

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Vladimiras Ryžovas

**DVIEJŲ LAISVĖS LAIPSNIŲ MODELIU IDEALIZUOTO
DVIRAČIO JUDĖJIMO NELYGUMAIS DINAMIKOS
TYRIMAS**

Magistro baigiamasis darbas

Šiauliai, 2011

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Vladimiras Ryžovas

**DVIEJŲ LAISVĖS LAIPSNIŲ MODELIU IDEALIZUOTO
DVIRAČIO JUDĖJIMO NELYGUMAIS DINAMIKOS
TYRIMAS**

Magistro baigiamasis darbas

Autorius – Vladimiras Ryžovas (MM-9 gr.)

Vadovas – doc. dr. S. Rimovskis

Recenzentas – doc. dr. D. Čikotienė

Katedros vedėjas – doc. dr. A. Sabaliauskas

Šiauliai, 2011

TURINYS

SANTRAUKA LIETUVIŲ KALBA.....	2
SANTRAUKA UŽSIENIO KALBA.....	3
LENTELIŲ SĄRAŠAS.....	4
PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS.....	5
ĮVADAS.....	6
1. DVIRAČIŲ SAUGOS IR PATIKIMUMO REGLAMENTAVIMAS IR ĮVERTINIMAS.....	9
1.1 Bandymų metodų apžvalga.....	10
1.2 Struktūrinio vientisumo bandymo standas.....	11
1.3 Dinaminiai dviračių bandymai.....	14
2. DVIRAČIO JUDEJIMO NELYGIU ATRAMINIŲ PAVIRŠIUMI DINAMIKA.....	16
2.1 Dviejų laisvės laipsnių dviračio dinaminis modelis.....	17
2.2 Dviejų laisvės laipsnių dviračio idealizuoto modelio priverstinių virpesių lygčių sudarymas.....	19
2.3 Sistemos savųjų dažnių ir savųjų virpesių formų nustatymas.....	20
2.4 Sistemos priverstinių virpesių lygčių sprendimas.....	21
2.5 Sistemos žadinimo dėsnio pasirinkimas.....	25
3. TEORINIŲ TYRIMŲ REZULTATAI.....	30
3.1 Sistemos pagrindinių parametrų ir duomenų nustatymas.....	30
3.2 Per vienetinį nelygumą važiuojančio dviračio dinamikos tyrimas.....	35
3.3 Struktūrinio vientisumo stende bandomo dviračio dinamikos tyrimas.....	37
IŠVADOS.....	43
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	44

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Vladimiras Ryžovas. DVIEJŲ LAISVĖS LAIPSNIŲ MODELIU IDEALIZUOTO DVIRAČIO JUDĖJIMO NELYGUMAIS DINAMIKOS TYRIMAS / vadovas doc. dr. S. Rimovskis.

SANTRAUKA

Dviračiai turi tenkinti tam tikras saugos ir patikimumo reikalavimų sąlygas, kurios nurodytos standartuose. Atitiktį patvirtina bandymų rezultatai. Dviračio struktūrinio vientisumo bandymu įvertinamas gaminio eksploatacinės ir stiprumo charakteristikos. Darbe sudaryta dviejų laisvės laipsnių neslopinama dinaminė sistema, kuria idealizuotas dviratis su standžia pakaba. Atliktas tokios sistemos judėjimo per vienetinį nelygumą (nelygumus) analitinis tyrimas, atitinkantis kelio ir struktūrinio vientisumo bandymo sąlygas.

Reikšminiai žodžiai: dviratis, nelygumas, dinamika

ŠIAULIAI UNIVERSITY
FACULTY OF TECHNOLOGY
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

Vladimiras Ryžovas. Title. ANALYSIS OF DYNAMICS OF A BICYCLE IDEALIZED BY TWO-DEGREE OF FREEDOM MODEL ROLLING OVER UNEVENNESS / research advisor Assoc. Prof. Dr. S. Rimovskis.

SUMMARY

Bicycles must meet the requirements of safety and reliability determined in standards. Conformity is proved by test. Bicycles structural integrity test enables to estimate the running and strength properties of an item. A bicycle with hard suspension is idealized by two degree of freedom undamped system. Analysis of the dynamic response of the system to nonperiodic excitation is presented. Excitation functions are determined with regard to effective road profile of the surface with irregularity. Conditions of structural integrity test are modeled.

Keywords: bicycle wheel, unevenness, dynamics

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.1 lentelė. Standarto reglamentuojamos dviračio apkrovos.....	12
3.1 lentelė. Mechaninę sistemą sudarančių elementų parametrai, naudojami svorio centrai ir inercijos momentui apskaičiuoti.....	31
3.2 lentelė. Dviračio (modelis) parametrai naudojami analitiniame tyrime.....	33
3.3 lentelė. Efektinio kelio profilio funkcijų $y_{1ef}(t)$ ir $y_{2ef}(t)$ parametrai naudojami analitiniame tyrime.....	33
3.4 lentelė. Sistemos savieji dažniai ir savųjų virpesių formos.....	34

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Bandymų standas.....	11
1.2 pav. Ant būgno sumontuotos kliūtis vaizdas.....	12
1.3 pav. Dviračio dinaminio bandymo įrenginys [8].....	14
1.4 pav. Dinaminis dviračio bandymas [17].....	15
2.1 pav. Dviejų laisvės laipsnių dviračio modelio schema.....	18
2.2 pav. Dviračio ratus veikiančių žadinimo funkcijų grafikas, kai efektinio kelio profilio aukštis išreiškiamas pusės periodo sinuso funkcija.....	28
3.1 pav. Dviračio svorio centro ir inercijos momento nustatymo schema.....	30
3.2 pav. Sistemos savųjų virpesių formos.....	34
3.3 pav. Sistemos žadinimo ir reakcijų grafikai: a) svorio centro ir sistemos pokrypio virpesių kreivės; b) priekinio ir užpakalinio ratų ašių virpesių kreivės; c) pagreičių kreivės.....	36
3.4 pav. Nelygumų tarpusavio padėčių nustatymo schema.....	37
3.5 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 0$ ir $T = 0$	38
3.6 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 10,3^\circ$ ir $T = 0,052$ s.....	39
3.7 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 20,4^\circ$ ir $T = 0,103$ s.....	40
3.8 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 41,2^\circ$ ir $T = 0,208$ s.....	41

ĮVADAS

Dviratis – tai dviratė, bemotorė, žmogaus kojų raumenų jėga varoma transporto priemonė. Kasmet pasaulyje pagaminami keli milijonai naujų dviračių, o bendras jų skaičius viršija vieną milijardą. Taigi, populiarumu jis lenkia visas kitas transporto priemones.

Dviračio populiarumą nulemia santykinai žema kaina, mažai gabaritai, konstrukcijos paprastumas ir patikimumas, saugumas, geras greičio ir sunaudojamos energijos santykis (efektyvumas). Šiuo metu dažnai akcentuojama dar viena labai svarbi dviračio savybė – ekologiškumas.

Iki 17 a., įvairių tipų dviračių transporto priemonių konstrukcijos išliko tik eskizuose ir piešiniuose. Tik 1817 m. vokiečių Karlas Drezeris (*Karl Drais*) pagamino pirmąjį dviratį medinį paspirtuką, kurį pavadino „bėgimo mašina“ [1]. 1818 m. šis išradimas buvo užpatentuotas. Jau tada buvo aišku, kad važiuojančio šiuo dviračiu mechanizmu žmogaus energijos sąnaudos buvo mažesnės, nei einančio pėsčiomis.

1839 m. škotų kalvis Kirkpatrikas Makmilanas (*Kirkpatrick MacMillan*) patobulino Drezerio mašiną – jis sumontavo mechanizmą (svirtis ir pedalus), kuriuo buvo sukamas užpakalinis ratas. Makmilano dviratį galima vadinti šiuolaikinio dviračio prototipu.

1868 m. buvo pradėta masinė dviračių metaliniais rėmais gamyba, kurią organizavo prancūzas Pjeras Mišo (*Pierre Michaux*) savo kompanijoje („*Michaux and company*“), kurioje dirbo apie 300 darbuotojų. Pirmuosius dviračius su grandinine pavara pradėjo gaminti anglų kompanija „Rover“ (1885 m.), kuri vėliau tapo didžiuliu automobilių koncernu.

Šiuolaikinis dviratis ne daug kuo skiriasi nuo savo pirmtakų. Jo konstrukcija išliko tokia pat – iš keleto vamzdžių suvirintas rėmas (savo forma primenantis du sujungtus trikampus), du ratai, vairas, sėdynė, pavara, stabdžių sistema. Ne ypatingai keičiasi ir naujų kolekcijų dviračių dizainas. Taigi, dviratis – tai tradicinis, tačiau didele ir stabilia paklausa pasižymintis komercinis gaminys, kurio verslo sėkmę labiausiai lemia du veiksniai – kaina ir gamybos sąnaudos.

Pagrindinės techninės dviračio charakteristikos – tai nedidelis svoris, tvirtumas, komfortabilumas (ergonomiškumas). Tai verčia gamintojus diegti naujas medžiagas ir technologijas gaminant rėmus ir kitus komponentus. Konstrukcijose vis dar plačiai naudojama plieną, aliuminį ir titaną jau keičia anglies pluoštas.

Dviračio svoris nedidelis. Tačiau jo konstrukcija turi atlaikyti žymiai didesnę dviratininko svorį. Be to, eksploatacijos metu, rėmas ir kiti komponentai yra nuolatos veikiami kintančių (ciklinių) apkrovų. Dviračio ilgaamžiškumas, efektyvumas,

manevingumas, komfortas ir saugumas didžia dalimi priklauso nuo šios transporto priemonės dinaminė charakteristikų. Kuo daugiau gamintojai sužinos apie dviračio judėjimo dinamiką, tuo labiau jie supras kaip patenkinti esamų ir būsimų šio gaminio pirkėjų poreikius [2].

Pačių įvairiausių stilių dviračiams keliami specifiniai saugumo ir patikimumo reikalavimai nurodyti Europoje galiojančiuose standartuose [3-6]. Didelis dėmesys šiuose standartuose skiriamas viso dviračio ir atskirų jo komponentų stiprumui. Juose aprašyti statinių ir dinaminė bandymų metodai, reglamentuojamos apkrovos, jų poveikio ribos, pateikti atitikties įvertinimo kriterijai. Bandymai – tai vienintelis būdas nustatyti dviračio charakteristikas ir garantuoti šios transporto priemonės pirkėjui ar naudotojui, kad įsigytas gaminys atitinka minimalius jam keliamus saugos reikalavimus.

Tačiau bandomas jau pagamintas dviratis ar atskiras jo mazgas ir jei bandymo rezultatas neigiamas – gamintojas patiria nuostolių dėl projektavimo klaidų ištaisymo, dėl pakartotinių detalių gamybos ir t.t. Šiaulių universiteto technologijos fakultetas, bendradarbiaudamas su UAB „Baltik Vairas“, 2002 m. įkūrė Technologinių bandymų centrą. Šiame centre dirba fakulteto dėstytojai ir darbuotojai, jame yra atliekami naujų dviračių technologiniai bandymai, medžiagų mechaninių charakteristikų nustatymas. 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. Centre, Valstybinės ne maisto prekių inspekcijos prie Ūkio ministerijos užsakymu, bandomi taip pat ir į Lietuvą importuojami ne Europos sąjungos šalyse pagaminti dviračiai. Ne visada bandymų rezultatai būna teigiami. Tuomet padaromos atitinkamos išvados ir siūlomos rekomendacijos gamintojams.

Technologinių bandymų centre, šio centro darbuotojų suprojektuotu ir pagamintu specialiu bandymų stendu, atliekami dviračio struktūrinio vientisumo bandymai. Tai kompleksinis bandymas, kadangi įvertinama gaminio atitiktis eksploatacinio patikimumo, stiprumo ir kt. reikalavimams. Šiame darbe atliekamas analitinis nesudėtinga dviejų laisvės laipsniu mechanine sistema idealizuoto dviračio su standžia pakaba judėjimo atraminiu paviršiumi su vienetinėmis nelygumais tyrimas ir paliginamoji analizė.

Tyrimo objektas.

Dviračio važiuojančio per kelio nelygumą (nelygumus) dinamikos analitinis tyrimas.

Tyrimo tikslas.

Atlikti per kelio vienetinį nelygumą ar periodiškai pasikartojančius nelygumus važiuojančio pilnai apkrauto dviračio su standžia pakaba dinamikos analitinį tyrimą.

Tyrimo uždaviniai:

- sudaryti dviejų laisvės laipsnių mechanine sistema idealizuoto dviračio su standžia pakaba, veikiamo neharmoniniu žadinimu, analitinį modelį;
- nustatyti sistemos žadinimo dėsnius;
- atlikti teorinį kelio ir struktūrinio vientisumo bandymo modeliavimą.

Teorinė darbo reikšmė.

Sudaryta dviejų laisvės laipsnių mechaninė sistema, kuria idealizuojamas per vienetinį nelygumą (nelygumus) judantis dviratis. Analitinis modelis leidžia nustatyti dviračio svorio centro poslinkių vertikalia kryptimi ir pokrypio apie svorio centrą kreives, taip pat priekinio ir užpakalinio ratų ašių virpesių kreivės, apskaičiuoti jų pagreičius.

Praktinė darbo reikšmė.

Gauti analitinio tyrimo rezultatai gali būti pritaikyti, nustatant jėgos poveikius, kuriuos bandomi gaminiai patiria struktūrinio vientisumo bandymų metu.

Darbo struktūra.

Magistro darbą sudaro įvadas, trys skyriai, išvados, literatūros sąrašas. Darbo apimtis: 46 puslapiai, 14 paveikslų ir 5 lentelės.

1. DVIRAČIŲ SAUGOS IR PATIKIMUMO REGLAMENTAVIMAS IR ĮVERTINIMAS

Europos Sąjungoje į rinką tiekiamiems gaminiams keliami griežti sveikatos, saugos ir aplinkosaugos reikalavimai. Šie reikalavimai aprašyti teisės aktuose (direktyvose, techniniuose reglamentuose); jų pagrindinis tikslas – vienodų taisyklių gamintojams ir tiekėjams sudarymas ir iškraipytos konkurencijos tarp jų išvengimas.

Direktyvų esminius reikalavimus atitinkančias gaminių technines charakteristikas apibrėžia standartai. Jie yra įvairių rūšių (pagrindiniai, terminų, gamybinių). Tačiau yra didelė grupė testavimo standartų, kurie apibrėžia gaminių įvertinimo procedūras ir metodus, taip pat reikalavimus, kuriuos turi vykdyti atitikties vertinimo įstaigos.

ES direktyvų ar nacionalinių teisės aktų, kuriose būtų nustatyti saugos reikalavimai dviračiams, nėra. 2005 m. atsižvelgdamas į tai, Europos standartizacijos komitetas patvirtino saugos standartus kalnų dviračiams, miesto ir turistiniams dviračiams, lenktyniniams bei vaikiškiems dviračiams [3-6]. Šios serijos (EN 1476_) standartus parengė Techninis komitetas ESK/TC 333 „Dviračiai“, jie įsigaliojo 2006 m.. Tais pačiais metais jiems buvo suteikti nacionalinių standartų statusai. Visi nacionaliniai standartai, reglamentuojantys dviračių saugą tais pačiais metais buvo anuliuoti.

Standartuose nurodyti dviračių saugos ir eksploatacijos reikalavimai bei saugos bandymo metodai, atsižvelgiant į dizainą, montavimą ir dviračių bei atskirų jo dalių testavimą. Juose taip pat pateikiamos dviračių naudojimo ir priežiūros instrukcijų gairės.

Vienintelė dviračių gamintoja Lietuvoje, UAB „Baltik Vairas“ iki 2006 metų vadovavosi Vokiečių standartu DIN 79100 [7]. Nustojus šiam standartui galioti, nuo 2006 metų vadovaujama standartu EN 14764 „Miesto ir treko dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai“ [3]. Standartas EN 14764 (kaip ir kiti tos grupės standartai) buvo sudarytas, atsižvelgiant į ilgametę dviračių bandymų patirtį. Bandymų metodika buvo parengta taip, kad užtikrintų atskirų dalių ir viso dviračio stiprumą, ilgaamžiškumą ir patikimumą, siekiant aukštos kokybės ir saugumo reikalavimų laikymosi tiek gaminio projektavimo stadijoje, tiek ir eksploatacijos metu.

Pagal ESK/EESK vidaus nuostatas, šio Europos standarto privalo laikytis visų Europos Sąjungos šalių nacionalinių standartų organizacijos.

1.1. Bandymų metodų apžvalga

Standartuose pateikti atskirų dviračio elementų, jo mazgų ir viso dviračio bandymų metodai ir jiems keliami reikalavimai (konstrukcijos padėtis, apkrovos, jų pobūdis, poveikio vietos ir kryptis, reglamentuojami atitikties parametrai).

Bandymus sąlyginai galima suskirstyti į tokias grupes:

- statinio stiprumo bandymai;
- atsparumo smūgiams bandymai;
- dinaminiai bandymai;
- saugumo bandymai.

Statinio stiprumo bandymų metu dviračio mazgai ir elementai veikiami pastovia apkrova (apkrovomis). Transporto priemonė laikoma atitinkanti reikalavimus, jei (pvz.) bandomi elementai nelūžta, juose neatsiranda įtrūkimų, liekamosios deformacijos neviršija leistinų dydžių, o pati sistema nepraranda funkcinių galimybių.

Atsparumas smūgiams įvertinamas iš tam tikro aukščio krintančių svorių (daužiklių) poveikiu konstrukcijos elementams (tiesiogiai ar per tarpines detales). Reikalavimai dviračiui: neturi atsirasti lūžių, matomų įtrūkimų, elementų nukrypimų.

Dinaminiai bandymai atliekami mechanizmus apkraunant kintančiomis apkrovomis. Dinaminiais bandymais įvertinamas dviračio ar jo atskiro komponento atsparumas nuovargiui arba jo patikimumas, tinkamumas eksploatuoti. Atliekant nuovargio bandymus gaminio konstrukcijos elementai veikiami periodiškai kintančiomis apkrovomis (numatytas poveikio ciklų skaičius ir dažnis). Reikalavimai dviračiui: ant bandomų elementų paviršių neturi būti jokių matomų įtrūkimų ar lūžių, detalių atsiskirimų ir pan. (pvz., rato/padangos mechanizmo nuovargio bandymas).

Eksploatacinės savybės įvertinamos bandymais, kurių metu imituojamos nelygiu keliu važiuojantį dviratį (kartu su dviratininku) veikiančios jėgos. Vienas iš tokių bandymų – struktūrinio vientisumo bandymas, atliekamas specialiame bandymų stende. Reglamentuojama kliūčių geometrija, apkrovos, judėjimo linijinis greitis. Reikalavimai dviračiui: neturi sugesti ar atsilaisvinti jokia sistema ar jos komponentas, o fiksuojami elementai (pvz., balnelis, vairas ar atšvaitai) neturi nukrypti. Standarte numatytas taip pat ir kelio bandymas, kuris atliekamas dviratininkui važiuojant specialiai tam įrengta trasa.

Saugumo bandymai atliekami, bandant dviračio mechanizmus ir sistemas (pvz., stabdžių blokavimo ir stabdžių letenėlės agregatus, vairo mechanizmą), įvertinant jų patikimą darbą.

1.2 Struktūrinio vientisumo bandymo stendas

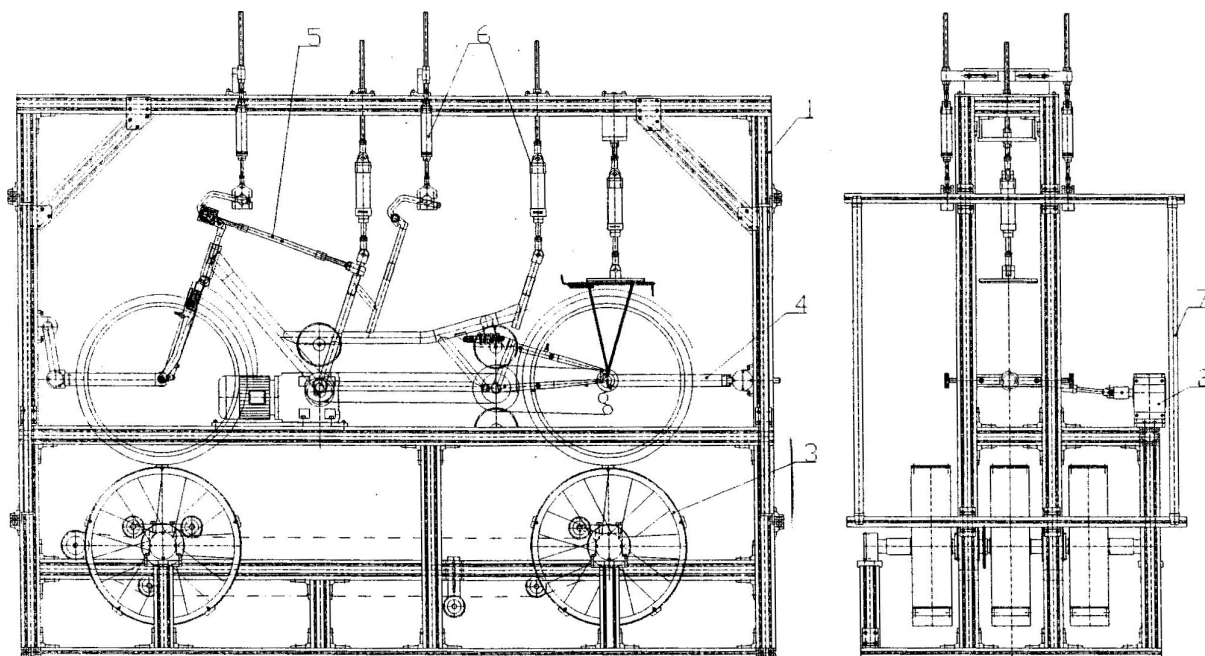
Dviračio struktūrinio vientisumo bandymu įvertinama dviračio atitiktis jam keliamiems eksploatacijos ir priežiūros reikalavimams. Bandymo metu, dinaminių apkrovų veikiami dviračio mechanizmai ir mazgai neturi sugesti, pakeisti savo padėties, taip pat neturi sulūžti, deformuotis, detalių paviršiuose neturi atsirasti įtrūkimų ir t. t. Struktūrinio vientisumo bandymu imituojamas dviratininko važiavimas atraminiu paviršiumi su vienetinais nelygumais. Po šio bandymo, neturi atsirasti būtinybės dviratį papildomai tvarkyti ar derinti jo atskirus mazgus.

Standartas numato dviejų tipų dinامينius struktūrinio vientisumo bandymus:

- **bandymas, naudojant specialią įrangą (bandymų mašiną);**
- **kelio bandymas.**

Bandymų stendas.

Miesto ir treko dviračių bandymų mašinos schema pateikta standarto LST EN 14764 informaciniame priede C. Pagal šio priedo reikalavimus Šiaulių universiteto Technologinių bandymų centro darbuotojų 2005 m. suprojektuoto ir pagaminto bandymų stendo bendras vaizdas pateiktas 1.1 pav. [8].



1.1 pav. 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 – apsauga

Standartas reglamentuoja bandymo metu dviratį veikiančias apkrovas ant vairo, pedalo, sėdynės ir bagažinės. Apkrovų reikšmės pateiktos 1.1 lentelėje.

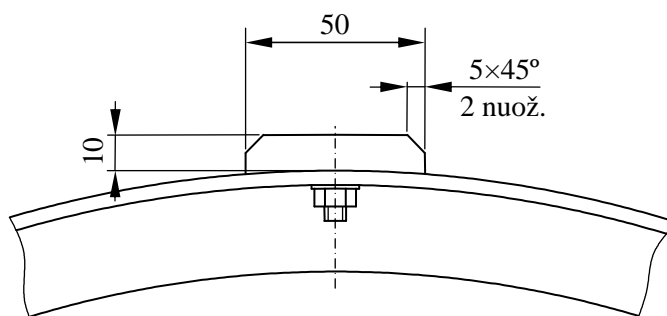
1.1 lentelė. Standarto reglamentuojamos dviračio apkrovos

Apkrovos pavadinimas	Svarsčių skaičius	Svarsčių masė, kg
Vairo apkrova	2	6,75
Pedalo apkrova	2	18
Sėdynės apkrova	1	36
Bagažo laikiklio apkrova	1	10, 18 arba 25

Esminis skirtumas tarp standarte pateiktos schemas ir suprojektuoto stendo schemas tas, kad vietoj rekomenduojamo apkrovimo svarsčiais vairui, sėdynei ir bagažo laikikliui apkrova perduodama pneumatiniiais cilindrais.

Pagrindiniai standarto reikalavimai.

Bandymų stendą sudaro du būgnai, ant kurių sumontuotos kliūtys. Būgnų diametras – nuo 500 iki 1000 mm. Nelygumai (kliūtys) – tai stačiakampio formos kaladėlės su nuožulomis, kurių matmenys: plotis – $50 \pm 2,5$ mm; aukštis – $10 \pm 2,5$ mm; nuožulos kampas – 45° ; nuožulos aukštis – pusė kliūties aukščio. Atstumas tarp nelygumų pagal rato perimetrą turi būti ne mažesnis kaip 400 mm. Atstumas tarp būgnų ašių turi atitikti atstumą tarp bandomo dviračio ratų. Ant būgno sumontuoto nelygumo vaizdas pateiktas 1.2 pav.



1.2 pav. Ant būgno sumontuotos kliūties vaizdas

Būgnų sukimosi greitis turi atitikti 8 km/h ($\pm 10\%$) linijinį dviračio važiavimo greitį. Bandymo trukmė – 6 val. Gaunamas poveikio ciklų skaičius – 120000 ($\pm 10\%$).

Dviračio padangos turi būti pripūstos iki rekomenduojamo slėgio, arba iki 80 % maksimalaus slėgio ($\pm 5\%$).

Kelio bandymas.

Bandymas atliekamas atitinkamo svorio dviratininkui važiuojant tvarkingu, pilnai sukomplektuotu dviračiu. Dviračio balnelio ir vairo pozicijos turi būti pritaikytos dviratininkui. Važiuojama penkis kartus trasa, kurios ilgis 30 m, kurioje įrengtos kliūtys (50 mm pločio ir 25 mm aukščio medinės juostos su užapvalintomis briaunomis). Kliūtys turi būti išdėstytos kas 2 m per visą trasos ilgį. Trasa dviračiu važiuojama 25 km/h greičiu. Bandymas kartojamas 5 kartus.

Standartuose taip pat numatytas ir papildomas rato ir padangos agregato nuovargio bandymas. Bandoma vieno būgno mašina, kurioje įtvirtinamas ir atitinkama apkrova apkraunamas dviračio ratas. Reglamentuojamas būgno sukimosi greitis (25 km/h) ir susidūrimų su nelygumu ciklų skaičius (750 000).

Bandymų stendas yra unikalus tuo, kad parinkus atitinkamą būgnų išdėstymo schemą, juo galima bandyti:

- dviračius (atstumas tarp rato ašių 900÷1200 mm);
- triračius (atstumas tarp rato ašių 910÷1700 mm);
- tandemus (atstumas tarp rato ašių 590÷910 mm).

Stende galima bandyti dviračius, kurių rato skersmuo 24÷28". Plačiau apie struktūrinio vientisumo bandymo stendą ir bandymų atlikimo tvarką galima susipažinti darbe [8]. Šiame darbe taip pat analizuojami įvairūs bandomo gaminio elementų apkrovimo būdai. Buvo nagrinėjami trys pagrindiniai apkrovimo būdai (svarsčiais, tampriaisiais elementais, pneumatiniiais cilindrais). Pirmas būdas – apkrovimas svarsčiais. Jo trūkumas – gaunama labai standi, žmogaus kūno dinamines savybes neatitinkanti apkrova. Daugelyje dviračių bandymų laboratorijų vietoj svarsčių naudojami maišai, pripildyti metaliniais rutuliukais arba kitomis smulkiomis detalėmis. Antras būdas – apkrova tampriais elementais (pvz., spyruokliniais mechanizmais). Trečias – pneumatiniiais įtaisais (tiesinio slenkamojo judesio cilindrais).

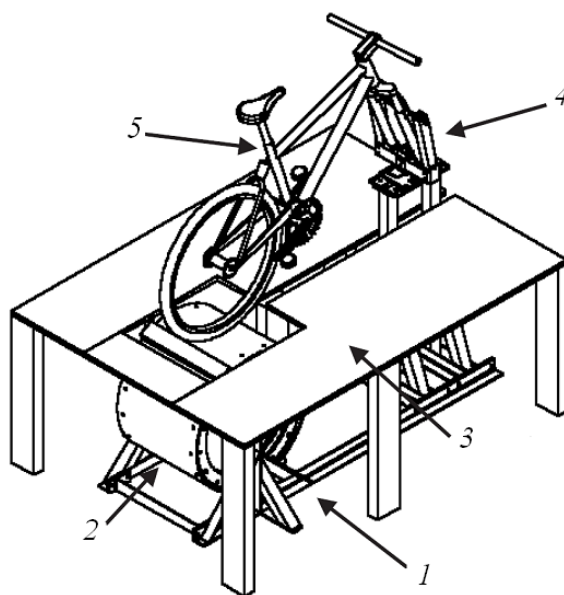
Buvo nuspręsta naudoti pneumatinius cilindrus. Šį pasirinkimą lėmė tai, kad pneumatiniiais įtaisais sukuriama apkrova tiksliau atkuriamas žmogaus kūno standumas. Be to, pneumatiniai mechanizmai patikimi, nesudėtingai automatizuojamas jų valdymas ir kontrolė. Svarbu ir tai, kad rinkoje siūloma plati šių mechanizmų nomenklatūra.

Cilindrų skaičius parenkamas pagal bandomo dviračio tipą, jų padėtis fiksuojama specialiais laikikliais, atsižvelgiant į dviračio formą ir matmenis. Tik pedalų apkrovimui naudojami svarsčiai.

1.3 Dinaminiai dviračių bandymai

Dviračių dinaminio bandymo metodikos ir naudojama įranga aprašyta įvairių autorių darbuose. Juose pateikiami ir eksperimentų rezultatai bei analitinių tyrimų duomenys. Pastebima tai, kad dviračių dinaminio bandymo paskirtis yra dvejopa.

Vieni bandymai atliekami siekiant išsiaiškinti važiavimo dviračiu komfortabilumą, dviračio pritaikymą fiziologinėms ar net psichologinėms žmogaus savybėms. Tai labiau aktualu projektuojant kalnų ar sportinius dviračius su pakabos mechanizmais ir pan. Darbuose [9-11] įvertinamas įvairių tipų pakabos įtaka dviratininko nuovargiui (matuojamas deguonies sunaudojimas, širdies plakimas, energijos sąnaudos, kt.). Atliekami ir kelio bandymai ir bandymai naudojant specialią įrangą. Pvz., darbe [9] aprašyta bandymo mašina, kurios schema panaši į struktūrinio vientisumo bandymo mašinos schemą, tik naudojamas vienas būgnas (žr. 1.3 pav.). Bandymo metu, nustatytą laiko intervalą dviračio pedalus suka dviratininkas, o nuo užpakalinio rato sukamasis judesys perduodamas būgnui.



1.3 pav. Dviračio dinaminio bandymo įrenginys [8]: 1 – rėmas; 2 – būgnas; 3 – žemės lygį atitinkanti platforma; 4 – priekinės šakės tvirtinimo mazgas; 5 - dviratis

Kiti dinaminiai bandymai atliekami siekiant įvertinti šios transporto priemonės konstrukcijos stiprumą, atsparumą cikliniam deformavimui, patikimumą. Atliekami teoriniai ir eksperimentiniai dviračio vairo mechanizmo atsparumo nuovargiui tyrimai [12-14], kelio bandymu nustatoma ratus [15, 16], miniklio mechanizmą veikiančios dinaminės apkrovos [17], pedalus veikiančios jėgos [18]. Dviračio rėmą, jo svarbiausius mazgus veikiančių

dinaminių apkrovų įvertinimas pateiktas darbe [19]. Jame aprašoma naudojama bandymų įranga (pateikiamos tenzometrinių jėgos matuoklių schemos, mobili matuojamų duomenų užrašymo ir kaupimo įranga), taip pat pateikiami tyrimų rezultatai. Bandymai atliekami lauko sąlygomis – dviratininkas kalnų dviračiu dideliu greičiu nusileidžia stačia nuokalne (žr. 1.4 pav.). Panašūs eksperimentiniai tyrimai, vykdyti realaus kelio sąlygomis, aprašyti ir darbe [20], kuriame daugiau analizuojamas dviračio rėmo stiprumas.



1.4 pav. Dinaminis dviračio bandymas [17]

2. DVIRAČIO JUDĖJIMO NELYGIU ATRAMINIU PAVIRŠIUMI DINAMIKA

Nelygiu keliu judančios transporto priemonės yra veikiamos virpesių ir vibracijų. Šis poveikis yra neigiamas – vargina transporto priemonę važiuojančiuosius, mažina komfortą. Be to, kadangi dėl virpesių transporto priemonės pradedamos veikti cikliškai kintančiomis apkrovomis, jų detalėse ir elementuose gali pasireikšti medžiagų nuovargio reiškiniai. Dėl šių reiškinų poveikio ilgainiui silpniausios stiprumo požiūriu konstrukcijų ar atskirų detalių vietos praranda vientisumą, jose atsiranda nuovarginiai plyšiai, kurie gali lemti suirimą. Taigi, nuo dinaminių apkrovų, jų dydžių, intensyvumo, poveikio trukmės ir kt. parametrų priklauso transporto priemonių stiprumas, patikimumas, saugumas ir kitos svarbios eksploatacinės savybės.

Nelygūs kelio paviršiai gali būti skirtingų profilio formų, matmenų, gali skirtis jų pasikartojimo dažnis [21]. Nelygumų forma gali būti sinusoidine, stačiakampe. Nelygumų matmenys išreiškiami jų ilgiu ir aukščiu.

Pagal pasikartojimo dažnį kelio nelygumai yra:

1. Vienetiniai nelygumai, kuriuos skiria santykinai dideli atstumai (pvz., duobės, grioveliai, specialūs inžineriniai įrenginiai – „gulintis policininkas“).
2. Periodiškai pasikartojantys vienodos formos ir matmenų nelygumai (impulsiinių virpesių žadinimo šaltiniais gali būti sudurimai tarp vienodo ilgio kelio plokščių arba banguota (sinusoidinė) kelio forma, susidaranti žvyruotuose keliuose).
3. Atsitiktinio profilio nelygumai, kurių dažnis, forma ir matmenys yra įvairūs. Tokių profilių neįmanoma išreikšti jokia tikslia vienareikšme funkcija. Jiems aprašyti dažniausiai taikomos statistinės (neatsitiktinės) funkcijos, kurių parametrai matematinė viltimis, dispersija, vidutinis kvadratinis nuokrypis, koreliacinė funkcija.

Keliu judančios transporto priemonės paprastai yra veikiamos atsitiktinių plataus dažnių spektro vibracijų. Tačiau dažniausiai išskiriamos vibracijos iki 22 Hz, kurias vadinamos virpesiais [21]. Toks skirstymas yra gana salyginis, pagrindžiamas tuo, kad virpesius žmogus jaučia kaip netolygius, atskirus žadinimo signalus, o vibracijas – kaip ištisinį poveikį (vibracijos, kurių dažnis nuo 20 - 20000 Hz, žmogui sukelia garso pojūtį). Be to, automobiliams ir kitoms ratinėms transporto priemonėms judant nelygumais, jų ratų ir korpusų vibracijos paprastai neviršija 20 Hz dažnį. Didesnių dažnių vibracijų atsiradimas daugiau susijęs ne su judėjimu, o su atskirų mechanizmų darbu.

Nelygiu keliu judančio dviračio dinamika nagrinėjama daugelio autorių darbuose. Analitiniams tyrimams gali būti naudojama ir paprasti, vieno laisvės laipsnio dinaminiai modeliai [22-23], ir sudėtingesni kelių laisvės laipsnių sistemos [24].

Masanduko darbe [25] pateikiamas per vienetinį laipto formos nelygumą judančio dviračio rato dinamikos analitinis tyrimas. Priklausomai nuo apkrovos, tokia sistema gali būti modeliuojamas priekinio arba užpakalinio dviračio rato judėjimas. Dinaminę sistemą sudarė tik tamprusis elementas (padanga) ir masė. Buvo nagrinėjami skirtingi apkrovimo būdai (svarsčiais ir pneumatiniu cilindru). Autorius nustatė sistemos žadinimo dėsnį, sistemos reakcijos dėsnį, ratą veikiančias jėgas. Sistemos slopinimas nebuvo įvertintas, nors dažnai dinaminėse sistemose padanga keičiama ir tampriu, ir slopinimo elementu.

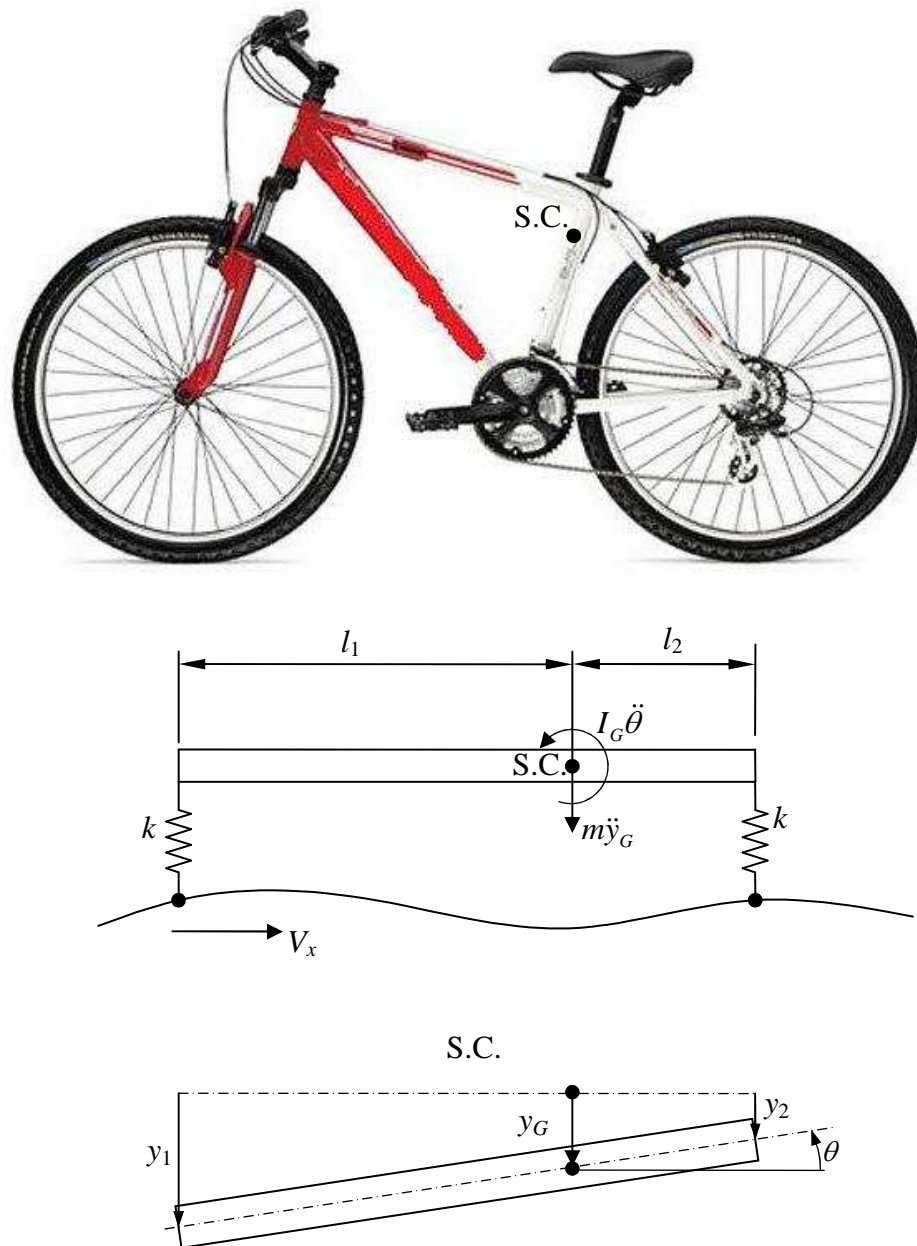
Tokia paprasta vieno laisvės laipsnio sistema negali visiškai tiksliai aprašyti kelio nelygumų poveikio visai transporto priemonei, ratai šioje sistemoje nesusieti. Žymiai tikslesniau modeliuojama, kai naudojama bent dvejų laisvės laipsnių sistema. Dviračio dinamikai tirti dvejų laisvės laipsnių sistema yra optimali, kadangi šią transporto priemonę galima laikyti „plokščia“.

2.1 Dvejų laisvės laipsnių dviračio dinaminis modelis

Dvejų laisvės laipsnių sistemos naudojamos mechaninių konstrukcijų dinaminiam tyrimams, kai jos virpesiams aprašyti pakanka dvejų nepriklausomų koordinačių. Kai sistema virpa tik vertikaloje plokštumoje, tokia sistema gali būti idealizuota kaip masės m_G ir inercijos momento I_G strypas su dviem tampriaisiais elementais, kurių standumo koeficientai k_1 ir k_2 . Masė m_G – tai bendra dviračio ir dviratininko arba dviračio ir eksperimento sąlygas atitinkančios svarsčių masė. Apskaičiuojant inercijos momentą I_G , taip pat reikia įvertinti visas apkrovas. Sistemos slopinimas neįvertinamas, kadangi pneumatines padangas galima laikyti silpnai slopinamais elementais (slopinimo laipsnis $\zeta = 0,05 \dots 0,1$). Be to, laikomasi nuostatos, kad abiejų dviračio ratų padangų slėgis vienodas, todėl jos modeliuojamos vienodų standumo koeficientų tampriųjų elementų ($k_1 = k_2 = k$).

Įvertinant visas išvardintas prielaidas, galima pasirinkti 2.1 pav. pateiktą idealizuotą dviračio su standžia pakaba modelio schemą. Visos dviračio ir jį veikiančių apkrovų svoriai sukonzentruoti konstrukcijos svorių centre (S.C.). Horizontalės kryptimi, atstumas nuo svorių centro iki priekinio rato ašies – l_1 , iki užpakalinio rato ašies – l_2 . Sistemos poslinkis bet kuriuo laiko momentu gali būti nustatomas tiesine koordinate $y_G(t)$ ir kampine koordinate

$\theta(t)$. Koordinate $y_G(t)$ žymi svorių centro poslinkį, o $\theta(t)$ – masės pasisukimą apie svorio centrą. 2.1 pav. parodytos teigiamos y_G ir θ kryptys.



2.1 pav. Dviejų laisvės laipsnių dviračio modelio schema

Vietoj koordinačių $y_G(t)$ ir $\theta(t)$ galima naudoti ir ratų ašių centrų poslinkius vertikalia kryptimi žyminčias koordinates $y_1(t)$ ir $y_2(t)$. Ir šiuo atveju gaunama dviejų laisvės laipsnių sistema. Pateiktas koordinates sieja toks ryšys:

$$y_1(t) = y_G(t) + l_1 \sin \theta(t) \quad (2.1.1)$$

ir

$$y_2(t) = y_G(t) - l_2 \sin \theta(t). \quad (2.1.2)$$

2.2 Dviejų laisvės laipsnių dviračio idealizuoto modelio priverstinių virpesių lygčių sudarymas

Priverstiniam neslopinamos sistemos viresiam aprašyti taikant antrąjį Niutono dėsnį gaunamos pusiausvyros lygtys:

$$M\ddot{u}(t) + Ku(t) = F(t), \quad (2.2)$$

čia M ir K yra atitinkamai masių ir standumų matricos:

$$M = \begin{bmatrix} m_G & 0 \\ 0 & I_G \end{bmatrix},$$

$$K = k \begin{bmatrix} 2 & (l_2 - l_1) \\ (l_2 - l_1) & (l_1^2 - l_2^2) \end{bmatrix},$$

o $u(t)$ ir $F(t)$ yra atitinkamai poslinkio ir jėgos vektoriai:

$$u(t) = \begin{Bmatrix} y_G(t) \\ \theta(t) \end{Bmatrix},$$

$$F(t) = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix}.$$

Kadangi nagrinėjamas dviračio judėjimas nelygiu atraminiu paviršiumi, jėgos poveikis sistemai suteikiamas per ratų ašis, todėl jėgos vektorių galima užrašyti taip:

$$F(t) = k \begin{Bmatrix} (y_1(t) + y_2(t)) \\ (l_1 y_1(t) - l_2 y_2(t)) \end{Bmatrix}, \quad (2.3)$$

Išsprendus (2.2) lygčių sistemą, galima apskaičiuoti konstrukcijos poslinkius $y_G(t)$ ir $\theta(t)$ bet kuriuo laiko momentu t atitinkamų pusiausvyros padėčių atžvilgiu.

2.3 Sistemos savųjų dažnių ir savųjų virpesių formų nustatymas

Prieš nustatant nagrinėjamos sistemos priverstinius svyravimus, būtina rasti jos savuosius dažnius ir savasias virpesių formas, todėl judėjimo lygtims suteikiama homogeninė forma:

$$M\ddot{u}(t) + Ku(t) = 0, \quad (2.4)$$

Tokios lygčių sistemos sprendinys pateikiamas tokia forma:

$$u(t) = Ue^{i\omega t}, \quad (2.5)$$

čia U – virpesių formų matrica, kuri bus nustatyta vėliau.

(2.5) išraišką įstačius į (2.4), gaunama lygčių sistema

$$[K - \omega^2 M]U = 0. \quad (2.6)$$

Šios algebrinės lygties sprendinys – du skaliariniai dydžiai ω^2 , kurie turi tenkinti lygybę:

$$\det[K - \omega^2 M] = 0. \quad (2.7)$$

Nagrinėjamoju atveju, (2.7) galima išskleisti į tokią bikvadratinę lygtį:

$$m_G I_G \omega^4 - (2kI_G + m_G k l_1 + m_G k l_2) \omega^2 + k^2 l_1^2 + k^2 l_2^2 + 2k^2 l_1 l_2 = 0, \quad (2.8)$$

Šios lygties sprendiniai – du savieji sistemos dažniai ω_1 ir ω_2 .

Savieji dažniai – tai dažniai, kuriais mechaninė sistema pati virpa. Dviejų masių virpesių savaisiais dažniais amplitudžių santykį apibudina virpesių formos. Taigi, virpesių formų taip pat yra dvi, jos žymimos $U^{(1)}$ ir $U^{(2)}$:

$$U^{(1)} = \begin{Bmatrix} u_{11} \\ u_{12} \end{Bmatrix}, \quad (2.9-1)$$

$$U^{(2)} = \begin{Bmatrix} u_{21} \\ u_{22} \end{Bmatrix} \quad (2.9-2)$$

Nustatyti dažniai ω_1^2 ir ω_2^2 leidžia iš (2.6) nustatyti tokias virpesių formas:

$$U^{(1,2)} = \begin{Bmatrix} \frac{k(l_2 - l_1)}{2k - m_G \omega_{1,2}^2} \\ 1 \end{Bmatrix}. \quad (2.10)$$

Bendru atveju, išorinių jėgų nežadinamos dviejų laisvės laipsnių sistemos virpesiai gali būti aprašyti dviem elementariais sprendimais [24]:

$$u(t) = \sum_{j=1}^2 U^{(j)} A^{(j)} \cos(\omega_j t - \phi_j). \quad (2.11)$$

čia $j = 1, 2$;

$A^{(j)}$ ir ϕ_j – konstantos (amplitudė ir fazinis poslinkis), nustatomos iš pradinių sąlygų.

2.4 Sistemos priverstinių virpesių lygčių sprendimas

N laisvės laipsnių neslopinama sistemos reakcijos į harmoninį žadinimą nustatomos nesudėtingai [22-24]. Bendru atveju, tokių sistemų reakcijos nustatomos (2.2) lygčių sistemą padauginus iš atvirkštinės virpesių formos matricos ir, pritaikius virpesių formų ortogonalumo savybę, sudarius tarpusavyje N nepriklausomų vieno laisvės laipsnio lygčių sistemą. Jos vadinamos normalinės sistemos lygtimis ir užrašomos taip:

$$B^T M B \ddot{\eta} + B^T K B \eta = B^T F, \quad (2.12)$$

čia B – virpesių formų matrica ($B = [U^{(1)} \quad U^{(2)}]$).

Paprastesnė (2.12) išraiška:

$$\tilde{m}\ddot{\eta} + \tilde{k}\eta = \tilde{F}, \quad (2.13)$$

čia: $\tilde{m}, \tilde{k}, \tilde{F}$ – atitinkamai transformuotos masių, standumų ir jėgų matricos.

Kadangi (2.13) yra tarpusavyje nepriklausomų lygčių sistema, šios lygtys nesudėtingai išsprendžiamos taikant žinomus metodus [22-24]. Toliau, taikant reakcijų superpozicijos principą, grįžtama prie įprastų koordinačių ir gaunamas visa sistemos reakcija:

$$u(t) = B\eta(t). \quad (2.14)$$

Sprendimas susideda iš tokių etapų [24]:

- nustatomi savieji virpesiai ir sąvosios formos;
- nustatoma formų matrica B ir atvirkštinė B^T ;
- nustatomos transformuotos masių, standumų ir jėgų matricos ($\tilde{m}, \tilde{k}, \tilde{F}$ ir \tilde{f});
- nustatomi (2.14) lygčių sistemos sprendiniai;
- nustatomas visos sistemos reakcijos.

Dviejų laisvės laipsnių dinamine sistema idalizuoto dviračio modelio masių matrica \tilde{m} yra tokia:

$$\tilde{m} = \begin{bmatrix} u_{11}^2 m_G + I_G & 0 \\ 0 & u_{21}^2 m_G + I_G \end{bmatrix}. \quad (2.15)$$

Standumų matrica \tilde{k} gali būti išreikšta taip:

$$\tilde{k} = \Lambda \tilde{m}, \quad (2.16)$$

čia: $\Lambda = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 \\ 0 & \omega_2^2 \end{bmatrix}.$

Toliau nustatoma transformuota jėgų matrica ($\tilde{F} = B^T F$). Įvertinus tai, kad jėgų matricos stulpelio F išraiška apibrėžiama (2.3) sistema, galima užrašyti:

$$\tilde{F} = k \left\{ \begin{array}{l} u_{11}(y_1(t) + y_2(t)) + u_{12}(l_1 y_1(t) - l_2 y_2(t)) \\ u_{21}(y_1(t) + y_2(t)) + u_{22}(l_1 y_1(t) - l_2 y_2(t)) \end{array} \right\}, \quad (2.17)$$

Įrašius gautas išraiškas į (2.15) ir atlikus pakeitimus, gaunama tokia nepriklausomų lygčių sistema:

$$\ddot{\eta}_j + \Lambda \eta_j = \Lambda \tilde{f}_j, \quad (2.18)$$

čia: $j = 1, 2$;

Žadinimo jėgų normaliosiose koordinatėse matrica \tilde{f}_j sudaroma taip:

$$\tilde{f}_j = \frac{\tilde{F}_j(t)}{\tilde{k}_j}, \quad (2.19)$$

$$\tilde{f}(t) = k \left\{ \begin{array}{l} \frac{u_{11}(y_1(t) + y_2(t)) + u_{12}(l_1 y_1(t) - l_2 y_2(t))}{\tilde{k}_{11}} \\ \frac{u_{21}(y_1(t) + y_2(t)) + u_{22}(l_1 y_1(t) - l_2 y_2(t))}{\tilde{k}_{22}} \end{array} \right\}. \quad (2.20)$$

Matrica \tilde{f}_j apibūdina atskirai kiekvieno sistemos elemento žadinimo funkcijas.

Dabar (2.18) sistemos lygtis galima užrašyti kiekvienai savųjų virpesių formai atskirai:

$$\ddot{\eta}_1(t) + \omega_1^2 \eta_1 = \omega_1^2 \frac{k}{\tilde{k}_{11}} [u_{11}(y_1(t) + y_2(t)) + u_{12}(l_1 y_1(t) - l_2 y_2(t))], \quad (2.21-1)$$

$$\ddot{\eta}_2(t) + \omega_2^2 \eta_2 = \omega_2^2 \frac{k}{\tilde{k}_{22}} [u_{21}(y_1(t) + y_2(t)) + u_{22}(l_1 y_1(t) - l_2 y_2(t))]. \quad (2.21-2)$$

Kadangi per staigius nelygumus judančiam dviračiui suteikiamas sudėtingas (neharmoninis) jėgos poveikis, (2.21) lygtis galima išspręsti, taikant impulsinių reakcijų superpozicijos principą. Šis principas taikomas, nustatant vieno laisvės laipsnio dinaminių sistemų virpesius [22-25], pagal kurią jėgos arba poslinkio žadinimas išskaidomas į $f(\tau)d\tau$

intensyvumo elementarių impulsų sumą, o reakcija laiko momentu t , kai $t > \tau$, aprašoma lygybe:

$$\eta(t) = \int_0^t \tilde{f}(\tau) G(t - \tau) d\tau, \quad (2.22)$$

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

$$G(t - \tau) = \frac{1}{m\omega} \sin(\omega(t - \tau)) H(t - \tau). \quad (2.23)$$

čia $H(t)$ – vienetinė funkcija [22].

Taigi, normaliosiose koordinatėse užrašytų (2.21) lygčių sprendinių išraiškos integralo pavidalu gali būti tokios:

$$\eta_1(t) = \omega_1^2 \int_0^t \tilde{f}_1(\tau) \sin(\omega_1(t - \tau)) H(t - \tau) d\tau, \quad (2.24-1)$$

$$\eta_2(t) = \omega_2^2 \int_0^t \tilde{f}_2(\tau) \sin(\omega_2(t - \tau)) H(t - \tau) d\tau. \quad (2.24-2)$$

Grįžtant prie įprastų fizikine prasme u koordinačių, nustatomi sistemos poslinkiai $y_G(t)$ ir $\theta(t)$. Naudojant (2.15), gaunama lygčių sistema:

$$\begin{cases} y_G(t) \\ \theta(t) \end{cases} = B \begin{cases} \eta_1(t) \\ \eta_2(t) \end{cases}. \quad (2.25)$$

Taigi, dviračių svorio centro poslinkis ir jo pokrypis laiko momentu t

$$y_G(t) = u_{11}\eta_1(t) + u_{21}\eta_2(t), \quad (2.26-1)$$

$$\theta(t) = u_{12}\eta_1(t) + u_{22}\eta_2(t). \quad (2.26-2)$$

(2.26) sprendinius įstačius į (2.1) ir (2.2) lygybes, gaunami ratų ašių vertikalieji poslinkiai $y_1(t)$ ir $y_2(t)$.

2.5 Sistemos žadinimo dėsnio pasirinkimas

Dviračiu važiuojant kelio staigiais nelygumais, per ratų ašis gaminiui ir dviratininkui perduodamas jėgos poveikis, labiausiai priklausantis nuo nelygumų geometrijos ir judėjimo linijinio greičio. Atliekant dviračio struktūrinio vientisumo bandimą, dviratis taip pat veikiamas vienetinių nelygumų, kurie sumontuoti ant bandymų stendo būgnų. Pirmu atveju nelygumų geometrijos parametrai nėra tiksliai apibrėžti (dažniausiai jie yra atsitiktiniai), o antru atveju ir nelygumo forma ir matmenys yra žinomi, kadangi juos reglamentuoja standartas. Toliau nagrinėjamas atvejas, kai dviratis rieda per 1.2 pav. pavaizduotas trapecijos skerspjūvio formos nelygumus.

Efektinio kelio profilio pasirinkimas

Tuo atveju, kai pneumatine padanga rieda per trumpą, staigų nelygumą, vyksta tokie reiškiniai [26, 27]:

- padangos pradinio kontakto su nelygumu metu tarp rato ašies ir nelygumo centro yra tam tikras atstumas (tai vadinama atstumo efektu);
- į trumpą nelygumą padanga įsispaudžia, jį apgaubia.

Šiuos reiškinius lemia nevienodas padangos radialis standumas. Tai reiškia, kad tik santykinai ilgų bangos ilgių nelygumų profilio kitimą laiko atžvilgiu galima tapatinti su dviračio ratų ašis veikiančiu žadinimo dėsniu. Akivaizdu, kad nagrinėjamų nelygumo poveikiui įvertinti toks supaprastinimas netinka, todėl tenka naudoti efektiniu kelio profilio aukščio sąvoką ($y_{ef}(t)$).

Dažniausiai efektiniu kelio profilio aukščio dėsnis nustatomas eksperimentiškai ir aprašomas įvairiomis analitinėmis priklausomybėmis, kurios po to naudojamos taip žadinamos sistemos dinaminiam skaičiavimams atlikti. Defektinis kelio profilio aukštis priklauso nuo padangos tipo, slėgio joje, apkrovos ir kitų parametru. Laiptelio tipo nelygumo $y_{ef}(t)$ gali būti įvertinamas standaus rato modeliu, kuris pakankamai detalai aprašytas [25]:

$$y_{ef}(t) = \left(\sqrt{r^2 - \left(\sqrt{2rh_0 - h_0^2} - V_x t \right)^2} + h_0 - r \right) H(t) +$$

$$+ \left(h_0 - \left(\sqrt{r^2 - \left(\sqrt{2rh_0 - h_0^2} - V_x t \right)^2} + h_0 - r \right) \right) H(t - T_1). \quad (2.27)$$

čia: T_1 – laiko momentas, apskaičiuojamas lygybe:

$$T_1 = \frac{\sqrt{2rh_0 - h_0^2}}{V_x}, \quad (2.28)$$

čia r – rato spindulys;

h_0 – laiptelio aukštis;

V_x – linijinis greitis x ašies kryptimi.

Paprastesnė $y_{ef}(t)$ funkcija gaunama, naudojant ketvirčio periodo sinuso funkciją [25]:

$$y_1(t) = h_0 \sin(\Omega t) H(t) + h_0 (1 - \sin(\Omega t)) H(t - T_1), \quad (2.29)$$

čia Ω – žadinimo funkcijos dažnis ($\Omega = \frac{\pi}{2T_1}$).

Ši funkcija pakankamai tiksliai aprašo standaus rato judėjimo trajektoriją, kai $h_0 \ll r$.

Tuo atveju, kai nelygumas – trumpa juostelė, kurios aukštis h_0 ir ilgis l , efektinio kelio profilis taikant standaus rato modelį:

$$y_{ef}(t) = h_0 [\sin(\Omega t) H(t) + (1 - \sin(\Omega t)) H(t - T_1) - (1 - \cos(\Omega(t - T_2))) H(t - T_2) - \cos(\Omega(t - T_2)) H(t - T_3)]. \quad (2.30)$$

čia: T_2 ir T_3 – laiko momentai, apskaičiuojamas lygybėmis:

$$T_2 = T_1 + \frac{l}{V_x}, \quad (2.31)$$

$$T_3 = 2T_1 + T_2. \quad (2.32)$$

Kai juostelės ilgis yra nedidelis, $y_{ef}(t)$ galima pakankamu tikslumu modeliuoti, naudojant dar paprastesnę pusės periodo sinuso funkciją:

$$y_{ef}(t) = h_0 [\sin(\Omega_3 t)H(t) + \sin(\Omega_3(t - T_3))H(t - T_3)]. \quad (2.33)$$

$$\text{Šiuo atveju žadinimo funkcijos dažnis } \Omega_3 = \frac{\pi}{T_3}.$$

Efektinio kelio profilio aukščiui apibudinti gali būti naudojamos ir kiti metodai [26, 27] (bazinių funkcijų modelis, dviejų taškų sekimo modelis), kuriais tiksliau įvertinami atstumo ir išspaudimo reiškiniai, tačiau gaunamos sudėtingesnės funkcijų analitinės išraiškos ir šiame darbe jos nenagrinėjamos.

Abiejų dviračio ratų žadinimo funkcijų nustatymas

Kai dviratis rieda per nelygumą, pirmiausia jo poveikį patiria priekinis ratas, po to – užpakalinis. Abiejų ratų žadinimą skiria laiko intervalas, priklausantis nuo tarpašinio atstumo ir dviračio linijinio judėjimo greičio:

$$T = \frac{L}{V_x}. \quad (2.34)$$

Beje, atstumas L turi būti lygus:

$$L = l_1 + l_2. \quad (2.35)$$

Šiame darbe sistemos žadinimo dėsnio pasirenkamos pusės periodo sinuso funkcijos, todėl priekinio rato ašiai tenkantis žadinimas vyksta pagal (2.33):

$$y_{1ef}(t) = y_{ef}(t), \quad (2.36)$$

o užpakalinio rato ašies žadinimas atsilika T dydžiu:

$$y_{2ef}(t) = h_0 [\sin(\Omega_3(t - T))H(t - T) + \sin(\Omega_3(t - T - T_3))H(t - T - T_3)]. \quad (2.37)$$

Abi funkcijos grafiškai pavaizduotos 2.2 pav.



2.2 pav. Dviračio ratus veikiančių žadinimo funkcijų grafikas, kai efektinio kelio profilio aukštis parašomas pusės periodo sinuso funkcija

Būtina paminėti, kad ratui riedant per staigų nelygumą (pvz., juostelę), maksimalus efektinio kelio profilio aukštis yra mažesnis, nei nelygumo aukštis h_0 . Atsižvelgus į tai, (2.33) ir (2.37) formulėse vietoj šio parametro būtina naudoti efektinį aukštį h_0' :

$$h_0' = bh_0, \quad (2.38)$$

čia b – konstanta ($b \approx 0,5$)

Tuo atveju, kai per nelygumą riedančio dviračio rato apkrova yra didesnė nei vidutinė (didesnė nei 40 kg), $b = 0,5$, mažesniais apkrovomis veikiamo rato y_{ef} funkcija yra sudėtingesnė, o $b > 0,5$.

Kai tiriamas struktūrinio vientisumo stende bandomas dviratis, laiko intervalas T gali būti mažesnis nei santykis $\frac{L}{V_x}$. Kadangi standarte nenumatyta stendo būgnų nelygumų tarpusavio padėčių suderinamumas, galima situacija, kai abiejų būgnų nelygumai veikia dviračio ratus tuo pat metu, taip pat gali susidaryti situacija, kai užpakalinio rato žadinimas atsiliks laiko intervalu $t < T$. Laiko intervalas T gali nuolat kisti bandymo metu. Technologiniame bandymų centre naudojamo stendo būgnų skersmuo lygus 0,624 m. Ant vieno būgno sumontuoti 5 vienodais atstumais išdėstyti nelygumai. Taigi, linijinis atstumas tarp gretimų nelygumų lygus 0,403 m. (pagal standartą turi būti ne daugiau kaip 0,4 m). Tokiu atveju, laikas $T = 0 \dots \frac{0,353}{V_x}$.

Tuo atveju, kai dviračiu važiuojama keliu, ant kurio išdėstyti keli nelygumai, kuriuos skiria mažesnis nei dviračio tarpašinis atstumas, taip pat laiko intervalas tarp nelygumų smūgių į ratus gali būti $T < \frac{L}{V_x}$. Atliekant kelio bandymą [3], nelygumai turi būti sumontuoti

2 m atstumu vienas nuo kito, taigi laikui T apskaičiuoti reikia taikyti (2.34) lygybę.

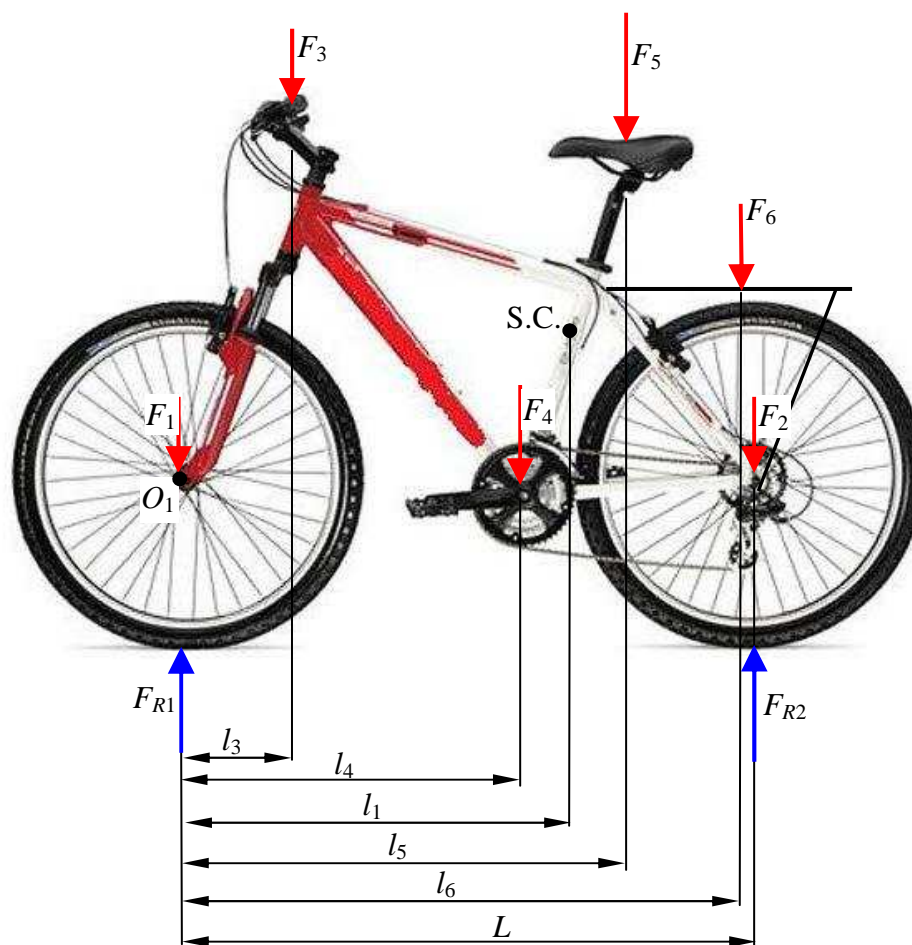
Vadovaujantis tokiais pat principais, sistemos žadinimo dėsnius galima sudaryti ir naudojant kitas efektinio kelio profilio aukščio funkcijas.

3. TEORINIŲ SKAIČIAVIMŲ REZULTATAI

3.1 Sistemos pagrindinių parametru ir duomenų nustatymas

Svorio centro ir inercijos momento nustatymas.

Analitiniams dviejų laisvės laipsnių sistema idealizuoto dviračio tyrimams atlikti būtina žinoti pilnai apkrautos konstrukcijos svorio centro padėtį horizontalia kryptimi ir inercijos momentą apie jį. Skaičiavimo schema pateikta 3.1 pav. Svorio centras schemoje žymimas tašku S.C., jo padėtis horizontalia kryptimi apibūdinama atstumu l_1 nuo priekinio rato ašies, arba atstumu l_2 nuo užpakalinio rato ašies. Atstumų l_1 ir l_2 suma lygi dviračio tarpašiniam atstumui L . Schemoje pavaizduotos visos mechaninės sistemos ir jos apkrovų svorių jėgos ($F_1 - F_6$), taip pat reakcijos jėgos (F_{R1} ir F_{R2}).



3.1 pav. Dviračio svorio centro ir inercijos momento nustatymo schema

Svorio centro padėties atstumas l_1 gali būti apskaičiuojamas lygybe:

$$l_1 = \frac{\sum F_n l_n}{G}. \quad (3.1)$$

čia $F_n l_n$ – n -tosios svorio jėgos momentas priekinio rato ašies (taško O_1) atžvilgiu, kai $n = 6$;
 G – visas dviračio svoris ($G = m_G g$).

Skaičiuojant svorio centrą, daroma prielaida, kad neapkrauto svarsčiais dviračio svoris tarp ašių pasiskirsto vienodai, t.y.,

$$F_1 = F_2 = \frac{m_1 g}{2}. \quad (3.2)$$

čia m_1 – dviračio be apkrovos masė, kg;
 g – laisvo kritimo pagreitis.

Tolimesniuose skaičiavimuose bus naudojama vidutinė miesto dviračių $m_1 = 15$ kg reikšmė. Dviračio apkrovos svorių jėgos, nustatytos pagal 1.1 lentelės duomenis, ir jas atitinkantys atstumai pateikti 3.1 lentelėje. Analitiniam tyrimui pasirinktas miesto dviratis Roskver ECO-5.

3.1 lentelė. Mechaninę sistemą sudarančių elementų parametrai, naudojami svorio centrui ir inercijos momentui apskaičiuoti

Pavadinimas	Masė, kg	Svorio jėga, N	Atstumas nuo taško O_1 , m
Dviratis	$m_1 = m_2 = 7,5$	$F_1 = 73,6$	0
		$F_2 = 73,6$	$L = 1,005$
Vairo apkrova	$m_3 = 13,5$	$F_3 = 132,4$	$l_3 = 0,18$
Pedalų apkrova	$m_4 = 36$	$F_4 = 353,2$	$l_4 = 0,6$
Sėdynės apkrova	$m_5 = 36$	$F_5 = 353,2$	$l_5 = 0,765$
Bagažo laikiklio apkrova (maksimali)	$m_6 = 25$	$F_6 = 245,3$	$l_6 = 0,97$

Inercijos momentas apie svorio centrą I_G lygus

$$I_G = \int_m r^2 dm. \quad (3.3)$$

čia r – atstumas nuo apkrovos fiksacijos taško iki svorio centro;

Paprasciau I_G priklausomybė gali būti išreikšta taip:

$$I_G = I_{O_1} - ml_1^2. \quad (3.4)$$

čia I_{O_1} – inercijos momentas apie tašką O_1 .

Taigi, pilna (3.4) priklausomybės išraiška tokia:

$$I_G = m_2 L^2 + m_3 l_3^2 + m_4 l_4^2 + m_5 l_5^2 + m_6 l_6^2 - ml_1^2. \quad (3.5)$$

Naudojant (3.1) ir (3.5) lygybes, gaunamos tokios dviračio Roskver ECO-5 svorio centro ir inercijos momento reikšmės:

- $l_1 = 0,665$ m;
- $I_G = 10,2$ kg·m².

Pagrindiniai sistemos parametrai.

Tolimesniame teoriniame dviračio dinamikos tyrime apkrova parenkama taip, kad atitiktų standarto [3] reikalavimus struktūrinio vientisumo bandymui, todėl svorio centro koordinatė (l_1) ir inercijos momentas (I_G) tokie kaip nustatyti 3.1 poskyriuje. Kiti tyrime naudojami duomenys pateikti 3.2 lentelėje.

Sistemos žadinimo funkcijos – rato su pneumatine padanga efektinį kelio profilio aukščio (2.33) ir (2.37) funkcijos (pusės periodo sinuso funkcijos). Šiose funkcijoje aukštis h_0 pakeičiamas parametru $h_0' = 0,5h_0$. Taigi, įvertinant reglamentuojamą juostelės aukštį ($h_0 = 0,01$ m), gaunamas efektinis aukštis $h_0' = 0,005$ m.

Laiko momentas T_3 apskaičiuojamas naudojant (2.28), (2.31) ir (2.32) lygybes. Šis parametras yra abiejų $y_{ef}(t)$ funkcijų pusė periodo. Užpakalinio rato žadinimas atsilieka laiko

intervalu T , kuris priklauso nuo linijinio greičio V_x ir apskaičiuojamas (2.34) formule. Kiti efektinio kelio profilio funkcijų $y_{1ef}(t)$ ir $y_{2ef}(t)$ parametrai pateikti 3.3 lentelėje.

3.2 lentelė. Dviračio Roskver ECO-5 parametrai naudojami analitiniame tyrime

Parametras	Reikšmė
Dviračio masė m_G , kg	124,5
Inercijos momentas I_G , kg·m ²	10,2
Tarpašinis atstumas L , m	1,005
Atstumas l_1 , m	0,665
Rato spindulys r , m	0,38
Dviračio padangos (28"×1,75") standumo koeficientas k , kN [25]	65,25
Ddviračio judėjimo linijinis greitis V_x , m/s (atitinkantis standarto [3] reikalavimus)	2,22

3.3 lentelė. Efektinio kelio profilio funkcijų $y_{1ef}(t)$ ir $y_{2ef}(t)$ parametrai naudojami analitiniame tyrime

Parametras	Reikšmė
Juostelės aukštis h_0 , m	0,01
Juostelės efektinis aukštis h_0' , m	0,005
Juostelės ilgis l , m	0,05
Parametras $\sqrt{2rh_0 - h_0^2}$, m	0,087
Funkcijos pusė periodo T_3 , s	0,101
Žadinimo funkcijos dažnis Ω_3 , rad/s	31,25
Laiko intervalas T , s	0,453

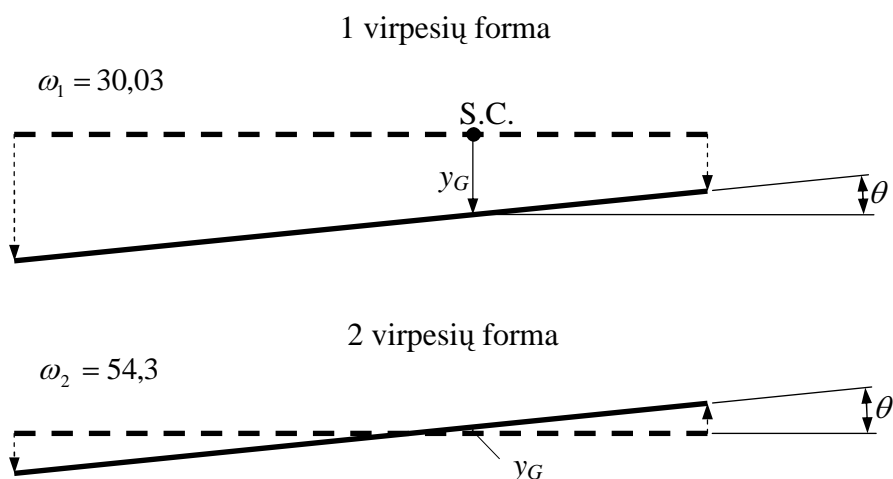
Sistemos savieji dažniai ir virpesių savosios formos.

Bet kokios mechaninės sistemos savieji virpesiai ir jų formos yra labai svarbūs tiriant reakcijas į harmoninio ar kitokiu dėsniu aprašomą žadinimą. Savieji (rezonansiniai) virpesių dažniai ir formos – tai sistamai būdingi harmoniniai svyravimai, kurie parodo sistemos virpesių struktūrą. Kai sistema yra sužadinama vieno iš savųjų dažnių, visos dalelės juda tuo pačiu dažniu. Visų dalelių fazės yra vienodos, pereina pusiausvyros padėtį ir pasiekia didžiausią amplitudę tuo pačiu metu.

Nagrinėjamuoju atveju, sistemos savieji dažniai, apskaičiuoti pagal (2.9), ir savosios virpesių formos, apskaičiuotos pagal (2.11), pateikti 3.4 lentelėje, o savųjų formų vaizdai – 3.2 pav. Skaičiavimai parodė, kad sistemai pavojingi du žadinimo dažniai, kuriuos išreiškus hercais gaunama: $f_1 = 4,8$ Hz ir $f_2 = 8,64$ Hz. Pirmoji virpesių forma (ω_1) išryškina sistemos žadinimą tiek pagal koordinatę y_G , tiek pagal θ . Esant sistemos žadinimui, kuris artimas antrajam savajam dažniui (ω_2), poslinkis y_G yra santykinai labai mažas, lyginant su θ , t. y., konstrukcijos virpesiai yra švytuojantys.

3.4 lentelė. Sistemos savieji dažniai ir savųjų virpesių formos

Parametras	Reikšmė
Dažnis ω_1 , rad/s	30,03
Dažnis ω_2 , rad/s	54,3
Dažnis f_1 , Hz	4,8
Dažnis f_2 , Hz	8,64
Periodas T_{ω_1} , s	0,208
Periodas T_{ω_2} , s	0,103
Pirmoji forma $U^{(1)}$	$\begin{Bmatrix} 1,164 \\ 1 \end{Bmatrix}$
Pirmoji forma $U^{(2)}$	$\begin{Bmatrix} -0,09 \\ 1 \end{Bmatrix}$



3.2 pav. Sistemos savųjų virpesių formos

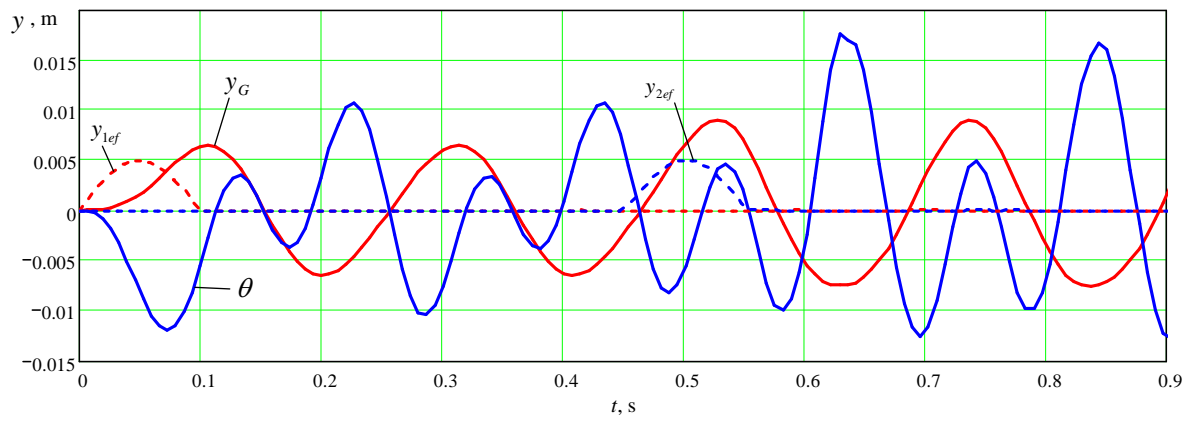
3.2 Per vienetinį nelygumą važiuojančio dviračio dinamikos tyrimas

Pirmiausiai atliekamas dviračio, važiuojančio lygiu atraminiu paviršiumi, ant kurio sumontuotas vienas juostelės tipo nelygumas, dinamikos tyrimas. Dviračio dinaminio modelio parametrai ir sistemos žadinimo funkcijų parametrai nurodyti 3.2 ir 3.3 lentelėse. Greitis $V_x = 2,22$ m/s.

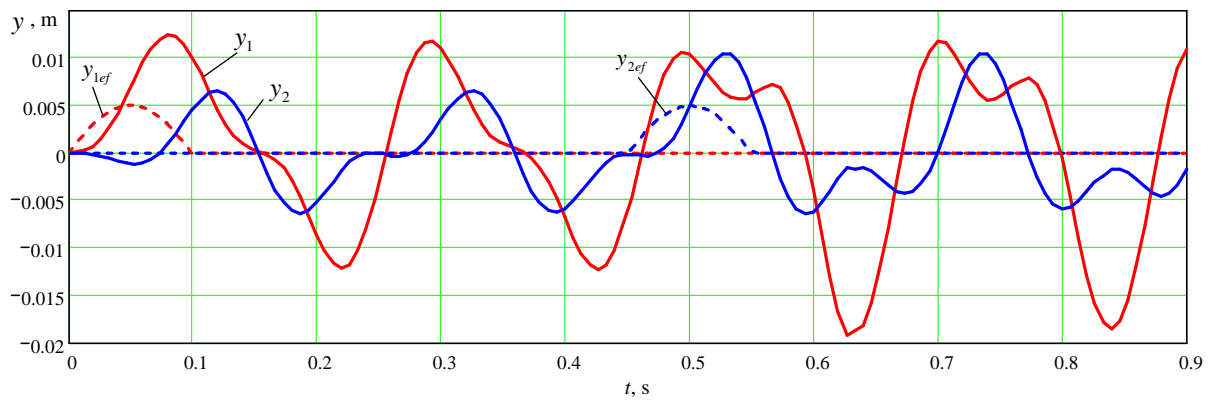
3.3 pav. grafikuose pateikti tyrimo rezultatai. Apskaičiuotos svorio centro virpesių y_G (m) kreivės ir dviračio pokrypio kampo θ (rad) virpesių kreivės, taip pat šiuos poslinkius atitinkančios priekinio ir užpakalinio dviračio ratų ašių poslinkių y_1 ir y_2 (m) kreivės. Šiame paveiksle pateikiamos ir ratų ašių pagreičių a_{y1} ir a_{y2} (m/s^2) kreivės.

Iš grafikų matyti, kad pirma stipriau sužadinas priekinis ratas, kuriam ir tenka pirminis nelygumo poveikis. Jo amplitudė maždaug 2 kartus didesnė, o užpakalinio rato ašis virpa nedaug. Po to, kai per nelygumą pervažiuoja ir užpakalinis ratas, ašių virpesių amplitudžių dydžiai tampa panašūs, o jų fazės – skirtingos. Tai reiškia, kad sistemos virpesiai švytuojantys.

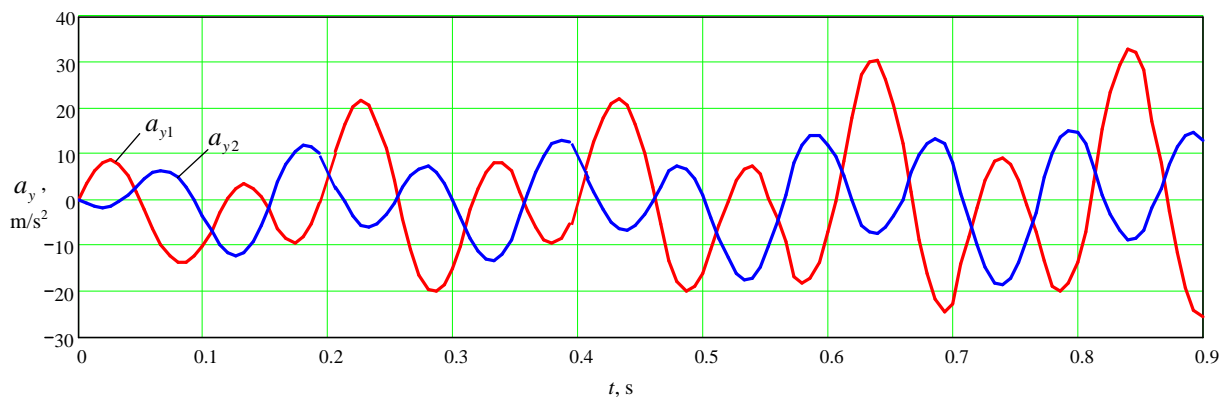
Pagreičių grafikai (žr. 3.3 pav, c) parodo, kad kai kuriose srityse dviračio ratų ašių neigiami pagrečiai didesni, nei $-g$. Taigi tikėtina, kad važiuojančio per nelygumus dviračio ratai šokinėja (atitrūksta nuo atraminio paviršiaus). Sudarytas dviejų laisvės laipsnių dinaminis modelis tokio „šokinėjimo“ neįvertina. Todėl, esant standarto reglamentuojamam linijiniam judėjimo greičiui ($V_x = 2,22$ m/s.), pasirinkta dinaminė sistema nėra visiškai tiksli. Kita vertus, „šokinėjimui“ įvertinti reikalingi papildomi sudėtingesni teoriniai tyrimai.



a)



b)

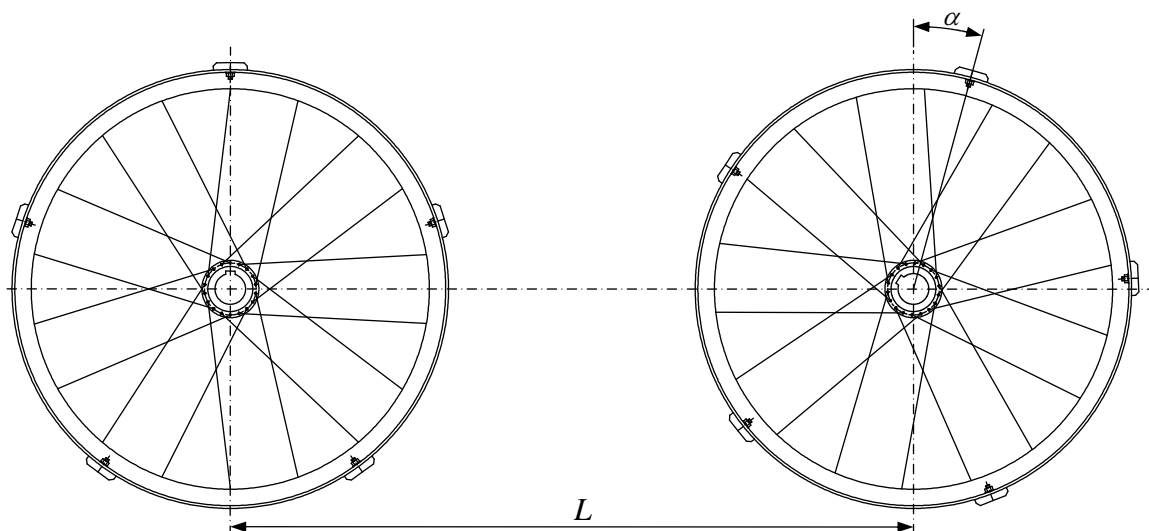


c)

3.3 pav. Sistemos žadinimo ir reakcijų grafikai: a) svorio centro ir sistemos pokrypio virpesių kreivės; b) priekinio ir užpakalinio ratų ašių virpesių kreivės; c) pagreičių kreivės

3.3 Struktūrinio vientisumo stende bandomo dviračio dinamikos tyrimas

Kaip jau buvo minėta, struktūrinio vientisumo stende nelygumų ant abiejų būgnų tarpusavio padėtys nėra reglamentuojamos. Tai reiškia, kad bandymo metu galimas toks atvejis, kai nelygumų padėtys sutampa ir su abiem nelygumais dviračio ratai susidūria vienu metu (sinchroniškai). Dažniau pasitaikantis atvejis – kai nelygumų padėtys nesutampa ir tai galima įvertinti kampu α (žr. 3.4 pav.).



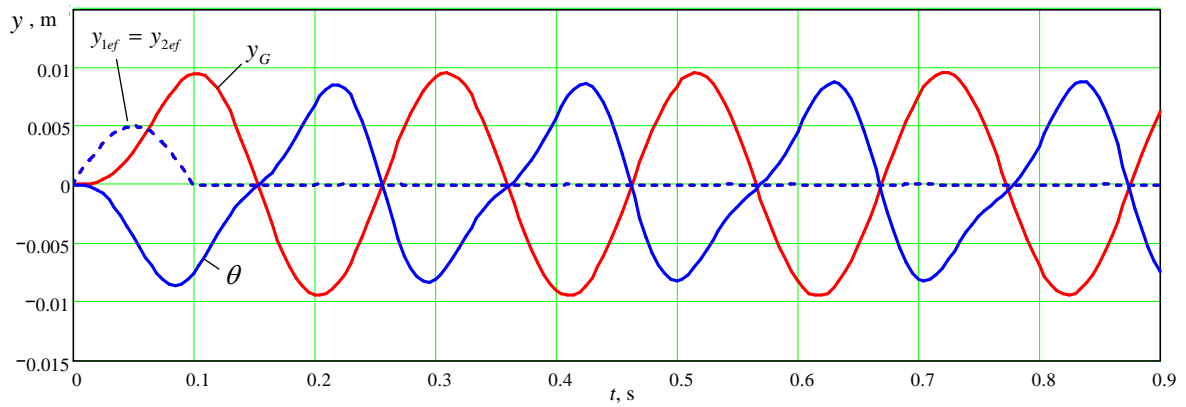
3.4 pav. Nelygumų tarpusavio padėčių nustatymo schema

Taigi, žadinimo funkcijos $y_{2ef}(t)$ perstūmimo intervalas T apskaičiuojamas taip:

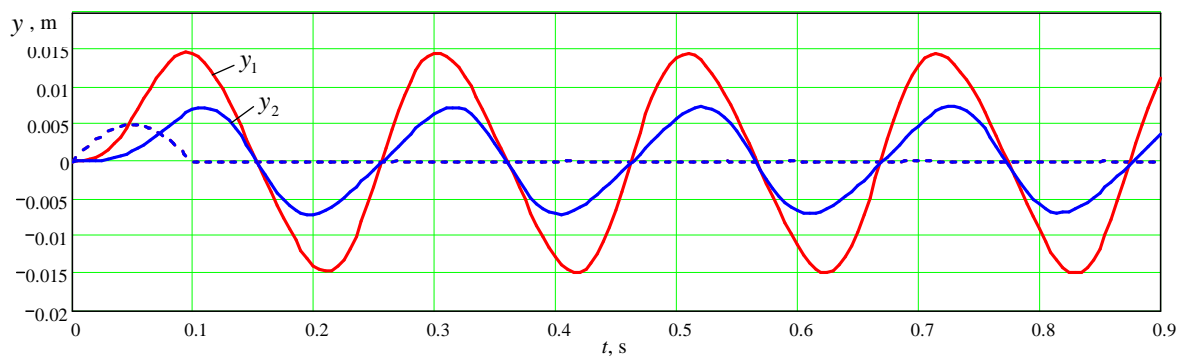
$$T = \frac{\alpha r_B}{V_x}, \quad (3.6)$$

čia r_B – būgno spindulys.

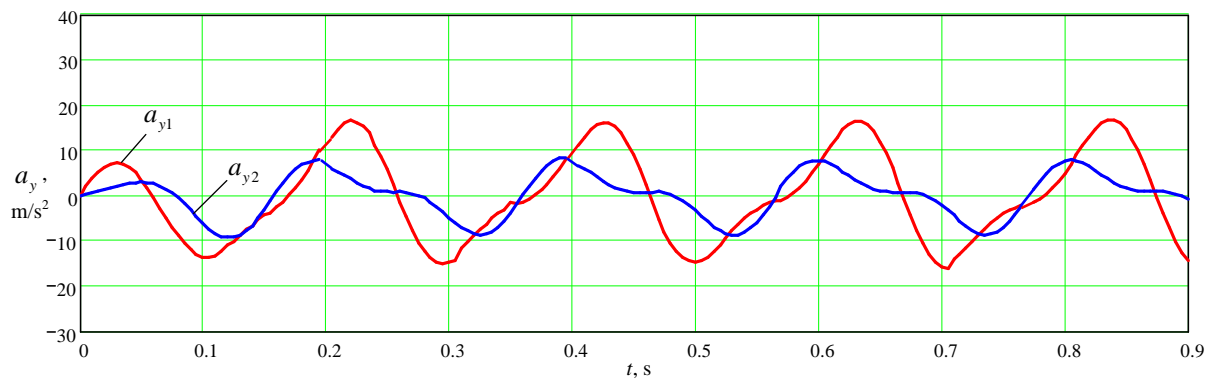
3.6 pav. patekta y_G , θ , y_1 ir y_2 virpesių kreivių grafikai, kai $\alpha = 0$, t. y., kai $T = 0$ ir $y_{1ef}(t) = y_{2ef}(t)$. Iš paveikslo matyti, kad gaunamos sistemos virpesių y_1 ir y_2 kreivės, kurių fazės sutampa, tačiau priekinio rato ašies virpesių amplitudė maždaug du kartus didesnė. Tai reiškia, kad sistemos virpesiai atitinka 1 savųjų virpesių formą.



a)



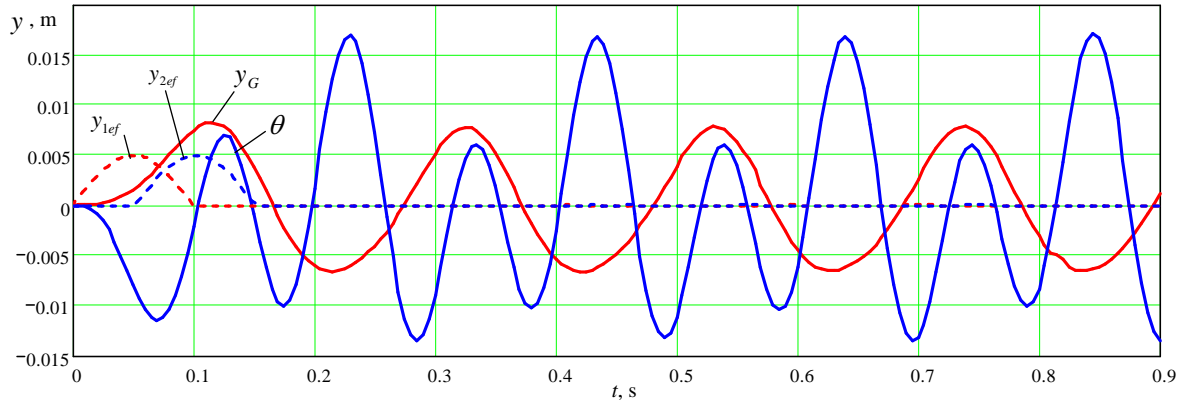
b)



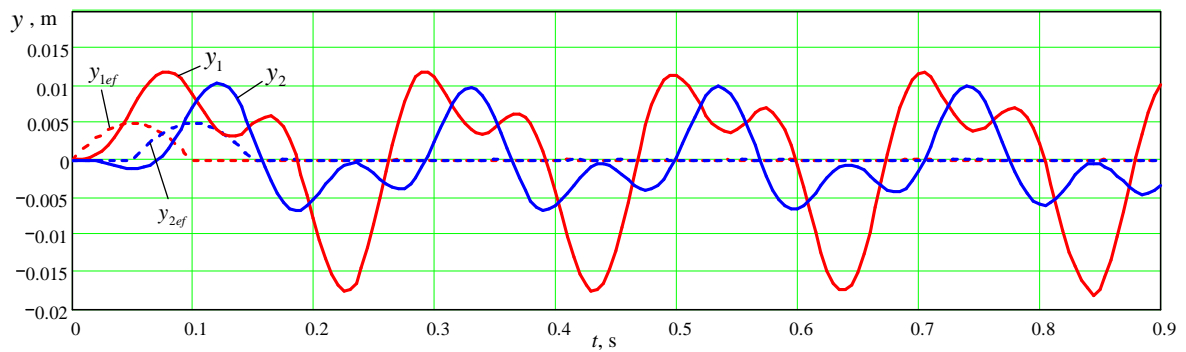
c)

3.6 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 0$ ir $T = 0$

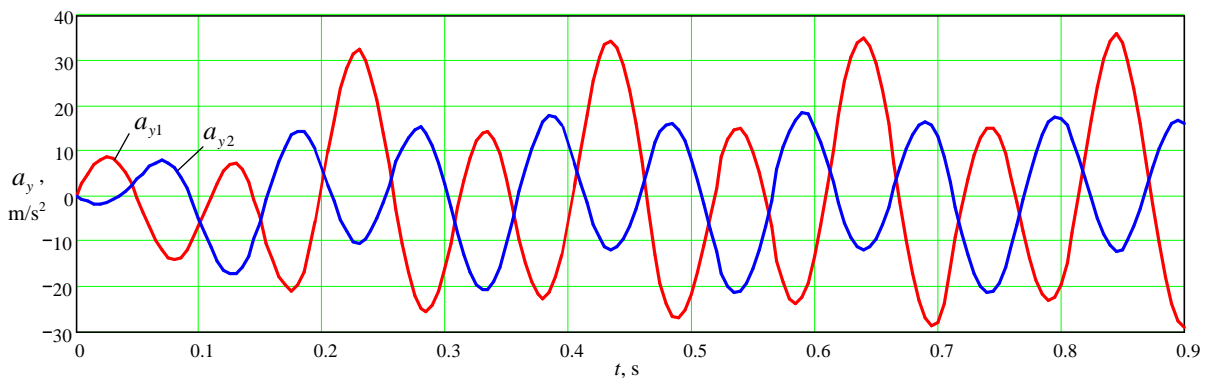
3.7 pav. pateiktos virpesių kreivės, kai T atitinka pusę ω_2 dažnio periodą, t.y., $T = 0,052$ s ($\alpha = 10,3^\circ$). Ir šiuo atveju, nelygumo poveikis į užpakalinį ratą su vėlinimu T labiau sužadina priekinio rato virpesius.



a)



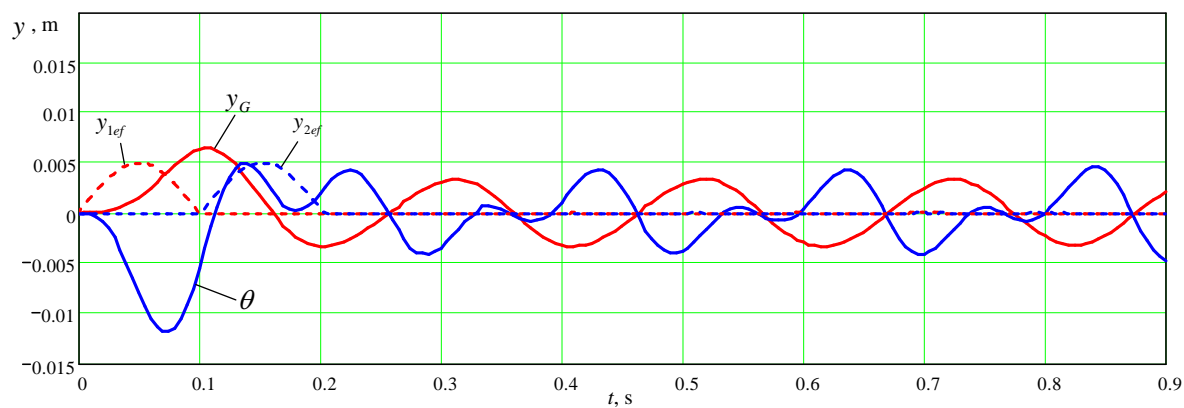
b)



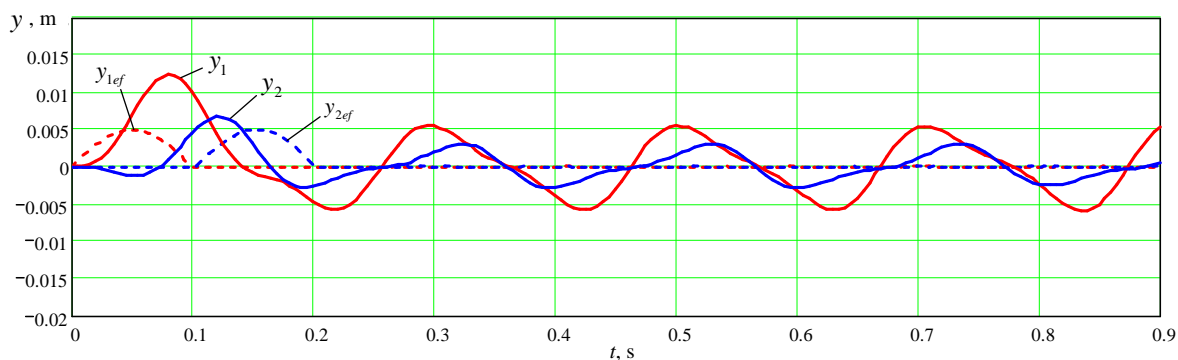
c)

3.7 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 10,3^\circ$ ir $T = 0,052$ s

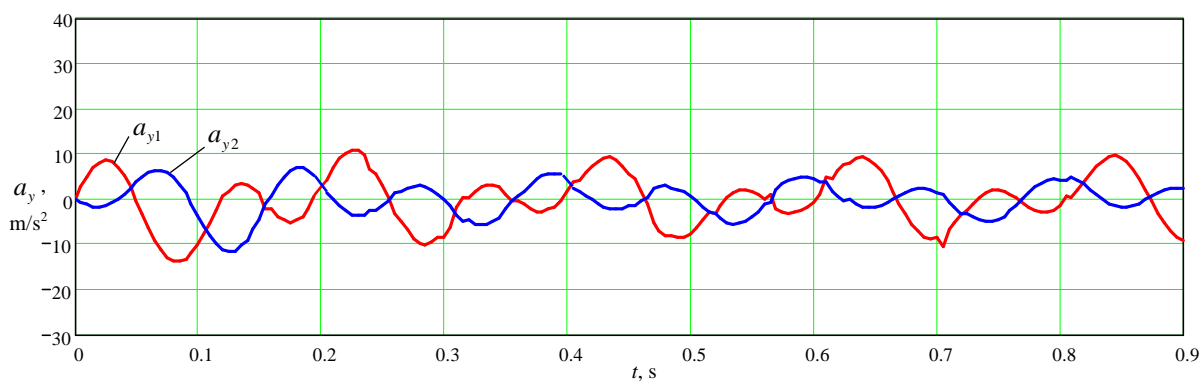
3.8 pav. pateiktos virpesių kreivės, kai T atitinka ω_2 dažnio periodą, t.y., $T = 0,103$ s ($\alpha = 20,4^\circ$). Toks nelygumo poveikis į užpakalinį ratą veikia slopinamai, kadangi sistemos ir žadinimo funkcijos $y_{2ef}(t)$ fazės skiriasi dydžiu $\approx \pi$.



a)



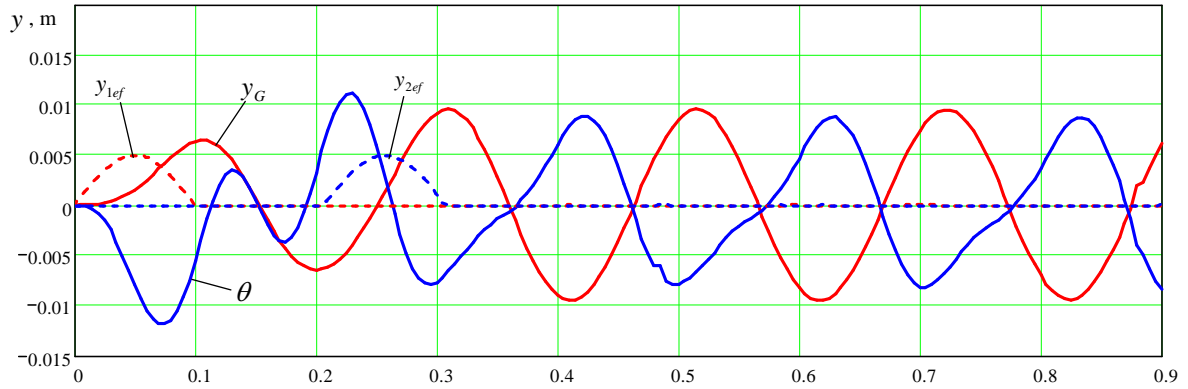
b)



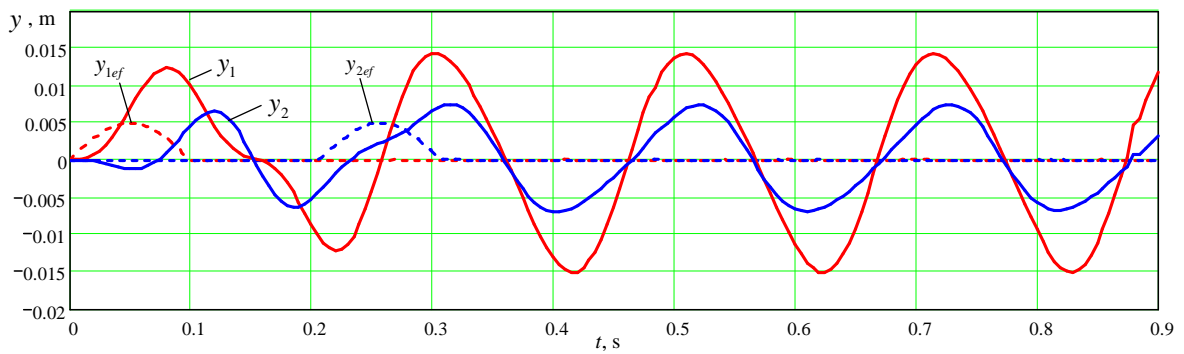
c)

3.8 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 20,4^\circ$ ir $T = 0,103$ s

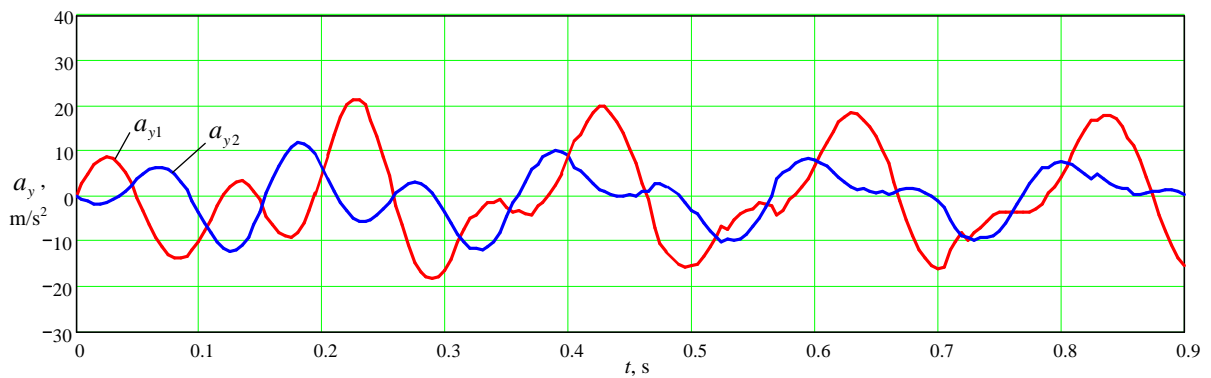
3.9 pav. pateiktos virpesių kreivės, kai T atitinka ω_1 dažnio periodą, t.y., $T = 0,208$ s ($\alpha = 41,2^\circ$). Matyti, kad po abiejų nelygumų poveikio sistemos svyravimai panašūs į 3.6 pav. pavaizduotą atvejį (kai nelygumai smūgiuoja į ratus kartu).



a)



b)



c)

3.9 pav. Sistemos reakcijų grafikai, kai $\alpha = 41,2^\circ$ ir $T = 0,208$ s

Gauti grafikai parodo, kad struktūrinio vientisumo stende bandomo dviračio dinaminės reakcijos priklauso nuo to, kokia ant abiejų būgnų esančių nelygumų tarpusavio padėtis. Tai reiškia, kad svarbus yra užpakalinio rato sužadimo funkcijos $y_{2ef}(t)$ perstūmimo intervalas T .

Didelės abiejų ratų ašių virpesių amplitudės ir jų pagreičiai gaunami tuo atveju, kai į abu dviračio ratus nelygumai veikia vienu metu. Akivaizdu, kad šiuo atveju dominuoja 1 virpesių forma.

Kitas stipresnio sistemos sužadimo T atitinka pusę ω_2 dažnio periodą ($T = \frac{4\pi}{\omega_2}$).

Šiuo atveju nelygumo poveikis užpakaliniam ratui stipriai sužadina sistemos švytuojančius virpesius (dominuoja 2 virpesių forma). Tuo tarpu vėlinimas, atitinkantis $T = \frac{2\pi}{\omega_2}$, veikia priešingai – slopina sistemos švytuojančius judesius. Dar viena stipresnio sužadimo sritis atsiranda, kai T atitinka 1 virpesių dažnio ω_1 periodą ($T = \frac{2\pi}{\omega_1}$). Visais atvejais gaunamos didesnės priekinio rato ašies virpesių amplitudės.

Naudojant kitokias parametro T reikšmes, gaunamos mažesnės virpesių amplitudės ir pagreičiai, todėl jų grafikai darbe nepateikiami.

IŠVADOS:

1. Darbe pateikta analitinio tyrimo metodika leidžia modeliuoti per vienetinį nelygumą (nelygumus) važiuojančio dviračio su standžia pakaba dinamiką (svorio centro poslinkio, konstrukcijos pasisukimo apie svorio centrą bei rato ašių poslinkių vertikalia kryptimi laiko funkcijas).
2. Sudarytos nelygumų poveikį ratams atitinkančios sistemos žadinimo funkcijos, pritaikytos kelio ir struktūrinio vientisumo bandymams modeliuoti.
3. Atliktas Roskver ECO-5 parametrus atitinkančio dviračio dinamikos tyrimas, taikant pusės periodo sinuso dėsnio kintančią kelio efektinio profilio funkciją.
4. Analitiškai nustatyta, kad atliekant dviračio struktūrinio vientisumo bandymą, didžiausias nelygumų jėgos poveikis dviračiui suteikiamas tuo atveju, kai abiejų nelygumų poveikiai sutampa ($T = 0$), taip pat, kai $T = \frac{4\pi}{\omega_2}$ ir $\frac{2\pi}{\omega_1}$.

LITERATŪRA

1. HERLIHY, David V. *Bicycle – the history*. Yale University Press. 2004, 480 p. ISBN 9780300120479
2. CHAMPOUX, Yvan; RICHARD, Simon; DROUET, Jean-Marc. *Bicycle structural dynamics*. Sound and vibration. 2007. VI. 16-22 p.
3. LST EN 14764:2006. *Miesto ir turistiniai dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai*.
4. LST EN 14765:2006+A1:2008. *Vaikiški dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai*.
5. LST EN 14766:2006. *Kalnų dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai*.
6. LST EN 14781:2006. *Lenktyniniai dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai*.
7. DIN 79100: 2000. *Dviračiai - saugumo technikos reikalavimai ir tikrinimas*.
8. ZWICK, Dirk; DOLIEBA, Marius; PARTAUKAS, Nerijus; RAZGAITIS, Irmantas. *Dviračių, tandemų, triračių ir keturračių dinaminio bandymo stendas*. Bakalauro darbas. ŠU TF Mechanikos inžinerijos katedra. 2005
9. TITLESTAD, J., FAIRLIE-CLARCE, T., DAVIE, M., WHITTAKER, A., GRANT, S. *Experimental evaluation of mountain bike suspension system*. Acta Politechnica. 2003. Vol. 5, 15-20 p. ISSN: 1210-2709
10. SEIFERT, J., LEUTKEMEIER, M., SPENCER, M., MILLER, D., BURKE, E. *The effect of mountain bike suspension system on the energy expenditure, physical exertion and time trail performance during mountain bicycling*. Int. Journal of sport medicine. 1997. Vol. 18, p 197-200.
11. ISHII, Takumi, UMEMURA, Yoshihisa, KITAGAWA, Kaoru. *Influence of mountain bike suspension system on energy supply and performance*. Japanese Journal of Biomechanics in Sports & Exercise. 2003. Vol. 7, 2-9 p. ISSN 1343-1706.
12. PETRONE, N., SUSMEL, L. *Biaxial testing and analysis of bicycle-welded components for the definition of a safety standart*. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 2003. Vol 26, 491-505 p. ISSN 1460-2695.

13. McKENNA, S. P., HILL, M. R., HULL, M. L. *A single loading direction for fatigue life prediction and testing of handlebars for off-road bicycles*. International Journal of Fatigue. 2002. Vol 24, 1149-1157 p. ISSN 0142-1123
14. LORENZO D. S., HULL M. L. *Quantification of structural loading during off-road cycling*. Journal of Biomechanical Engineering. 1999. Vol. 121 (4), 399–404 p. ISSN 0148-0731
15. LORENZO D. S., HULL M. L. *A Hub Dynamometer for Measurement of Wheel Forces in Off-Road Bicycling*. Journal of Biomechanical Engineering. 1999. Vol. 121 132-137 p. ISSN 0148-0731
16. CHAMPOUX, I., DROUET, J. M. *A novel dynamometric hubset design to measure wheel loads in road cycling*. 8th Conference of the International Sports Engineering Association. 2010. 2925-2930 p. ISSN 1877-7058
17. ROW, T., HULL, M.L., WANG, E.L. *A Pedal Dynamometer for Off-Road Bicycling*. Journal of biomechanical engineering. 1998. Vol. 120, 160-164 p. ISSN 0148-0731
18. BOLOURCHI, F., HULL, M.L. *Measurement of rider induced loads during simulated bicycling*. International journal of sports biomechanics. 1985. 1 (4):308-329
19. CHAMPOUX, Y., VITTECOQ, P., MALTAIS, P., AUGER, E., GAUTHIER, B. *Measuring the dynamic structural load of an off-road bicycle frame*. Experimental techniques. 2004. Vol. 28, 33-36 p. ISSN 0732-8818
20. Ruseckas A., Šniuolis R., Ščiukaitė J. *Dviračio rėmo stiprumo analizė*. Jaunųjų mokslininkų darbai. 2009. 3 (24). 102-106 p. ISSN 1648-8776
21. СМИРНОВ, Г. А. *Теория движения колесных машин*. 1990. 352 p. ISBN 5-217-01093-2.
22. OSTAŠEVIČIUS, Vytautas. *Mechaninių konstrukcijų dinamika ir modeliavimas*. Kaunas, 1998. 368 p. ISBN 9986-13-607-5
23. WONG, Jo, Young. *Theory of ground vehicles*. 2001. 528 p. ISBN 0-471-35461-9
24. BOTTEGA, Williams J. *Engineering vibrations*. CRC / Taylor & Francis, 2006. 726 p. ISBN 0849334209
25. MASANDUKAS, M., RIMOVSKIS, S., SABALIAUSKAS, A., PETRONIS, V. *Dviračio rato judėjimo per kliūtį dinamikos analitinis tyrimas*. Jaunųjų mokslininkų darbai. 2010. 3 (28). 65-73 p. ISSN 1648-8776

26. PACEJKA, Hans B. *Tyre and vehicles dynamics*. SAE International and Elsevier. 2005. 642 p. ISBN: 978-0-7680-1702-1
27. SCHMEITZ, A., J., C. A semi-empirical three-dimensional model of the pneumatic tyre rolling over arbitrarily uneven road surface. 2004. 294 p. ISBN: 90-9018380-9