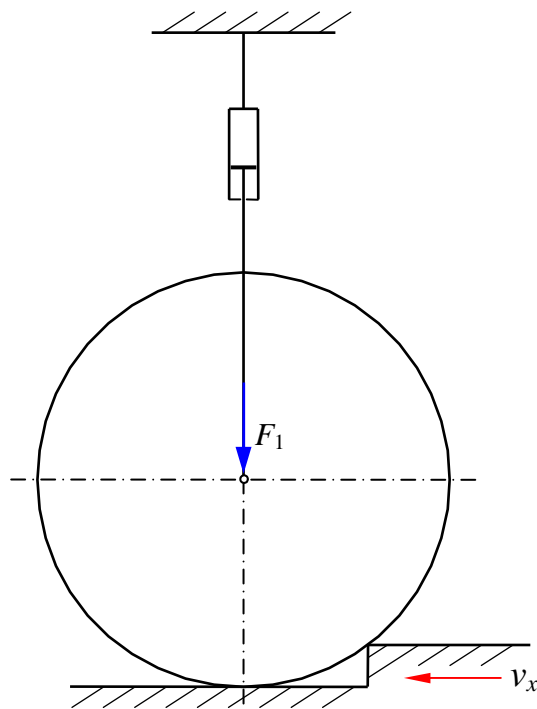
Tipas	Stūmoklio skersmuo, m	Stūmoklio plotas, m	Eiga, m	Stūmimo jėga, esant 6 bar slėgiui, N	Gražinanti jėga, esant 6 bar slėgiui, N	Amortizacijos ilgis, m
DNC-32-100-PPV-A	0,032	0,000804	0,1	483	415	0,02
DNC-50-100-PPV-A	0,05	0,00196	0,1	1178	990	0,022



3.2 pav. Pneumatinio cilindro (DNC-50-100-PPV-A) pjūvis (matmenys pateikti milimetrais)

Tolimesniame analitiniame tyrime naudojama paprastesnė rato pneumatinio užspaudimo schema (žr. 3.3 pav.). Šiuo atveju, apkrova suteikiama vienu pneumatiniu cilindru DNC-50-100-PPV-A ($\varnothing 0,050$ m). Apkrova atitinka ratui tenkančią 63 kg masės svorio koncentruotą jėgą, ($F_0 = 618$ N).

Iš schemos matyti, kad visa apkrova sukuriama pneumatiniu užspaudimu. Neįvertinama tai, kad realaus bandymo sąlygomis dalis apkrovos (pedalams) perduodama svarsčiais, neįvertinamas taip pat ir dviračio svoris m_{dv} . Vienam ratui tenkantis svoris būtų $\sim 25,5$ kg (250 N) arba $\sim 40\%$ apkrovos.



3.3 pav. Analitiniame tyrime naudojama pneumatinio užspaudimo schema

Ratui judant per kliūtį, cilindro stūmoklis juda aukštyn, padidindamas cilindre slėgį p . Laikomasi nuostatos, kad pneumatinis cilindras yra visiškai sandarus, kadangi laikas per kurį ratas pilnai užvažiuoja ant kliūties yra nedidelis ($\sim 0,04$ s), todėl pneumatinio cilindro standumo koeficientas $k_c = const$.

Nustačius k_c ir žinant padangos standumo koeficientą k , galima apskaičiuoti sistemos efektyvinį standumą k_{ef} , kuris leis apskaičiuoti per kliūtį riedančio rato veikiančios jėgos F pokytį. Kadangi iš sistemos eliminuojama masė, uždaviniui spręsti taikomi paprasčiausi statikos dėsniai. Koeficientas k_c apskaičiuojamas lygybe:

$$k_c = \frac{F_1 - F_0}{h_0}, \quad (3.3)$$

čia: F_0 – ratą veikianti jėga iki susidūrimo su kliūtimi;

F_1 – ratą veikianti jėga, kai ratas užrieda ant kliūties ir stūmoklis paslenka dydžiu h_0 .

Stūmimo jėgos pokytis ($F_1 - F_0$) priklauso nuo pneumatinio cilindro įtvirtinimo padėties bandymo mašinoje, kadangi nuo to priklauso ir cilindro darbinės dalies tūris, kuris apskaičiuojamas lygybe:

$$V = AL_c, \quad (3.4)$$

čia: A – cilindro plotas ($\pi d_c^2/4$);

L_c – tai atstumas nuo stūmoklio priekinės plokštumos iki cilindro galinio paviršiaus (žr. 3.4 pav.)

Užspaudimo jėgos F_1 priklausomybę nuo cilindro stūmoklio poslinkio h_0 galima išreikšti tokia lygybe:

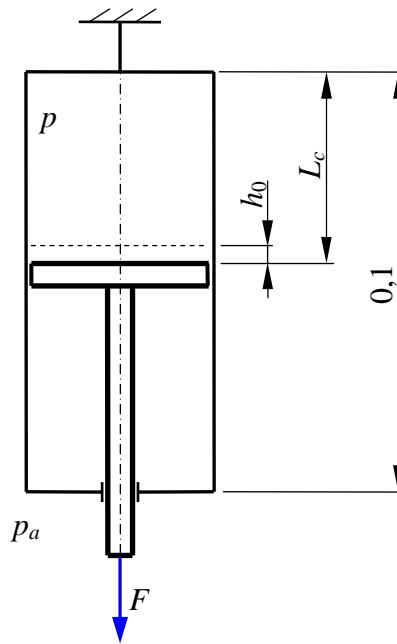
$$F_1 = A \left(p_0 \frac{L_c}{L_c - h_0} - p_a \right), \quad (3.5)$$

čia: p_0 – absoliutus slėgis cilindre pradinėje padėtyje (iki rato susidūrimo su kliūtimi);

p_a – atmosferinis slėgis.

Pradinis slėgis cilindre apskaičiuojamas taip:

$$p_0 = \frac{F_0}{A} - p_a. \quad (3.6)$$



3.4 pav. Cilindro schema

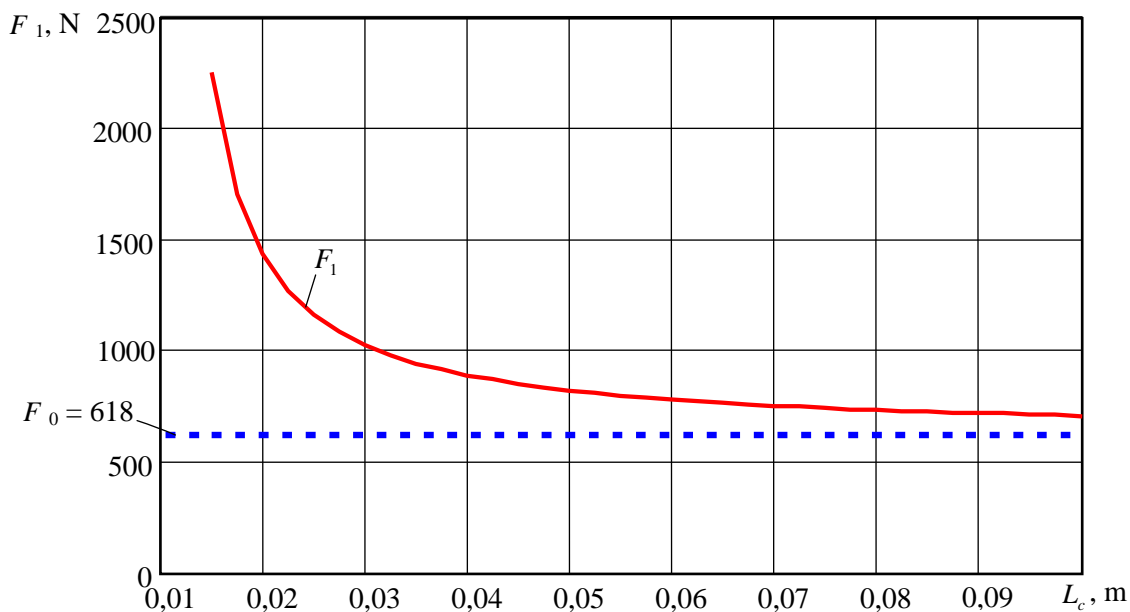
Jėgos F_1 priklausomybės nuo L_c grafikas, sudarytas taikant (3.5) lygybę ($F = 618$ N), pateiktas 3.5 pav.

Sistemos efektyvinis standumo koeficientas

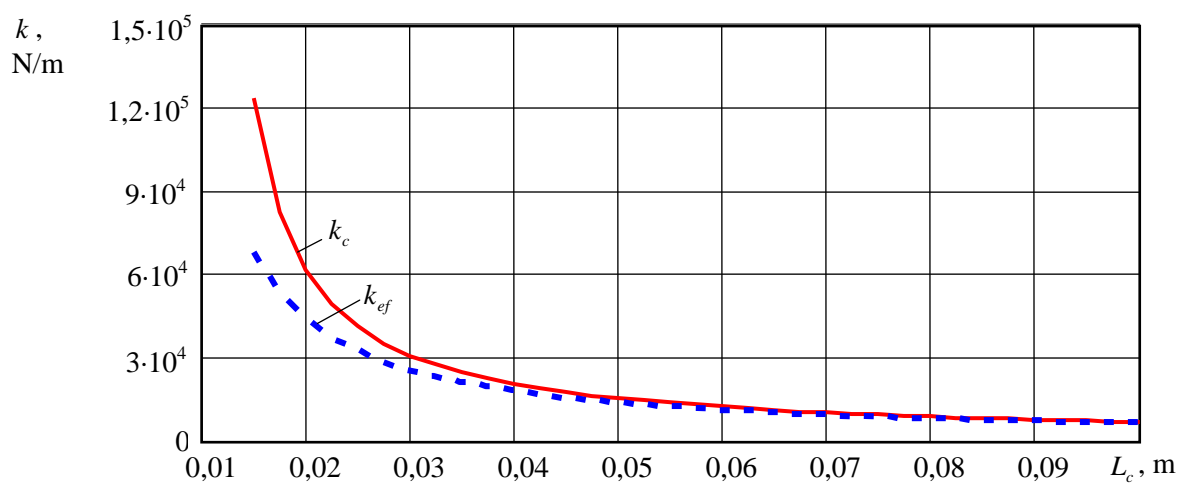
$$k_{ef} = \frac{k_1 k_c}{k_1 + k_c}. \quad (3.7)$$

Pneumatinio cilindro standumo koeficiento k_c ir efektyvinio sistemos standumo k_{ef} priklausomybių nuo atstumo L_c grafikai pateikti 3.6 pav. Iš grafikų matyti, kad tik esant ribiniam atstumui L_c (atitinkančiam stūmoklio darbinę eigą kliūtis įveikimo metu), pneumatinio cilindro standumo koeficiento reikšmė tampa artima padangos standumo reikšmei esant 3 bar slėgiui ($\sim 1,5 \cdot 10^5$ N/m).

3.3 lentelėje pateiktos trys atstumus L_c (0,08; 0,05 ir 0,02) atitinkančios standumo koeficiento k_{ef} reikšmės. Jos bus naudojamos analitiniame tyrime.



3.5 pav. Jėgos F_1 priklausomybė nuo L_c



3.6 pav. Standumo koeficientų k_c ir k_{ef} priklausomybės nuo L_c

3.3 lentelė. Analitiniame tyrime naudojamų koeficientų k_{ef} reikšmės

L_c, m	0,08	0,05	0,02
$k_{ef}, N/m$	8350	14030	44010

3.3 Skirtingų sistemos apkrovimo būdų analizė

Per kliūtį riedantį ratą (kaip dinaminę sistemą) veikia svorio ir inercijos jėgos, kurias galima apskaičiuoti taikant (2.30) ir (2.34) priklausomybes. Sistemos parenkami ir apskaičiuojami parametrai, atitinkantys realias bandymo sąlygas, nurodyti 3.4 lentelėje. Apskaičiuojami sistemos parametrai gauti taikant 2.2 poskyriuje pateiktas priklausomybes.

3.4 lentelė. Sistemos parametrai

Parenkami parametrai					
Žymuo	m	k_1	v_x	R	h_0
Matavimo vienetas	kg	N/m	m/s	m	m
Reikšmė	63	152880	2,22	0,38	0,01
Apskaičiuojami parametrai					
Žymuo	L	ω	Ω	T_1	
Matavimo vienetas	m	1/s	1/s	s	
Reikšmė	0,087	49,26	40,26	0,039	

Analitiniam tyrimui pasirinktas (2.10) lygybe aprašomas sistemos žadinimo dėsnis $y_1(t)$. Nustatomas sistemos reakcijos $y(t)$, pagreičio $a_y(t)$ dėsniai pateikti 3.7 pav. Ratą veikiančios jėgos $F(t)$ kitimo dėsnis pateiktas 3.8 pav. Šiame paveiksle papildomai pateiktos analitinės kreivės, parodančios jėgos kitimą, kai ratui apkrova suteikiama pneumatiniu užspaudimu. Ši jėga žymima F_p , ji apskaičiuojama:

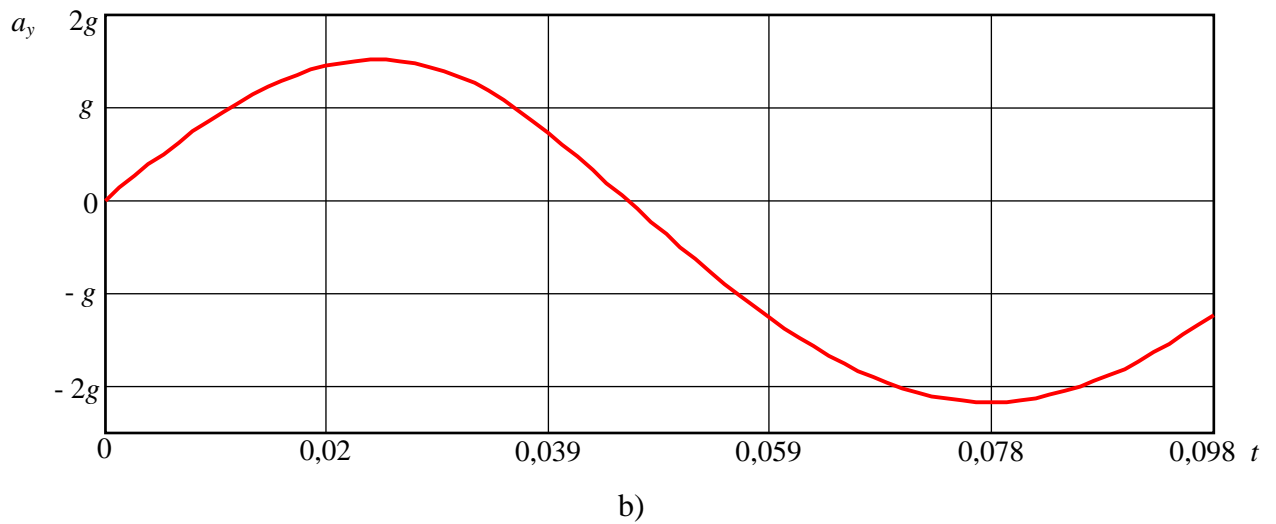
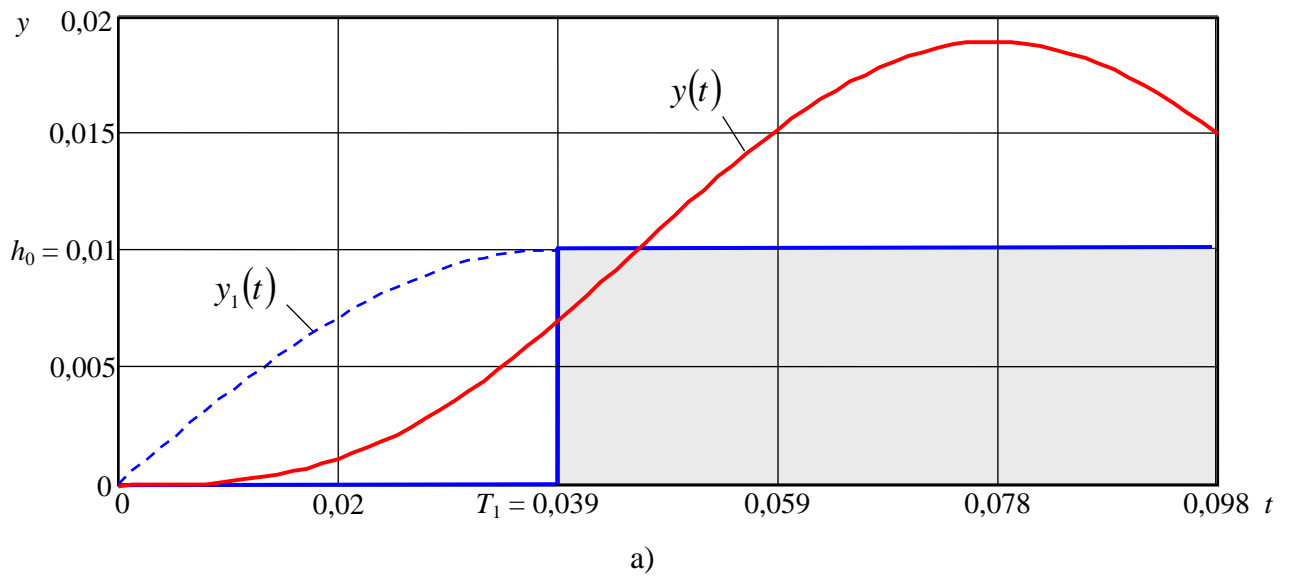
$$F_p(t) = -mg - k_{ef}h_0 \sin(\Omega t). \quad (3.8)$$

Ši lygybė galioja laiko intervale $0 < t < T_1$. Kai $t > T_1$, jėga nebekinta:

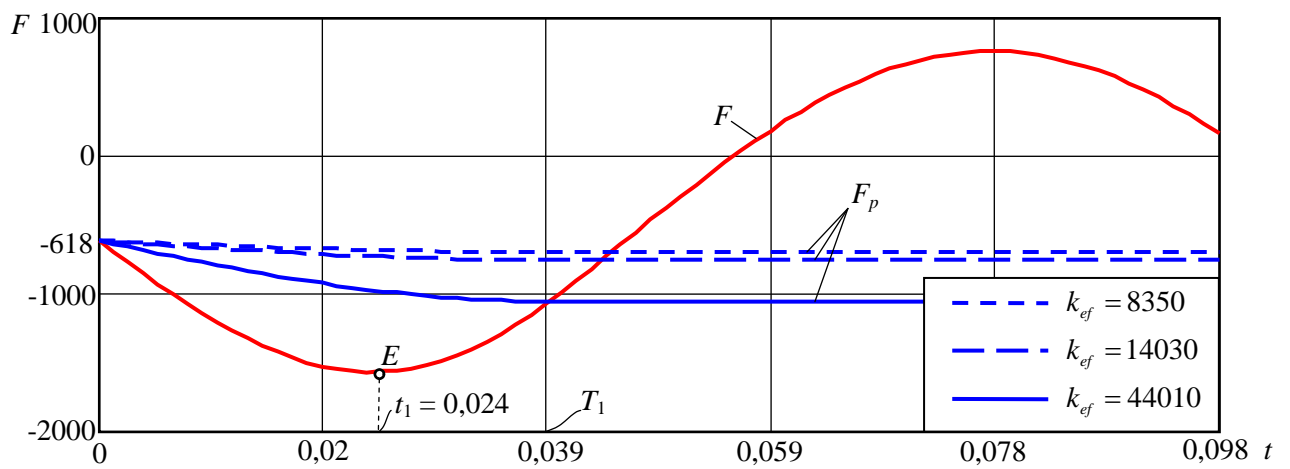
$$F_p = -mg - k_{ef}h_0, \quad (3.9)$$

nors, realaus bandymo atveju, dėl pneumatinio cilindro nevishiško sandarumo, jėga F palaipsniui turi mažėti.

Iš 3.7 pav. b) matyti, kad nagrinėjamų parametų sistemos maksimalaus pagreičio reikšmės (a_{\max}) yra didesnės nei laisvo kritimo pagreitis g ($\frac{a_{\max}}{g} = 1,54$), todėl rato judėjimas per kliūtį bus su šuoliu, t. y., ratas atitrūks nuo pagrindo. Kaip jau buvo minėta, pateikta analitinio tyrimo metodika tokio šuolio neįvertina. Taigi, gaunami skaičiavimų rezultatai ne visiškai atitinka realaus bandymo sąlygas.



3.7 pav. Sistemos reakcijos (a) ir pagreičio (b) grafikai



Iš 3.8 pav. matyti, kad dviejų skirtingų apkrovos būdų (svarčių ir pneumatinio užspaudimo) poveikis sistemai nevienodas. Būtina pažymėti, kad svarbiausias yra pirmasis jėgos funkcijos F ekstremumas (F_{\min}), kuris 3.8 pav. pažymėtas tašku E . Kadangi neįvertinamas sistemos slopinimas, kitos F_{\min} reikšmės (kurios gali būti ir didesnės) nenagrinėjamos.

Skirtingų apkrovimo būdų įtaką bandymo sąlygoms galima išreikšti jėgų santykiu:

$$\bar{F} = \frac{F_{\min}}{F_{p\min}}. \quad (3.10)$$

Pneumatinio užspaudimo jėga $F_{p\min}$ apskaičiuojamas (3.9) lygybe. Kai taikoma didžiausia efektyvinio standumo koeficiento reikšmė ($k_{ef} = 44010 \text{ N/m}$), gauname $F_{p\min} = -1,058 \cdot 10^3 \text{ N}$.

Dinaminės sistemos jėga F_{\min} apskaičiuojama pritaikius tokią sąlygą:

$$F_{\min} = F(t_1), \quad (3.11)$$

čia: $t_1 - F(t)$ funkcijos pirmojo ekstremumo t reikšmė (žr. 3.8 pav.).

Nagrinėjamoju atveju laiko reikšmė t_1 yra intervale $0 < t < T_1$. Jis atitinka maksimalią pagreičio a reikšmę ir gali būti nustatytas iš tokios sąlygos:

$$a_y'(t_1) = 0, \quad (3.12)$$

kurią, pagal (2.33) lygybę, galima išreikšti taip:

$$\frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} (\omega^2 \cos(\omega t_1) - \Omega^2 \cos(\Omega t_1)) = 0. \quad (3.13)$$

Išsprendus (3.13) lygybę, gaunamas laikas $t_1 = 0,024 \text{ s}$. Šią t_1 reikšmę įrašius į (2.33) ir pritaikius (2.30), gaunama jėga $F_{\min} = -1,57 \cdot 10^3 \text{ N}$.

Jėgų santykio reikšmė – $\bar{F} = 1,484$. $F_{p\min}$ reikšmės, kai $k_{ef} = 8350$ ir $k_{ef} = 14030 \text{ N/m}$, skaičiavime nenaudojamos. Gauti analitinio tyrimo rezultatai surašyti į 3.5 lentelę.

3.5 lentelė. Analitiškai nustatyti maksimalaus poveikio parametrai

Dinaminės sistemos modelis	Pneumatinio užspaudimo modelis	Jėgų santykis
$F_{\min} = -1,57 \cdot 10^3 \text{ N}$ $t_1 = 0,62T_1$	$F_{p\min} = -1,058 \cdot 10^3 \text{ N}$ $t_1 = T_1$	$\bar{F} = 1,484$

Gauti analitinio tyrimo rezultatai parodo, kad esant skirtingiems rato apkrovimo būdams, jų veikiančių jėgų kitimo dėsniai ir maksimalios jų reikšmės skiriasi. Svarsčiais apkrautą per kliūtį judantį ratą veikianti maksimali jėga beveik 50 % yra didesnė už maksimalią jėgą, sukuriama pneumatiniu užspaudimu. Be to, laikas, per kurį pasiekama jėga F_{\min} , yra mažesnis už rato kliūtis įveikimo laiką ($t_1 < T_1$). Reikia pažymėti ir tai, kad nagrinėjamas ribinis pneumatinio cilindro nustatymo atvejis ($L_c = 0,02$ m). Kitais atvejais santykis \bar{F} yra dar didesnis. Pvz., kai $L_c = 0,05$ m (pusė cilindro eigos – statistikai tai turėtų būti dažniausiai pasitaikantis atvejis), santykis $\bar{F} = 2,07$.

Gautas rezultatas nėra netikėtas, kadangi apkrovimas pneumatiniu cilindru (kurio standumo koeficientas yra mažesnis už padangos standumo koeficientą) sumažina bendrą sistemos standumą ($\frac{k_{ef}}{k_1} \approx 0,3$). Tai reiškia – pneumatinis užspaudimas yra „švelnesnis“ arba „minkštesnis“ nei apkrovimas standžiai įtvirtinta svarsčių sistema.

IŠVADOS:

1. Pasiūlyta analitinio tyrimo metodika leidžia nustatyti per kliūtį riedančio rato dinamikos dėsnius ir veikiančias jėgas, taikant skirtingus rato apkrovos būdus – apkrovimą svarsčiais ir pneumatiniu užspaudimu.
2. Analitinio tyrimo metodikos trūkumai:
 - neįvertintas dinaminės sistemos (dviračio rato padangos) slopinimas.
 - neįvertintas galimas rato atitrūkimas nuo pagrindo (šuoelis).
3. Pneumatinio užspaudimo poveikis nagrinėjamai sistemai priklauso nuo pneumatinio cilindro tvirtinimo padėties bandymų mašinoje.
4. Taikant metodiką nustatyta, kad svarsčiais apkrautą per kliūtį riedantį ratą veikianti maksimali jėga beveik 50 % yra didesnė už maksimalią jėgą, sukuriama pneumatiniu užspaudimu.
5. Pneumatinis užspaudimas – tai „švelnesnis“ dviračio apkrovos būdas. Jį taikant sumažėja bendras sistemos standumas, kadangi pneumatinio cilindro standumo koeficientas yra apie 3 kartus mažesnis už padangos standumo koeficientą.

LITERATŪRA

1. LST EN 14764:2006. *Miesto ir turistiniai dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
2. LST EN 14765:2006+A1:2008. *Vaikiški dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
3. LST EN 14766:2006. *Kalnų dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
4. LST EN 14781:2006. *Lenktyniniai dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
5. DIN 79100: 2000. *Dviračiai - saugumo technikos reikalavimai ir tikrinimas.*
6. ZWICK, Dirk; DOLIEBA, Marius; PARTAUKAS, Nerijus; RAZGAITIS, Irmantas. *Dviračių, tandemų, triračių ir keturračių dinaminio bandymo stendas.* Bakalauro darbas. ŠU TF Mechanikos inžinerijos katedra. 2005
7. BOTTEGA, Williams J. *Enginenring vibrations.* CRC / Taylor & Francis, 2006. 726 p. ISBN 0849334209
8. RAO, S. Singiresu. *Mechanical vibrations.* Prentice Hall, 2003. 1078 p. ISBN 0130489875
9. ŽILIUKAS, Pranas; RIMANTAS, Barauskas. *Mechaniniai virpesiai.* Vadovėlis. Kaunas, 1997. 310 p. ISBN 9986-13-545-1
10. OSTAŠEVIČIUS, Vytautas. *Mechaninių konstrukcijų dinamika ir modeliavimas.* Kaunas, 1998. 368 p. ISBN 9986-13-607-5
11. VANSAUSKAS, V.; BOGDEVIČIUS, M. *Automobilio judėjimo keliu su provėžomis stabilumo įvertinimas.* Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje. Klaipėda 2010, p. 332-335. ISSN 1822-4652
12. WONG, Jo, Young. *Theory of ground vehicles.* 2001. 528 p. ISBN 0-471-35461-9

