

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Vaidas Stasiukynas

**NESKLANDŽIU KELIO NETOLYGUMU RIEDANČIO
DVIRAČIO RATO DINAMIKOS TYRIMAS**

Magistro baigiamasis darbas

Šiauliai, 2011

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

**NESKLANDŽIU KELIO NETOLYGUMU RIEDANČIO
DVIRAČIO RATO DINAMIKOS TYRIMAS**

Magistro baigiamasis darbas

Autorius – Vaidas Stasiukynas (MM-9 gr.)

Vadovas – doc. dr. S. Rimovskis

Recenzentas – doc. dr. A. Sabaliauskas

Katedros vedėjas – doc. dr. A. Sabaliauskas

Šiauliai, 2011

TURINYS

SANTRAUKA LIETUVIŲ KALBA.....	2
SANTRAUKA UŽSIENIO KALBA.....	3
LENTELIŲ SĄRAŠAS.....	4
PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS.....	5
ĮVADAS.....	7
1. STANDARTINIŲ BANDYMŲ METODIKOS.....	11
1.1 Bandymų ir sertifikavimo procedūrų apžvalga.....	11
1.2 Dinaminių bandymų metodikos.....	13
2. PNEUMATINĖS PADANGOS IR KELIO NELYGUMO SAŪVEIKA.....	17
2.1 Rato riedėjimo kvazistatiniu greičiu per staiga kintantį atraminį paviršių tyrimas.....	18
2.2 Padangos „įsispaudimo“ į nelygumą modeliavimas.....	22
3. DVIRAČIO RATO, RIEDANČIO PER JUOSTELĖS TIPO NELYGUMĄ, EFEKTINIO KELIO PROFILIO AUKŠČIO NUSTATYMAS.....	27
3.1 Padangos standumo ir slopinimo charakteristikų nustatymas.....	27
3.2 Efektinio kelio profilio nustatymas.....	32
4. PER NELYGUMĄ RIEDANČIO DVIRAČIO RATO DINAMIKOS TYRIMAS.....	36
4.1 Žadinimo dėsnio pasirinkimas.....	36
4.2 Sistemos reakcijos nustatymas.....	37
4.3 Tyrimo rezultatai.....	38
IŠVADOS.....	43
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	44
PRIEDAI.....	46

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Vaidas Stasiukynas. NESKLANDŽIU KELIO NETOLYGUMU RIEDANČIO DVIRAČIO RATO DINAMIKOS TYRIMAS / vadovas doc.dr. S. Rimovskis.

SANTRAUKA

Dviračių struktūrinio vientisumo bandymų analitinis modeliavimas susijęs su tam tikrais sunkumais, kuriuos lemia pneumatinės padangos išspaudimo į nedidelius, staigius nelygumus reiškiniai. Per tokius nelygumus riedančio dviračio rato ašį veikiančių jėgų kitimas ir kelio profilio aukščio kitimas vyksta skirtingais dėsniais. Tai reiškia, kad dviračio (kaip mechaninės sistemos) dinaminio žadinimo dėsnio nustatymas analitiniais metodais reikalauja papildomo tyrimo. Šiame darbe pateikiamas dviračio rato riedėjimo per trumpą juostelės tipo nelygumą efektinio kelio profilio analitinis tyrimas. Gautos funkcijos taikomos per nelygumą riedančio rato virpesiams modeliuoti.

Reikšminiai žodžiai: dviračio ratas, nelygumas, dinamika

ŠIAULIAI UNIVERSITY
FACULTY OF TECHNOLOGY
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

Vaidas Stasiukynas. Title. RESEARCH ON RESPONSE OF A BICYCLE WHEEL ROLLING OVER UNEVEN ROAD SURFACE / research advisor assoc. prof. dr. S. Rimovskis.

SUMMARY

Analytical modeling of the bicycle structural integrity test is quite complicated target due to enveloping behavior of pneumatic tires. It happens if the wheel of a bicycle is rolling over the road irregularity with short wavelength. The response of such a rolling (e.c. variations of forces acting the axle) is quite different in comparison with variation of road profile height. That is why the excitation of the dynamic systems (i.e. bicycle) is not equivalent to the road surface height and the effective height must be found. The work presents the theoretical research on response of a bicycle wheel rolling over short wavelength asperity by using different effective road surface height functions.

Keywords: bicycle wheel, short wavelength asperity, dynamics

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.1 lentelė. Nelygumų matmenys.....	16
3.1 lentelė. Padangos 28"×2,125" standumo koeficientų reikšmės.....	31
3.2 lentelė. Padangos 28"×2,125" parametrai.....	33
4.1 lentelė. Analitiniame tyrime naudojamų sistemos parametrų reikšmės.....	39

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Rato su pneumatine padanga judėjimas per nelygumą.....	13
1.2 pav. Struktūrinio vientisumo bandymų mašinos schema (standartas LST EN 14764).....	14
1.3 pav. Būgno fragmento vaizdas.....	15
1.4 pav. Rato-padangos nuovargio bandymų stendo schema.....	16
2.1 pav. Laiptelio ir sklاندaus pakilimo profiliai.....	18
2.2 pav. Standaus rato riedėjimas nelygiu atraminiu paviršiumi.....	19
2.3 pav. Standaus rato riedėjimas atraminiu paviršiumi su laipteliu.....	19
2.4 pav. Per trapecijos formos nelygumą riedančio rato ašį veikiančių jėgų pokyčių (ΔF_z ir ΔF_x) ir spindulio r_e kitimo dėsningumai, esant skirtingam pradiniam apkrovimui ($F'_{z0} < F''_{z0} < F'''_{z0}$).....	21
2.5 pav. Efektinio kelio profilio aukščio kreivių sudarymas.....	23
2.6 pav. Efektinio kelio profilio aukščio kreivės sudarymas dviejų taškų sekimo bazine funkcija metodu.....	25
3.1 pav. Vieno laisvės laipsnio dinaminės sistemos.....	27
3.2 pav. Statinio padangos standumo tyrimo schema.....	29
3.3 pav. Padangos (28"×1,75") standumo kreivės, nustatytos esant įvairiems slėgiams padangoje.....	30
3.4 pav. Slopinamų svyravimų grafikas.....	31
3.5 pav. Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio dviračio rato efektinio kelio profilis, kai apkrova 20 kg.....	33
3.6 pav. Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio dviračio rato efektinio kelio profilis, kai apkrova 40 kg.....	33
3.7 pav. Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio dviračio rato efektinio kelio profilis, kai apkrova 60 kg.....	34

3.9 pav. Analitiškai (linijos) ir eksperimentiškai (taškai) nustatyti efektinio kelio profiliai, kai $p = 2$ bar. Punktyrinėmis linijomis pavaizduotos bazinių funkcijų grafikai.....	35
4.1 pav. Nelygumo ir rato kontaktas laiko momentu $t = 0$	36
4.2 pav. Žadinimo funkcijų grafikai ($m = 40$ ir 60 kg; $p = 2$ bar).....	39
4.3 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 40$ kg ir $V_x = 0,5$ m/s.....	40
4.4 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 40$ kg ir $V_x = 1$ m/s...40.....	40
4.5 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 40$ kg ir $V_x = 2$ m/s..40.....	41
4.6 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 60$ kg ir $V_x = 0,5$ m/s.....	41
4.7 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 60$ kg ir $V_x = 1$ m/s.....	42
4.8 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 60$ kg ir $V_x = 2$ m/s.....	42

Įvadas

Dviratis – tai pasaulyje plačiai paplitusi transporto priemonė. Kai kuriose besivystančiose šalyse tai viena iš pagrindinių transporto priemonių dėl pigumo, ekonomiškumo, praktiškumo, tinkamumo perpildytoms miesto gatvėms. Šiuo metu vis labiau akcentuojama dar viena dviračio savybė – ekologiškumas, todėl net ir ekonominiu požiūriu išsivysčiusiose valstybėse šios transporto priemonės naudojimas yra skatinamas.

Pagrindinė dviračio sandara: du ratai, rėmas, balnelis, vairas ir pavaros mechanizmas, raumenų jėga verčianti sukty ratus. Tokia dviračio sandara mažai pakito nuo tų laikų, kai dviratis buvo išrastas, t. y., kai 1817 m. vokiečių Karlas Drezeris (*Karl Drais*) pagamino pirmąjį dviratį medinį paspirtuką, kurį pavadino „bėgimo mašina“, ir kurį 1818 m. sėkmingai užpatentavo. Šia transporto priemone buvo pasiekiamas santykinai didelis greitis (buvo netgi lenktyniaujama su arkliais kinkytomis kariatomis), bet svarbiausia – ši nauja judėjimo rūšis nereikalavo iš žmogaus daug energijos sąnaudų (bet koku atveju, jos buvo žymiai mažesnės, nei ėjimo pėsčiomis). Tolesnė dviračio vystimosi istorija aprašyta knygoje [1, 2].

Dėl nedidelių energijos sąnaudų, net ir netreniruotas žmogus šiuolaikiniu dviračiu lygiu, kietu keliu gali kelias valandas važiuoti iki 25 km/val. greičiu. Važiuojant nuokalne, įsibėgėjama dar daugiau. Važiavimą kalnuota vietove palengvina pavaros mechanizmas su keičiamu perdavimo santykiu.

Yra įvairių dviračių modifikacijų, įvairių važiavimo stilių. Pagrindinės suaugusiųjų dviračių kategorijos yra šios:

- kalnų dviračiai (mountain bikes);
- plento (racing road);
- hibridiniai (hybrid);
- turistiniai (touring);
- miesto (city);
- kiti (krovininiai, tandemai, velomobiliniai ir t. t.).

Atskirai skirstomi sportiniai dviračiai (triatlono, trialo, greitojo nusileidimo, treko, ir kt.). Šių dviračių konstrukcija pritaikyta konkrečioms rungtims, atitinka griežtus techninius reikalavimus (nustatytus UCI - tarptautinės dviračių sporto federacijos).

Kalnų dviračiais važinėjama kalnais arba bekele. Jie komplektuojami su plataus perdavimo santykio pavaros mechanizmu, o pavarų skaičius būna 21-27. Tai leidžia šiais dviračiais važiuoti pačiomis sunkiausiomis sąlygomis. Priklausomai nuo to kokia trasa

važiuojama (akmenuotu keliu, smėliu, minkštu gruntu ar purvu), parenkamas atitinkamo stiprumo rėmas ir kita įranga, taip pat padidinto stiprumo nedidelio skersmens ratai su trumpais stipiniais ir plačios padangos (iki 65 mm arba 2,5“).

Plento dviračiai skirti greitam važiavimui plentu, naudojant mažiau jėgų. Jų rėmai ypač lengvi, ratlankiai liauni, padangos siauros. Šie dviračiai skirti varžyboms, greitam važiavimui lygiu plentu. Kasdieniniam naudojimui, ar turizmui praktiškai netinka.

Turistiniai dviračiai tinka ir daugiadienėms kelionėms (pvz., aplink pasaulį), ir kasdienėmis išvykomis. Šie dviračiai pritaikyti didelių krovinių pervežimui. Lyginant su plento dviračiais, turistiniai turi didesnę pavarų diapazoną, žymiai stipresnius ratlankius, platesnes padangas.

Miesto ir kelio dviračiai skirti kasdieniam naudojimui. Jais važinėjama miestų gatvėmis, užmiesčių keliais, ant jų bagažinės galima vežti nedidelius krovinius. Pavarų skaičius – 3÷7, jie nėra skirti greitam važiavimui. Šių dviračių eksploatacija nebrangi, juos galima ilgą laiką laikyti po atviru dangumi.

Taigi, dviračių įvairovė yra labai didelė ir nei vienas dviračių tipas negali tenkinti visų vartotojo poreikių. T. y., nėra universalus dviračio, pritaikyto visoms sąlygoms. Tačiau kai kurios charakteristikos visiems dviračiams yra bendros – nedidelis svoris, pakankamas konstrukcijos tvirtumas, standumas, patikimumas. Taip pat svarbios yra tokios savybės kaip ergonomiškumas (t. y., tinkamumas, patogumas važiuoti), komfortabilumas, dizainas.

Dviratis – tai mechaninis įrenginys, kurio sudedamąsias dalis ir mazgus eksploatacijos metu veikia dinaminės apkrovos (inercinės jėgos ir jų momentai). Šių apkrovų poveikis priklauso nuo daugelio veiksnių, jas nėra lengva įvertinti. Kadangi dominuoja ciklinės apkrovos, dviračio konstrukcijos elementuose atsirandančių įtempių didumas ir kryptis yra nuolat kintančios, daugumoje elementų vyksta medžiagų nuovargio reiškiniai. Šie reiškiniai yra nepageidautini, kadangi gali lemti detalių ir junginių nuovarginį irimą. Medžiaga nėra vienalytė, todėl veikiant kartotinėms-kintamoms apkrovoms tam tikrose konstrukcijos vietose nuolat vyksta lokalsios plastinės deformacijos. Šios deformacijos gali kartotis dešimtis ar net šimtus tūkstančių kartų, kol susiformuoja mikroplyšelis – būsimo plyšio užuomazga. Plyšelių kraštuose atsiranda įtempimų koncentracija, kuri stimuliuoja plyšio plitimą. Plyšiui išplitus, susilpnėjęs elemento skerspjuvis nebepajėgia atlaikyti padidėjusių įtempių – elementas nutrūksta arba nulūžta. Nuovargio reiškiniai dažnai vystosi detalėse su įtempimų koncentracijos vietomis, taip pat pavojingos detalių sujungimo, suvirinimo vietos, kt. Šiuo požiūriu pavojingi dviračių elementai yra rėmas, paminos mechanizmo detalės, bagažinė.

Įvairių klasifikacijų dviračiams keliami saugumo ir patikimumo reikalavimai nurodyti EN 147XX serijos standartuose [3-6], kuriuos parengė Techninis komitetas ESK/TC 333

„Dviračiai“. Šiems Europos standartams Lietuvoje suteiktas nacionalinių standartų statusas, jie taikomi visiems Lietuvoje gaminamiems arba į jos rinką tiekiamiems dviračiams. Šių standartų pagrindinis tikslas – dviračių saugumo reglamentavimas. Tai reiškia, kad dviratis, kaip bet koks kitas gaminys, turi atitikti minimalius saugos reikalavimus. Saugumas šiuo požiūriu neatsiejamas nuo gaminio kokybės, kuri dažniausiai įvertinama taikant įvairius bandymo metodus. Standartuose aprašytos bandymų metodikos parengtos taip, kad būtų galima užtikrinti tiek atskirų dalių, tiek ir viso dviračio stiprumą ir ilgaamžiškumą, siekiant aukštos kokybės ir saugumo reikalavimų laikymosi, pradedant nuo projektavimo ir baigiant gaminio eksploatacija. Standartai taip pat reglamentuoja ir gaminio atitikties įvertinimo kriterijus. Papildomai vadovaujamosi ir kitais standartais, pvz., [7, 8], kuriuose nurodyti reikalavimai dviračių padangų ir ratlankių žymėjimui ir matmenims.

Šiauliuose jau daugiau kaip šešis dešimtmečius veikia dviračių gamykla „Vairas“, kuri nuo 1993 m. priklauso žinomai Vokietijos įmonių grupei „SCHMINKE“. Dabartinis gamyklos pavadinimas – UAB „Baltik Vairas“. Gamykloje gaminama įvairių lygių ir rūšių dviračiai (apie 80 pavadinimų). Kadangi tenka konkuruoti su Vakarų Europos dviračių gamintojais, ypatingas dėmesys yra skiriamas dviračių kokybei. Tuo tikslu, 2002 m. bendradarbiaujant su Šiaulių universiteto technologijos fakulteto darbuotojais buvo įkurtas Technologinių bandymų centras (TBC). Šiame centre pradėti vykdyti technologiniai dviračių bandymai, detalių bei mazgų matavimai, medžiagų mechaniniai bandymai. TBC atlieka ir importuojamų į Lietuvą dviračių atitikties įvertinimą (darbų užsakovas – Valstybinės ne maisto prekių inspekcija prie Ūkio ministerijos).

Eksperimentiniai tyrimai yra svarbūs, suteikiantys daug informacijos apie gaminių savybes, tačiau svarbūs taip pat yra ir analitiniai tyrimai. Sistemų modeliai leidžia suprasti dinaminių procesų esmę, palyginti gaunamus dėsningumus su bandymų rezultatais, numatyti veiklos kryptis gaminiams tobulinti ir t.t. Šiame darbe pateikiama dviračio pneumatinės padangos statinių ir dinaminių charakteristikų tyrimas, rato ašies efektinio kelio profilio aukščio modeliavimas ir analitinis vieno laisvės laipsnio idealizuoto per nelygumus judančio dviračio rato su pneumatine padanga modelio tyrimas.

Tyrimo objektas.

Dviračio rato su pneumatine padanga, riedančio per vienetinį nelygumą, dinamika.

Tyrimo tikslas.

Sudaryti per vienetinį nelygumą riedančio vieno laisvės laipsnio slopinama dinamine sistema idealizuoto dviračio rato modelį, žadinimo dėsniu pasirenkant efektinio kelio profilio aukščio kitimo funkciją.

Tyrimo uždaviniai:

- nustatyti dviračio pneumatinės padangos standumo ir slopinimo savybes apibūdinančius parametrus;
- sudaryti dviračio rato pneumatinės padangos efektinio kelio profilio aukščio kitimo funkciją;
- atlikti per vienetinį nesklandų kelio nelygumą riedančio rato dinamikos tyrimą.

Teorinė darbo reikšmė.

Darbe pateikiamos analitinio tyrimo metodika, leidžianti modeliuoti dviračio rato judėjimo per vienetinį trumpą nelygumą. Tyrime atsižvelgiama į efektinio kelio profilio aukščio kitimą, kuriuo modeliuojamas dinaminės sistemos žadinimas. Analitiniam tyrimui pasirinkta mechaninė sistema, įvertinanti padangos slopinimą. Metodika gali būti pritaikyta, modeliuojant viso dviračio judėjimą nelygiu atraminiu paviršiumi.

Praktinė darbo reikšmė.

Analitinio tyrimo metodika gali būti naudojama tiriant nelygaus atraminio paviršiaus jėgos poveikį dviračio konstrukcijai, jos virpesius.

Darbo struktūra.

Magistro darbą sudaro įvadas, keturi skyriai, išvados, literatūros sąrašas. Darbo apimtis: 52 puslapiai, 26 paveikslų, 4 lentelės, 6 priedai.

1. STANDARTINIŲ BANDYMŲ METODIKOS

1.1 Bandymų ir sertifikavimo procedūrų apžvalga

Atsižvelgdami į Europos Sąjungos direktyvas, techninius reglamentus, Lietuvos gamintojai ir eksportuotojai turi įvertinti saugos reikalavimus gaminamai produkcijai. Gaminiai turi turėti atitikties sertifikatus ir/arba gaminio atitikties deklaracijas. Sertifikavimą vykdo akredituotos sertifikavimo įstaigos. Koks gaminys yra saugus? Tai bet koks gaminys, kurio naudojimas įprastomis, gamintojo nustatytais ar numatomomis vartojimo sąlygomis, įskaitant ilgalaikį naudojimą, taip pat surinkimo, įrengimo bei priežiūros naudojant reikalavimus, nesukelia jokios rizikos arba kelia vartotojų gyvybei ir sveikatai tik minimalią riziką.

Direktyvų esminius reikalavimus atitinkančias gaminių technines charakteristikas apibrėžia standartai. Didžioji dauguma standartų nustato gaminių vertinimo saugos požiūriu procedūras, aprašo bandymų metodikas ir atitikties reikalavimus. Šie standartai vadinami testavimo (bandymo) standartais. Pagrindiniai standartai, kuriuose nustatyti saugos reikalavimai dviračiams, yra ne taip senai patvirtinti ir nacionalinių standartų statusą įgiję EN 147XX serijos standartai [3-6]. Kiekvienas standartas skirtas atskirai dviračio kategorijai. Pvz., EN 14764 „Miesto ir treko dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai“ nurodo saugumo ir eksploatacijos reikalavimus bei bandymo metodus viešuose keliuose naudojamiems dviračiams, atsižvelgiant į dizainą, montavimą ir dviračių bei atskirų detalių ir junginių bandymus. Jis taikomas mėgėjams važinėti viešuose keliuose skirtiems dviračiams, kurių balnelio aukštis yra didesnis kaip 635 mm. Standartas buvo sudarytas atsižvelgiant į ES valstybių narių poreikius užtikrinant saugą šios transporto priemonės eksploatacijos metu. Gaminio atitikties įvertinimo procedūros parengtos taip, kad būtų galima užtikrinti tiek atskirų dalių, tiek ir viso dviračio stiprumą ir ilgaamžiškumą, kitus kokybę užtikrinančius parametrus.

Bandymo procedūras galima suskirstyti pagal dviračio elementus ir pagal apkrovos tipą. Bandomi yra šie dviračio elementai: stabdžiai ir stabdymo sistema, vairas, rėmas, priekinė šakė, ratas ir rato/padangos komponentai, purvasaugiai, pedalai ir pedalų/alkūninio sverto varomoji sistema, balnelis ir sėdynės atrama, varomoji grandinė. Numatytas ir pilnai sumontuoto dviračio struktūrinio vientisumo bandymas arba kelio bandymas, kurio metu tikrinamas pilnai paruošto važiavimui dviračio patikimumas, jo komponentų ar atskirų elementų stabilios padėties užtikrinimas. Pilnai sumontuotu dviračiu atliekamas ir stabdymo kelio nustatymo bandymas skirtingais metodais (treko bandymu ir bandymu mašina).

Visi dviračio elementų stiprumo bandymai pagal apkrovos tipą gali būti suskirstyti į tris rūšis. Tai bandymai statine apkrova, dinamine arba laike kintančia apkrova (nuovargio bandymai), smūginiu poveikiu. Kai kuriems elementams atitiktis įvertinimas atliekamas taikant kelias skirtingas apkrovos rūšis. Pvz., pedalai ir pedalo/ašies agregatas yra bandomi statine bei smūgine apkrova, taip pat atliekamas šių elementų dinaminio patvarumo bandymas, o pedalo/alkūninio sverto varomosios sistemos agregatui papildomai atliekamas ir nuovargio bandymas.

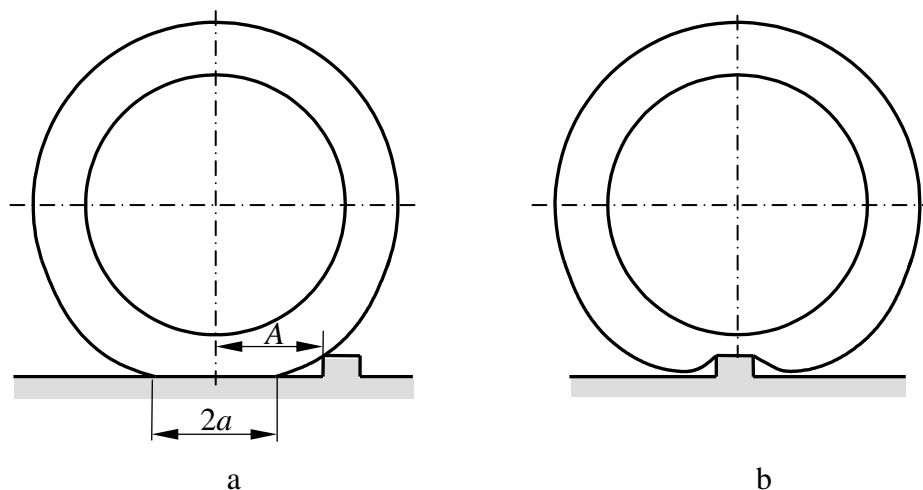
Be stiprumo bandymų, kai kuriems gaminio elementams atliekamas saugumo (pvz., tikrinamas minimalus varžtų sukimo momentas) arba tikslumo įvertinimai (pvz., ratų koncentriškumo ir lateralinės tolerancijos, rotacinio tikslumo nustatymas).

Didžioji dauguma standartuose reglamentuojamų stiprumo ir patikimumo bandymų atliekami specialia įranga ar bandymo mašinomis, tačiau yra numatyta galimybė kai kurias procedūras atlikti ir realaus kelio, treko sąlygomis. Tokių bandymų nėra daug – tai struktūrinio vientisumo kelio bandymas ir stabdžių darbo įvertinimo treko bandymas.

Papildomai, pagal poveikį konstrukcijai, apkrovas galima suskirstyti į du tipus – tiesioginio ir netiesioginio poveikio. Standartuose nurodomos konkrečios konstrukciją veikiančių jėgų reikšmės, pridėties taškai, jei tai ne svorio jėgos – nurodomos ir poveikio kryptys. Aiškinamosiose schemose jos dažniausiai vaizduojamos vektoriais. Tačiau pirmo tipo apkrovos veikia atitinkamai užfiksuotus bandomus dviračio elementus tam tikro nustatyto dydžio žadinimu (tai gali būti pastovios arba kintančios jėgos), o veikiant antro tipo apkrovoms (svorio jėgoms), dviračiui suteikiamas papildomas dinaminis žadinimas, dėl kurio gaminio konstrukciją pradeda veikti inercijos jėgos. Antro tipo apkrovos naudojamos tokiuose bandymuose: pedalų ašies dinaminio patvarumo tyrime, bagažinės dinaminės apkrovos tyrime [9], dviračio struktūrinio vientisumo bandyme.

Antro tipo apkrovų poveikis gaminiui gali būti nustatytas analitiškai, įvertinant visas apkrovos ir konstrukcijos elemento svorio jėgas ir pagreičius. Tačiau, kai žadinimas perduodamas per pneumatines padangas ratų ašims ir toliau kitiems konstrukcijos elementams, (pvz., struktūrinio vientisumo bandyme dviračiui riedant atraminiu paviršiumi su nelygumais), analitinis tyrimas tampa sudėtingesnis. Tai akcentuojama daugelio autorių teoriniuose ir eksperimentiniuose automobilio padangos riedėjimo per trumpą, staigų nelygumą (kliūtį) tyrimuose [10-13]. Trumpu nelygumu šiame darbe laikomas nelygumas (kelio profilio aukščio pokytis), kurio ilgis yra bent 2 kartus mažesnis nei padangos kontakto su lygiu atraminiu paviršiumi ilgis ($2a$). Pastebimi tokie reiškiniai – atstumo efektas (kontakto metu tarp rato ašies ir nelygumo yra atstumas A) ir nelygumo išspaudimas į padangą (apgaubimo) reiškinys. Abu šie reiškiniai pavaizduoti 1.1 pav. Tokiu atveju, atraminio paviršiaus profilis, tiksliau jo aukščio

kitimo dėsnis nėra tapatus žadinimo dėsniai, kuriuo veikiama dinaminė sistema – automobilis, motociklas, dviratis ar kita transporto priemonė. Šis dėsnis (išreiškiamas laiko arba kelio funkcija) priklauso nuo daugelio veiksnių, tačiau labiausiai – nuo padangos parametrų ir apkrovos. Be to, jėgos poveikis dažniausiai dar skaidomas dvi komponentes – vertikalią ir horizontalią. Dėl šios priežasties, dviračio ar atskiro jo komponento judėjimo nelygumais dinamikos tyrimas, stiprumo įvertinimas, reikalauja papildomos analizės ir eksperimentinių tyrimų.



1.1 pav. Rato su pneumatine padanga riedėjimas per nelygumą:

a – pirminis kontaktas (atstumo efektas); b – padangos išspaudimas į nelygumą

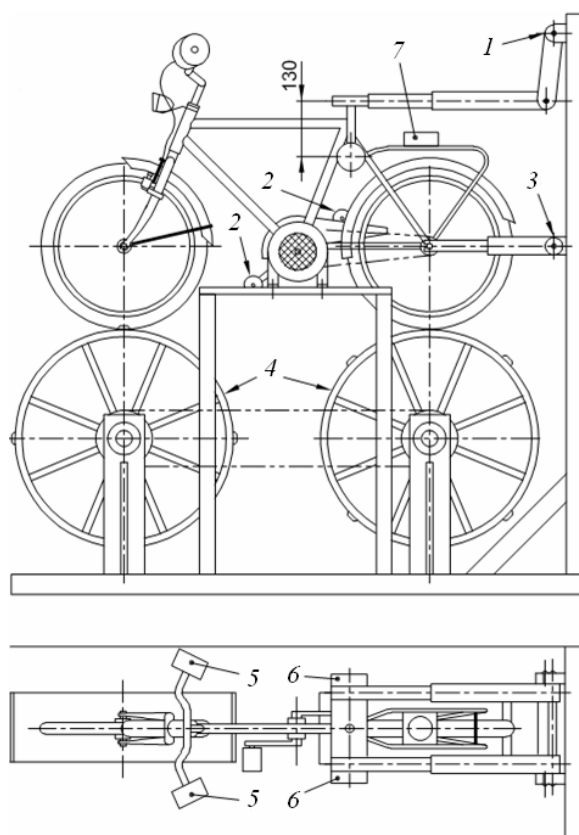
1.2 Dinaminių bandymų metodikos

Kaip jau buvo minėta, standartai [3-6] reglamentuoja apkrovas, naudojamas bandymo metu. Tačiau poveikis konstrukcijai priklauso ir nuo specifinių bandymo sąlygų. Numatyta keletas bandymų tipų, kuriuos atliekant dviračiai ar jų elementai patiria dinaminį poveikį perduodamą per ratus ir pneumaticines padangas.

Visų pirma, tai stabdymo kelio nustatymo ir santykio tarp stabdymo sausomis ir drėgnomis sąlygomis nustatymo bandymai. Bandomas pilnai sumontuotas, paruoštas eksploatacijai dviratis, prieš tai atlikus jo rankinio stabdymo sistemos stiprumo įvertinimą. Dviračio padangos turi būti pripūstos pagal gamintojo instrukcijos reikalavimus. Jei atliekamas treko bandymas, papildomai keliami reikalavimai atraminiam paviršiui – jis turi būti lygus, kietas, padengtas betonu arba geros kokybės asfaltu. Minimalus trinties tarp sauso paviršiaus ir dviračio padangos koeficientas yra 0,75. Bandymo metodo esmė yra ta, kad išibėgėjus dviračiu iki reikiamo greičio, spaudžiama stabdymo svirtis – dviratis sklandžiai ir saugiai sustoja.

Reglamentuojamas dviračio, dviratininko ir sumontuotų prietaisų bendras svoris ir stabdžio svirtį veikianti jėga, o atstumą fiksuojančiomis priemonėmis išmatuojamas stabdymo kelias. Šis bandymas gali būti atliekamas ir vieno būgno arba varomosios juostos tipo bandymo mašina.

Dviračio eksploatacinės ir patikimumo savybės įvertinamos pilnai sumontuoto gaminio struktūrinio vientisumo bandymu. Šiuo metodu bandomo eksploatacijai paruošto dviračio tam tikri elementai apkraunami nustatytų dydžių svoriais, o pats dviratis juda atraminiu paviršiumi, ant kurio sumontuoti kelio nelygumus imituojantys trapecijos formos skerspjuvio elementai. Jei bandymas atliekamas specialia bandymo mašina (žr. 1.2 pav.), dviratis montuojamas ant besisukančių būgnų.



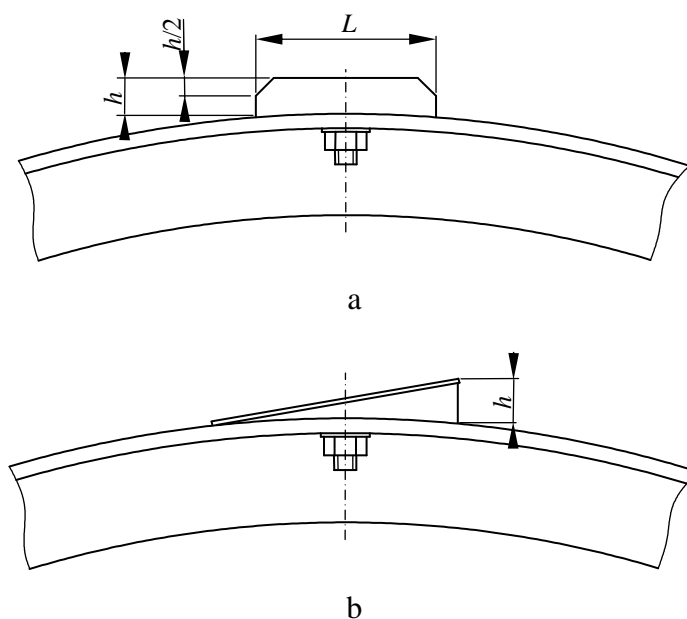
1.2 pav. Struktūrinio vientisumo bandymų mašinos schema (standartas LST EN 14764): 1 – laikiklis; 2 – svarsčiai ant pedalų; 3 – galinės ašies laikiklis; 4 – būgnai; 5 – svarsčiai ant vairo; 6 – svarstis ant sėdynės; 7 – svarstis ant bagažinės

Standartai reglamentuoja nelygumų formą ir matmenis, taip pat išdėstymo ant būgno minimalius atstumus. Standarto LST EN 14764 reikalavimus atitinkančios nuožulnaus kilimo nelygumo skersinio pjūvio vaizdas pateiktas 1.3 pav. *a*. Vokiškame standarte DIN plus [14], kuriame pateikiama papildoma sertifikavimo programa, numatytos ir nuožulnaus kilimo nelygumai (1 kategorijos nelygumai), ir kilimo pagal liestinę nelygumai (2 kategorijos

nelygumai). Šiame standarte numatyti skirtingi nelygumų aukščiai, kurie parenkami atsižvelgiant į dviračio padangos plotį. Be to, kiekvienam dviračio tipui parenkamas ir judėjimo linijinis greitis. Kilimo pagal liestinę nelygumo vaizdas pateiktas 1.3 pav. *b*. Nelygumų matmenys nurodyti 1.1 lentelėje.

Nelygumai ratams suteikia periodiškai pasikartojantį jėgos poveikį, kuris per ratų ašis perduodamas kitiems konstrukcijos elementams. Struktūrinio vientisumo bandymas gali būti atliekamas dviratininkui važiuojant nustatyto ilgio keliu, ant kurio išdėstytos tam tikro aukščio ir pločio medinės juostos. Šių testavimų tikslas – įvertinti gaminio konstrukcijos stiprumą, jį sudarančių elementų ir komponentų fiksavimo patikimumą.

Standartas LST EN 14764 papildomai reglamentuoja rato ir padangos agregato atsparumo nuovargiui bandymą. Eksploatuojant dviračius, visų pirma šie komponentai patiria atraminio paviršiaus jėgos poveikį, todėl jiems keliami specifiniai stiprumo ir standumo reikalavimai. Pati metodika panaši į prieš tai išnagrinėtą, todėl šiems bandymams atlikti gali būti naudojama struktūrinio vientisumo bandymų mašina, tik bandymui atlikti užtenka vieno būgno (žr. 1.4 pav.). Ši procedūra yra daugiau informacinė ir neprivaloma.

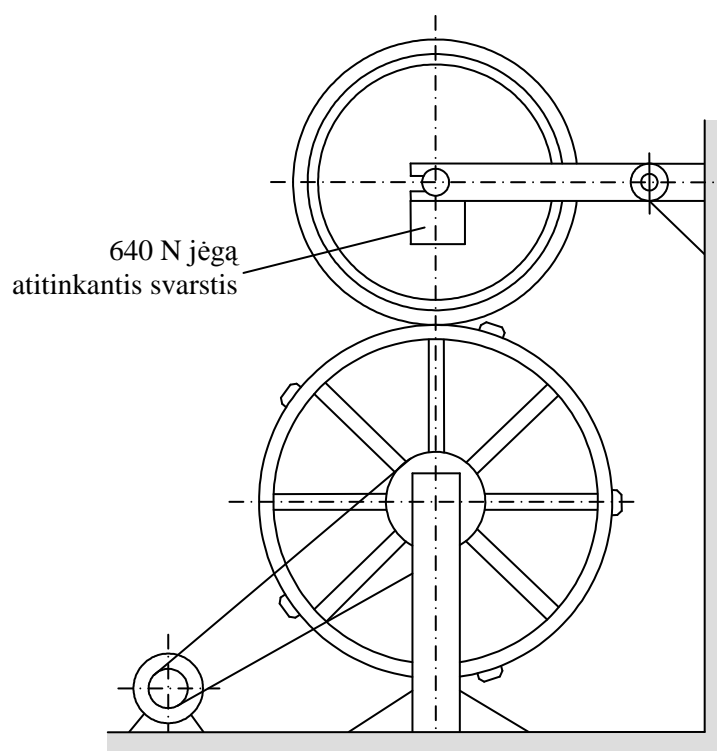


1.3 pav. Būgno fragmento vaizdas: *a* – su nuožulnaus kilimo nelygumu; *b* – su kilimo pagal liestinę nelygumu

1.1 lentelė. Nelygumų matmenys

Standartas	Padangos plotis, mm	Nuožulnaus kilimo nelygumas			Kilimo pagal liestinę nelygumas	
		Aukštis h , mm	Ilgis L , mm	Nuožulos kampas	Aukštis, h , mm	
					2 kategorija*	3 kategorija*
ISO	-	10±0,25	50±2,5	45°	-	-
DIN	<30	14	-	45°	24	36
	30...42	18	-	45°	30	42
	>42	22	-	45°	36	48

* nuo bandymo kategorijos priklauso pasirenkamas bandymo greitis [14]



1.4 pav. Rato-padangos nuovargio bandymų stendo schema

2. PNEUMATINĖS PADANGOS IR KELIO NELYGUMO SAŲVEIKA

Rato išradimas – tai vienas iš reikšmingiausių ir svarbiausių žmonijos išradimų, kuriam daugiau kaip 5 tūkstančiai metų. Rato pritaikymas vežėčiose ir vežimuose leido sumažinti pasipriešinimą judėjimui (slydimo trintis buvo pakeista riedėjimo trintimi), dėl ko žymia dalimi sumažintos energijos sąnaudas gabenant krovinius. Manoma, kad po šio išradimo prasidėjo žmonijos techninio progreso epocha.

Galima pateikti daug rato apibrėžimų, tačiau šiuolaikinėms transporto priemonėms labiausiai tinkamas yra toks: ratas – tai transporto priemonės elementas, kontaktuojantis su atraminiu paviršiumi (keliu).

Ratams tenka transporto priemonės apkrova, per ratus perduodamos jėgos, kurios išlaiko važiuojančią transporto priemonę ant atraminio paviršiaus, kurios jai suteikia judėjimą arba sustabdo, priverčia keisti judėjimo kryptį. Automobiliuose, motocikluose, dviračiuose ir kitose transporto priemonėse naudojami ratai su pneumatinėmis padangomis, kurios užtikrina tolygesnį transporto priemonės judėjimą nelygia atramine plokštuma (realiu keliu). Pneumatinė padanga turi atlaikyti normalinę jai tenkančią apkrovą ir „suminkštinti“ kelio nelygumų jėgos poveikius rato ašiai, per kurią šie poveikiai perduodami dviračio rėmui (automobilio pakabai ir kėbului). Tokiu „suminkštiniu“ užtikrinamos komfortiškesnės važiavimo sąlygos. Dinaminėse schemose pneumatinė padanga dažniausiai pakeičiama spyruokliniu elementu arba lygiagrečiai veikiančių spyruokliniu ir slopinimo elementu [15-17].

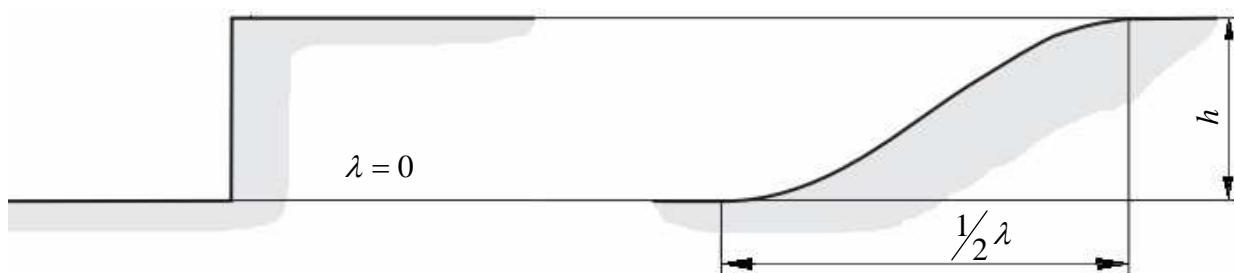
Realus kelias, kuriuo važiuojama dviračiais, gali būti labai įvairus. Tiriant transporto priemonių judėjimo nelygiu atraminiu paviršiumi dinamiką, dažniausiai įvertinama ta nelygumų spektro dalis, kurios bangos ilgis yra santykinai didelis. Tokiu atveju, per ratus perduodamas transporto priemonei žadinimo dėsnis atitinka profilio aukščio kitimo dėsnį, kuris gali būti išreiškiamas tam tikra laiko funkcija. Dažniausiai naudojamas harmoninis žadinimas, kurį patogiau taikyti, kai tiriami sistemos virpesiai. Tačiau kartais tenka įvertinti tai, kad transporto priemonės juda keliu, kurį sudaro staigūs, santykinai nedidelio bangos ilgio kelio aukščio pokyčiai. Paprasčiausias pavyzdys – laiptelio tipo nelygumas. Ir šiuo atveju padanga sušvelnina rato ašį veikiančias jėgas, tačiau pats jėgų poveikio dėsnis gali gerokai skirtis nuo kelio profilio aukščio kitimo dėsnio. Tai priklauso nuo nelygumo geometrijos ir matmenų, nuo normalinės apkrovos ir kitų parametrų. Šiuo požiūriu transporto priemonės judėjimo per vienetinį staigų nelygumą dinamikos modeliavimas tampa sudėtingesniu uždaviniu.

2.1 Rato riedėjimas kvazistatiniu greičiu per staiga kintantį atraminį paviršių

Literatūros šaltiniuose [10-13] nurodoma, kad automobilių ratams staigiu nelygumu galima laikyti nelygumus, kurių bangos ilgis 2-3 kartus mažesnis nei padangos kontakto su atraminiu paviršiumi ilgis. Tai laiptai, nedidelės duobės, juostos ir kt.

2.1 pav. pavaizduotas diskretinio nelygumo – laiptelio ir sklандаus pakilimo vaizdai. Abiejų nelygumų aukštis (h) vienodas. Laiptelio bangos ilgis $\lambda = 0$, o sinuso (tiksliau – pusės periodo sinuso) dėsnio kintančio sklандаus pakilimo bangos ilgis lygus $\frac{1}{2}\lambda$. Šie dėsniai dažnai naudojami analitiškai aprašant kelio nelygumus.

Darbe [13] pateikti automobilio rato užvažiavimo ant 2.1 pav. pateikto nelygumo eksperimentinių tyrimų rezultatai. Laiptelio aukštis pasirinktas $h = 0,3$ m, o bangos ilgis kito ribose nuo $\lambda = 0$ m iki $\lambda = 5$ m. Ratas buvo apkraunamas įprasta automobilinių ratams 4000 N apkrova. Tyrimai parodė, kad kelio profilis atitinka rato ašies judėjimo dėsnį tuo atveju, kai laiptelio $\lambda > 1,5$ m. Bendru atveju įvertinamas ne vien tik bangos ilgis λ , bet ir aukštis h , ir apkrova W .



2.1 pav. Laiptelio ir sklандаus pakilimo profiliai

1.1 poskyriuje buvo minėta, kad staigių nelygumų poveikį sistemai nustatyti nėra paprasta, kadangi jį sudaro du reiškiniai – atstumo efektas ir padangos išsispaudimo efektas (angl. envelopment behavior).

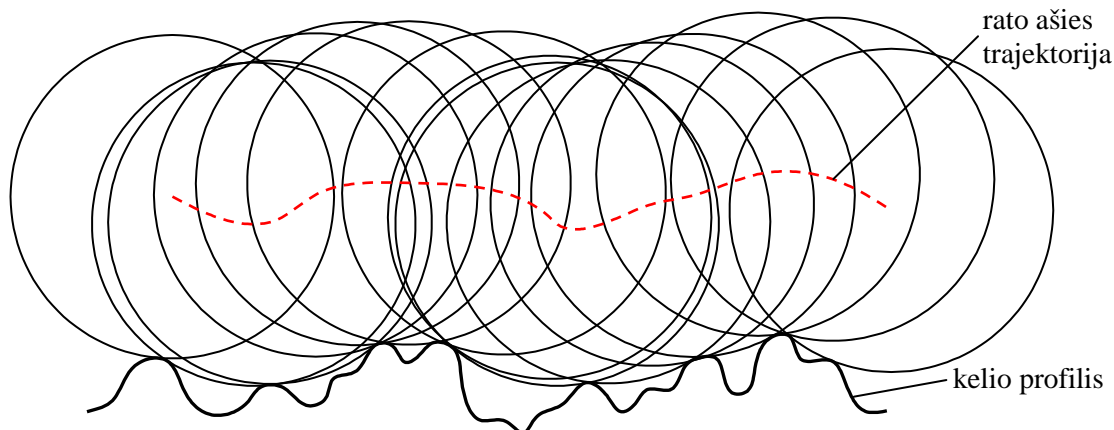
Atstumo efektas gali būti įvertinamas taikant absoliučiai standaus rato (toliau – standaus rato) modelį, kuris pavaizduotas 2.2 pav. Iš paveikslo matyti, kad rato ašies judėjimo dėsnis nesutampa su kelio profiliu aukščio kitimo dėsnio. Kitaip tariant, ašies trajektorija neatitinka kelio profilio. To priežastis yra ta, kad kai kuriose atraminio paviršiaus vietose riedantis ratas kontaktuoja dviem taškais ir nesiekia įdubų.

Paprasčiausias staigaus nelygumo atvejis – laiptelis. Standaus rato riedėjimo per laiptelį, kurio aukštis h , schema pateikta 2.3 pav. Šioje schemoje raudona ištisine kreive nurodyta rato

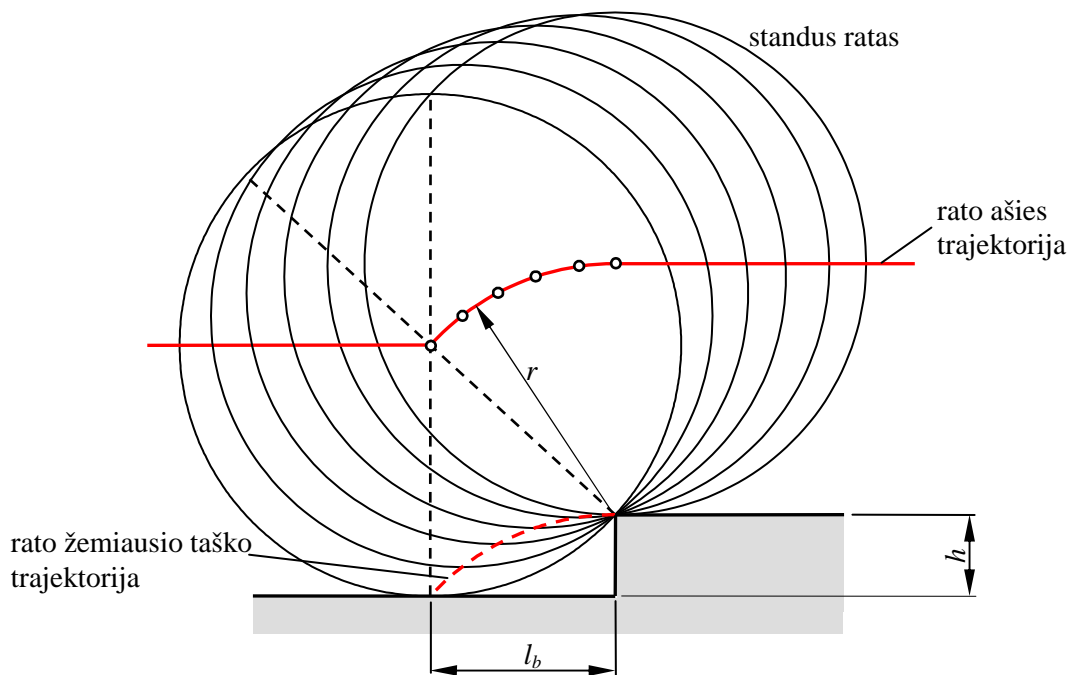
ašies judėjimo trajektorija, o brūkšninė kreivė – rato žemiausio taško judėjimo trajektorija. Paveiksle taip pat nurodytas ašies judėjimo trajektorijos spindulys r ir jos ilgis l_b . Trajektorijos spindulys šiuo atveju lygus rato spinduliui.

Trajektorijos ilgis l_b gali būti apskaičiuojamas lygybe:

$$l_b = \sqrt{r^2 - (r - h)^2} . \quad (2.1)$$



2.2 pav. Standaus rato riedėjimas nelygiu atraminiu paviršiumi



2.3 pav. Standaus rato riedėjimas atraminiu paviršiumi su laipteliu

Atstumas l_b yra svarbus parametras. Jis naudojamas sudarant rato bazines funkcijas, kurias tam tikra tvarka sujungiant galima sudaryti rato riedėjimo kvazistatiniu greičiu per staigų nelygumą empirines lygtis. Šiomis lygtimis įvertinamas vertikalia ir išilgine kryptimi ratą veikiančių jėgų F_z ir F_x kitimas (kai ašis fiksuota) arba rato ašies poslinkis vertikalia kryptimi Δz (kai ašis laisva). Tai paprasčiausias nelygumo įspaudimo į padangą modeliavimo būdas. Kvazistatinis greitis reiškia tai, kad rato ašies judėjimo išilgine kryptimi greitis (V_x) yra pakankamai mažas ir padangos, kaip dinaminės sistemos su standumu k , dinaminio žadinimo reiškinį nepaisoma. Paprastai tai linijinis 0,2-0,7 km/h greitis.

Nedidelio atraminio paviršiaus nelygumo įspaudimo į automobilio pneumatinę padangą reiškiniai aprašyti daugelio autorių publikacijose. Išsami šių darbų apžvalga pateikta Zelegaar studijoje [18], kurioje nurodomi praktiškai visi šiuo metu naudojami padangų modeliavimo metodai, pradedant nuo elementariausio vieno taško sekimo ir baigiant BEM. Aprašyti metodų privalumai ir trūkumai. Galima pažymėti tik tai, kad rato su pneumatine padanga lėto riedėjimo staigiu nelygumu eksperimentinius tyrimus pirmasis atliko Gough [19] dar 1963 m. Šių tyrimų pagrindu buvo suformuluota svarbi išvada, kad staigiu nelygumu riedantis ratas yra veikiamas ne tik kintančia vertikali jėga, bet tam tikru dėsniu kintančia horizontalia jėga. Be to, buvo nustatytas ir rato kampinio riedėjimo greičio kitimas.

2.4 pav. pateikti grafikai [18], kuriuose pavaizduotos trapecijos formos nelygumą įveikiančio rato su fiksuota ašies vertikalia padėtimi ($\Delta z_a = 0$) reakcijos: vertikalios ir išilginės jėgų pokyčiai (ΔF_z ir ΔF_x), ir efektinio rato spindulio r_e kitimas. Spindulys r_e apskaičiuojamas lygybe:

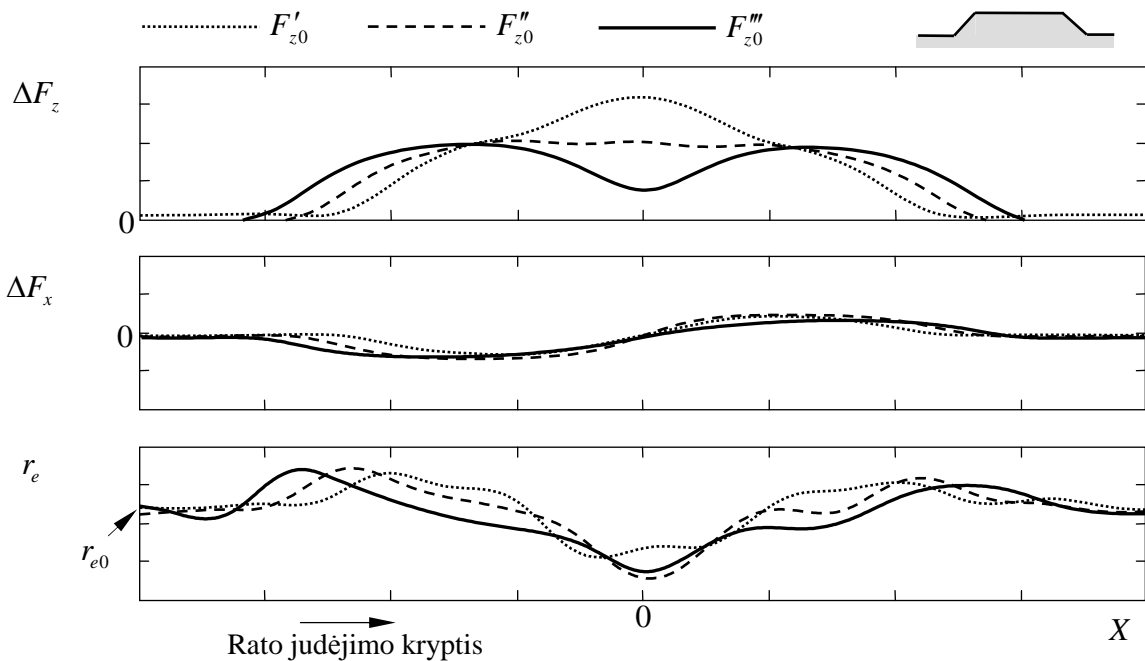
$$r_e = \frac{V_x}{\Omega}. \quad (2.2)$$

čia: Ω – rato kampinis sukimosi greitis.

Kiekviena kreivė atitinka rato ašies vertikalią padėtį su pradiniu apkrovimu jėga F_{z_0} taip, kad $F'_{z_0} < F''_{z_0} < F'''_{z_0}$. Abscisių ašyje vaizduojamas rato ašies judesio horizontalia kryptimi atstumas X . Rato ašies centras kertą nelygumo centrą, kai $X = 0$.

Iš grafikų matyti, kad pradinio apkrovimo įtaka jėgos pokyčiui ΔF_x nedidelė, o vertikalia kryptimi jėgos kitimas yra pakankamai reikšmingas ne vien tik dydžiu, bet ir gaunamos kreivės forma. Kai ašies padėtis atitinka mažiausią pradinę apkrovą (F'_{z_0}), ΔF_z kreivė ties nelygumo centru pasiekia maksimalią reikšmę. Kai ašies padėtis atitinka didžiausią pradinę

apkrovą (F_{z0}'''), ΔF_z kreivė ties nelygumo centru įdumba, t. y., nagrinėjamoje atkarpoje pasiekia minimalią reikšmę. Esant pradinei apkrovai F_{z0}'' , kreivės forma panaši į standaus rato kreivę. Kreivės įdubimas parodo, kad esant didesnėms F_{z0} reikšmėms, padanga įsispaudžia į nelygumą. Tai reiškia, kad jos radialinis standumas ties nelygumo centru yra mažesnis, nei prie kraštų. ΔF_x kitimas parodo, kad užvažiuojančio ant nelygumo rato ašis yra veikiamas atstumiančia jėga, o nuvažiuojančio – judėjimo kryptimi traukiančia jėga.



2.4 pav. Per trapecijos formos nelygumą riedančio rato ašį veikiančių jėgų (ΔF_z ir ΔF_x) ir spindulio r_e kitimas, esant skirtingam pradiniam apkrovimui ($F_{z0}' < F_{z0}'' < F_{z0}'''$). Rato ašies vertikali padėtis fiksuota.

Iš grafikų taip pat matyti, kad esant didesnėms pradinėms apkrovoms F_{z0} , kreivės yra platesnės, t. y., apima didesnę atstumą (kadangi padangos kontakto ilgis su atraminiu paviršiumi yra didesnis). Be to, visos pavaizduotos kreivės yra praktiškai simetriškos nelygumo centro atžvilgiu.

Fiksuota rato ašis – tai nebūdingas atvejis, kadangi realių transporto priemonių ratų ašis veikia pastovi apkrova, o pati ašies padėtis vertikalia kryptimi kinta dydžiu Δz_a . Tokiu atveju, $\Delta F_z = 0$. Kaip nurodoma darbuose [10, 12, 13], Δz_a ir ΔF_z kinta labai panašiais dėsniais, jėgos

ΔF_x kreivės abiem atvejais praktiškai sutampa. Šiuose darbuose nagrinėjami ir kitokios skerspjūvio formos nelygumų (trikampio formos, laipto, pusės cilindro) poveikio ratui atvejai.

2.2 Padangos „įsispaudimo“ į nelygumą modeliavimas

Komponavimas bazinėmis funkcijomis.

Įvairių autorių darbuose aprašyti įvairūs padangos „įsispaudimo“ į trumpą nelygumą modeliavimo būdai. Vienas iš šių būdų – modeliavimas bazinės funkcijos komponavimu, kurį pirmas pasiūlė Zegelaar 1998 m. [18]. Jis taikomas tada, kai rato linijinis judėjimas kvazistatinis, t. y., greitis V_x nedidelis. Pats modeliavimas susideda iš dviejų etapų:

- bazinės funkcijos nustatymo;
- ašies vertikalios padėties pokyčio nustatymo.

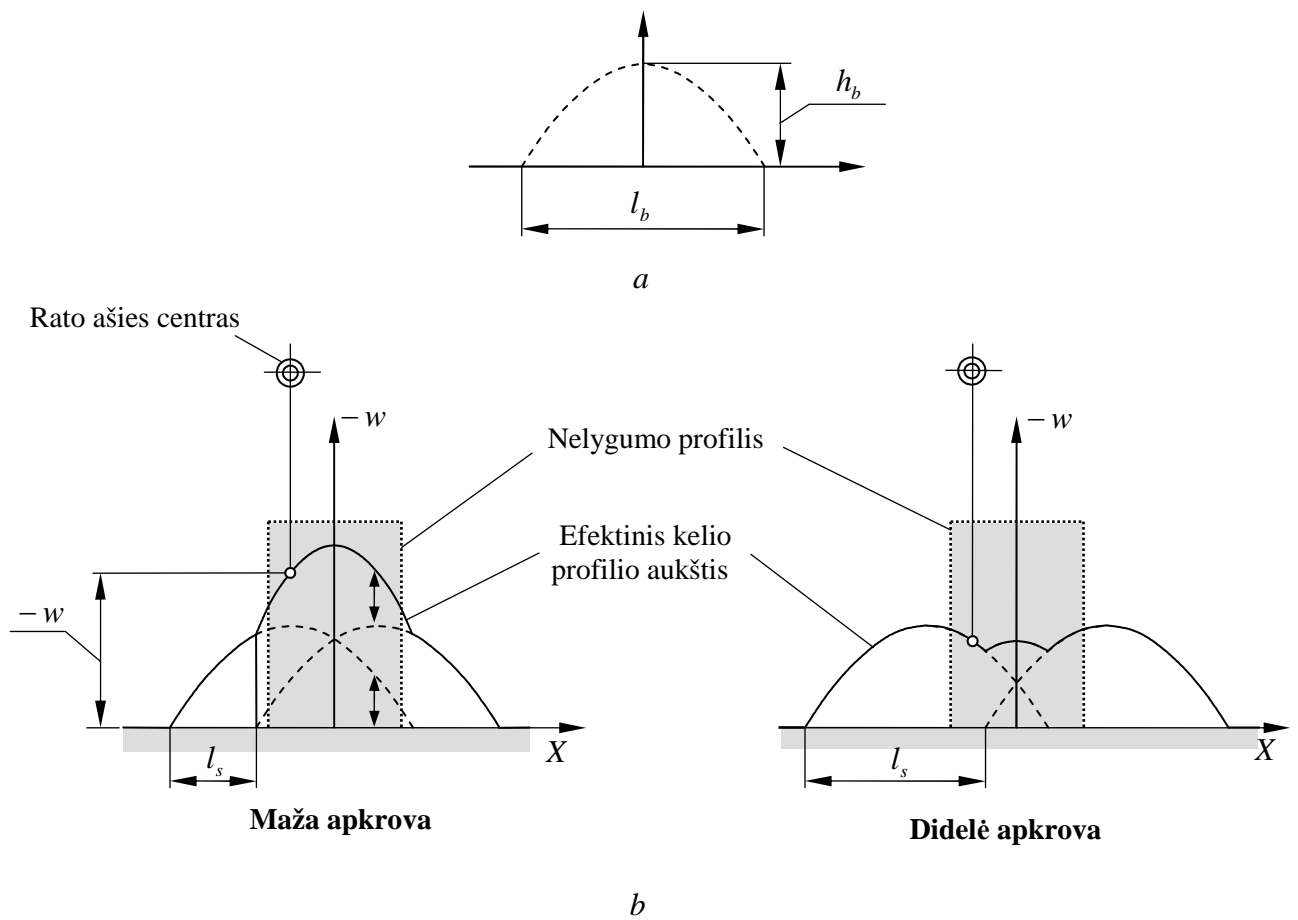
Bazinė funkcija priklauso tik nuo nelygumo formos ir matmenų; ją galima traktuoti kaip tam tikrą padangos charakteristiką, kuriai neturi įtakos nei slėgis padangoje, nei rato ašį veikiančios apkrovos. Laiptelio tipo nelygumų poveikiui modeliuoti neblogai tinka ketvirčio ir pusės sinuso periodo kreivės. Ašies padėtis z kryptimi dažniausiai įvertinama efektiniu kelio profilio aukščiu w , kuris apskaičiuojamas lygybe:

$$w = \frac{\Delta F_z}{k_{Fz}}. \quad (2.3)$$

čia: k_{Fz} – padangos radialinis standumas.

Per nedidelį stačiakampio skerspjūvio formos nelygumą (kurio aukštis h) riedančio rato su fiksuota ašies vertikalia padėtimi efektinis aukštis $w(X)$ nustatomas dviejų vienodų bazinių funkcijų $f_b(X)$ komponavimu. Šios funkcijos perstumiamos X kryptimi tam tikru atstumu l_s ir sudedamos. Eksperimentiškai nustatyta, kad atstumas l_s yra šiek tiek mažesnis, nei padangos kontakto su lygiu atraminiu paviršiumi ilgis [18].

2.5 pav. *a* pavaizduota pusės sinuso periodo bazinės funkcijos kreivė, kuri tinka stačiakampio skerspjūvio formos nelygumo, kurio aukštis h , poveikiui įvertinti. Funkcijos parametrai – ilgis l_b ir aukštis h_b ($h_b = 0,5h$). Zegelaar taip pat nurodo, kad naudojant dvi tuo pačiu atstumu l_s perstumtas skirtingų ženklų bazines funkcijas, papildomai galima komponuoti ir efektinio paviršiaus nuolydžio kampo (β_y) kreives.



2.5 pav. Efektinio kelio profilio aukščio kreivių sudarymas: *a* – bazinės funkcijos grafikas; *b* – bazinių funkcijų komponavimas esant skirtingoms pradinėms apkrovoms F_{z0}

2.5 pav. *b* pateiktos dvi $w(X)$ kreivės, atitinkančios mažą ir didelę rato ašies apkrovą. Matyti, kad $w(X)$ kreivės forma priklauso nuo atstumo l_s .

Bazinės kreivės analitinė išraiška yra tokia:

$$f_b(X) = h_b \sin\left(\frac{(X - l_b)\pi}{2l_b}\right), \quad (2.4)$$

jos kitimo ribos: $-l_b \leq X \leq l_b$.

Po perstūmimo gaunamos dvi funkcijos:

$$f_{b1}(X) = h_b \sin\left(\frac{(X + l_b + l_s/2)\pi}{2l_b}\right), \quad (2.5)$$

kurios kitimo ribos: $-l_b - l_s/2 \leq X \leq l_b - l_s/2$, ir

$$f_{b2}(X) = h_b \sin\left(\frac{(X + l_b - l_s/2)\pi}{2l_b}\right), \quad (2.6)$$

kurios kitimo ribos: $-l_b + l_s/2 \leq X \leq l_b + l_s/2$.

Efektinio kelio profilio aukštis lygus:

$$w(X) = f_{b1}(X) + f_{b2}(X). \quad (2.7)$$

Kaip nurodyta darbe [13], tuo atveju, kai pastovia jėga F_{z0} apkrauto rato ašis laisva (neužfiksuota vertikalia kryptimi), jos padėties pokytis važiuojant per nelygumą Δz_a gali būti apskaičiuojamas tokia lygybe:

$$\Delta z_a(X) = w(X) - \Delta z_{a0}. \quad (2.8)$$

čia: Δz_{a0} – rato ašies poslinkis iki sąlyčio su nelygumu ($\Delta z_{a0} = F_z/k_{Fz}$).

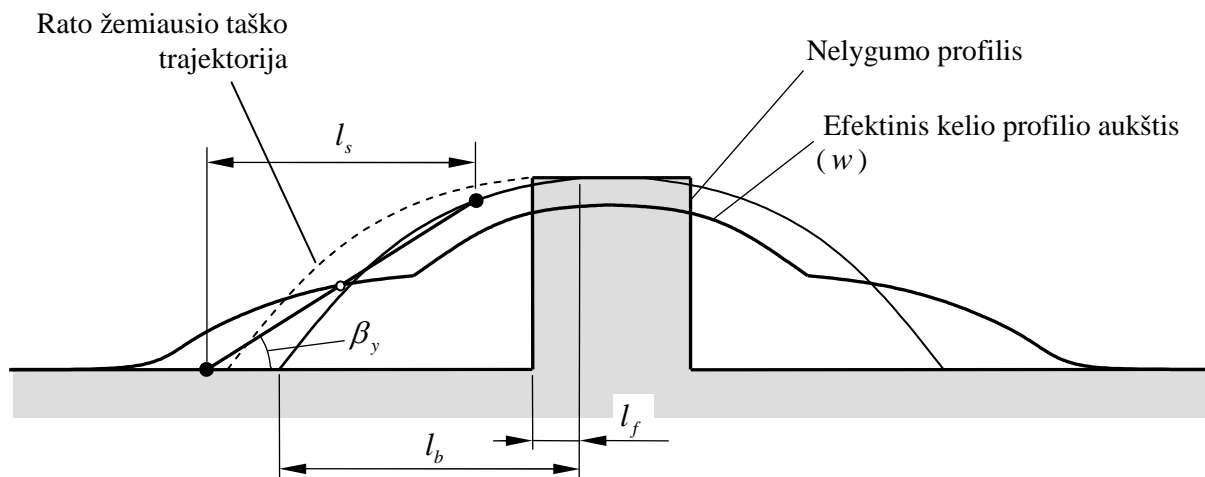
Lygybė (2.8) galioja, jei $\Delta F_x \ll \Delta F_z$ (laikoma, kad rato judėjimo kryptimi ašį veikiančių jėgų galima nepaisyti).

Dviejų taškų sekimas.

Kitas paprastas metodas modeliuoti per nelygumą kvazistatiniu greičiu riedančio rato $w(X)$ ar $\Delta z_a(X)$ priklausomybes – dviejų taškų sekimo metodas (angl. – two point follower model), kurį taip pat pasiūlė Zegelaar.

Taikant dviejų taškų sekimo metodą, kaip ir prieš tai išnagrinėtu atveju, reikalinga bazinė funkcija. Metodo esmė yra tokia – bazine funkcija aprašančia kreivę juda du pastoviu atstumu l_s vienas nuo kito nutolę taškai, o šiuos atstumus jungiančios atkarpos vidurio taškas brėžia efektinio kelio profilio aukščio kreivę. Šiuo atveju, bazine funkcija $f_b(X)$ patogiu pasirinkti įsivaizduojamo standaus rato ašies arba rato žemiausio taško judėjimo trajektoriją, arba ketvirčio ar pusės sinuso periodo funkcijas (priklausomai nuo nelygumo formos). Gaunamas bazinės kreivės ilgis l_b ir aukštis $h_b = h$. Pati kreivė perstumama atstumu l_f , kaip parodyta 2.6 pav. Šiuo perstūmimu koreguojama efektinio kelio profilio aukščio kreivės pradžios taško

padėtis. Būtina paminėti tai, kad taikant šį metodą nesudėtingai nustatoma ne tik $w(X)$ kreivė, bet ir nuolydžio kampas β_y (tai taškus jungiančios atkarpos pasvyrimo į horizontalią plokštumą kampas).



2.6 pav. Efektinio kelio profilio aukščio kreivės sudarymas dviejų taškų sekimo bazine funkcija metodu

Šiuo metodu nustatomo efektinio kelio profilio aukščio ir efektinio paviršiaus nuolydžio kampo funkcijos gali būti išreikštos taip [13]:

$$w(X) = \frac{f_b(X - l_s/2) + f_b(X + l_s/2)}{2}, \quad (2.9)$$

$$\tan \beta_y = \frac{f_b(X - l_s/2) - f_b(X + l_s/2)}{l_s}. \quad (2.10)$$

Zegelaar, naudodamas specialią bandimų įrangą [18], eksperimentiškai tyrė automobilio rato su įvairaus tipo padangomis riedėjimą per laiptelio tipo nelygumą. Eksperimentų metu buvo tiriamas ir užvažiavimas ant laiptelio ir nuvažiavimas nuo jo. Ašies padėtis buvo fiksuota ($\Delta z_a = 0$). Pasirinkti trys pradinės apkrovos lygiai. Pasinaudojęs eksperimentų rezultatais, Zegelaar nustatė l_b ir l_f , bei ilgį l_s skirtingų tipų padangoms. Buvo nustatyta, kad skirtingoms padangoms šie parametrai kinta nedaug. Be to, buvo konstatuota, kad bazinės kreivės ilgis l_b praktiškai nepriklauso nuo apkrovos F_{z0} ir paprasčiausiu atveju gali būti apskaičiuojamas

(2.1) lygybe. Kreivės perstūmimo atstumo l_f fizikinę prasmę paaiškinti sudėtinga. Šiam atstumui taip pat neturi įtakos apkrovos dydis, tačiau jis priklauso nuo nelygumo aukščio h ir sudaro 8÷18 % nuo l_b . Ilgis l_s nepriklauso nuo aukščio h ir apytiksliai lygus 80 % kontakto ilgio ($l_s = 0,8 \cdot 2a$). Eksperimentais patvirtinta, kad dviejų taškų sekimo metodas tinkamas taikyti modeliuojant ir kitokios skerspjūvio formos nelygumų efektinio kelio profilio aukščio pokyčius.

Kiti literatūros šaltiniuose aprašyti pneumatinės padangos „įsispaudimo“ į nelygumą modeliavimo būdai:

- dviejų elipsių modelis [18];
- lankstaus žiedo modelis [18, 20];
- radialinių spyruoklių modelis [21];
- kt.

3. DVIRAČIO RATO, RIEDANČIO PER JUOSTELĖS TIPO NELYGUMĄ, EFEKTINIO KELIO PROFILIO AUKŠČIO NUSTATYMAS

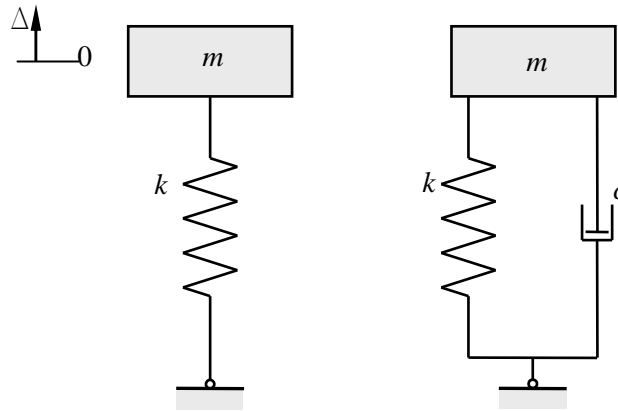
Literatūros šaltiniuose yra pakankamai daug duomenų apie automobilio rato efektinio kelio profilio aukščio kitimo dėsnų eksperimentinius ir analitinius tyrimus. Šių tyrimų rezultatai naudojami modeliuojant automobilio judėjimo dinamiką, kai važiuojama nelygiu atraminiu paviršiumi. Duomenų apie per vienetinį nesklaidų nelygumą riedančio dviračio rato efektinio kelio profilio modeliavimą nėra, tačiau akivaizdu, kad panašūs dėsniai turėtų galioti ir šios transporto priemonės judėjimui aprašyti. Šią išvadą galima pagrįsti tuo, kad ant šiuolaikinių dviračių ratų dažniausiai montuojamos pneumatinės padangos, kurių paskirtis tokia pat: sušvelninti kelio nelygumų poveikį pačia priemonei ir ja važiuojančiam dviratininkui. Šiame skyriuje pateikiamas dviračio padangos standumo ir slopinimo charakteristikų nustatymas ir jos efektinio kelio profilio aukščio tyrimas.

3.1 Padangos standumo ir slopinimo charakteristikų nustatymas

Kaip jau buvo akcentuota, svarbiausios pneumatinės padangos funkcijos yra dvi – išlaikyti visą ratui tenkantį transporto priemonės svorį ir sušvelninti kelio nelygumų poveikį transporto priemonei judėjimo metu.

Visą dviračio svorį sudaro dviračio, dviratininko ir vežamo krovinių svorių suma. Priekiniam ir užpakaliniam dviračio ratui tenkantis svoris paprasčiausiai yra apskaičiuojamas, įvertinant tai, kad apytiksliai priekiniam ratui tenka maždaug 40 %, o užpakaliniam ratui – 60 % bendro svorio [22]. Miesto dviračio masė yra 14...16 kg, standarte numatyta struktūrinio vientisumo bandymo maksimali apkrovos masė 110,5 kg (kai bagažinės laikiklio maksimali apkrovos masė 25 kg). Taigi, vidutinė bandymams paruošto dviračio masė yra beveik 130 kg. Tai reiškia, kad statinės apkrovos atveju, priekiniam ratui tenka ~510 N, o užpakaliniam – ~764 N.

Slenkamuoju judesiu virpančias sistemas galima pakeisti idealizuotais dinaminiais modeliais, kuriuos sudaro masės, tamprieji ir slopinimo elementai. Padangos dažnai pakeičiamos vieno laisvės laipsnio tampriojo elemento ir masės neslopinama sistema arba paprasta vieno laisvės laipsnio slopinama dinamine sistema (žr. 3.1 pav.) [16]. Pirmuoju atveju sistemą sudaro koncentruota masė ir tamprusis elementas. Antruoju atveju – koncentruota masė ir lygiagrečiai sujungti tamprusis ir slopinimo elementai.



3.1 pav. Vieno laisvės laipsnio dinaminės sistemos: a) tampriojo elemento ir masės neslopinama sistema; b) vieno laisvės laipsnio slopinama sistema

Tamprusis elementas (spyruoklė) veikiamas jėgos F deformuojasi ir stengiasi grįžti į pusiausvyros padėtį, kurioje ta jėga jo neveikia. Tamprųjų elementų deformaciniai poslinkiai vadinami tampriaisiais poslinkiais, jų kryptis yra priešinga jėgos veikimo kryptčiai. Jėgos priklausomybė nuo poslinkio vadinama jėgine tamprumo charakteristika. Paprasčiausiu atveju naudojama tiesinė jėginė charakteristika:

$$F = k\Delta. \quad (3.1)$$

čia: k – standumo koeficientas, N/m;

Δ – tamprusis poslinkis nuo pusiausvyros padėties, m.

Rato pneumatinės padangos standumui tirti naudojami trys metodai [23]:

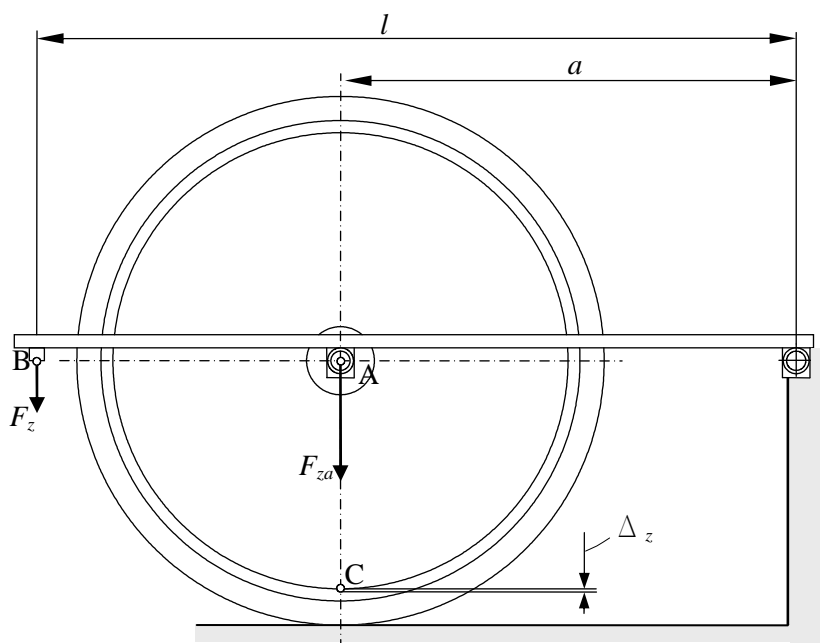
- statinis standumo tyrimo metodas;
- dinaminis neriedančios padangos standumo tyrimo metodas;
- dinaminis riedančios padangos standumo tyrimo metodas (darbe nenaudojamas).

Tyrimo metodo pasirinkimą labiausiai apsprendžia turima laboratorinė įranga.

Statinis padangos standumas.

Statinis padangos standumo koeficientas k nustatomas eksperimentiškai. Rato ašis atraminio paviršiaus normalės kryptimi apkraunama apkrova F_{za} ir fiksuojamas padangos tamprus deformavimo poslinkis Δ_z . Nustatant dviračio padangos standumą k , buvo naudojama rato apkrovos schema, pavaizduota 3.2 pav.

Ratas buvo apkaunamas svirtimi, kurios vienas galas nejudamas ir galėjo laisvai pasisukti išilginėje plokštumoje, o kito svirties galo taške B buvo pakabinami m masės svarsčiai. Atramos į ašį tašką A veikė jėga F_{za} , kuri proporcinga mg ir pečių santykiui l/a . Poslinkis Δ_z buvo indikatoriumi matuojamas ratlankio taške C (žr. 3.2 pav.).



3.2 pav. Statinio padangos standumo tyrimo schema

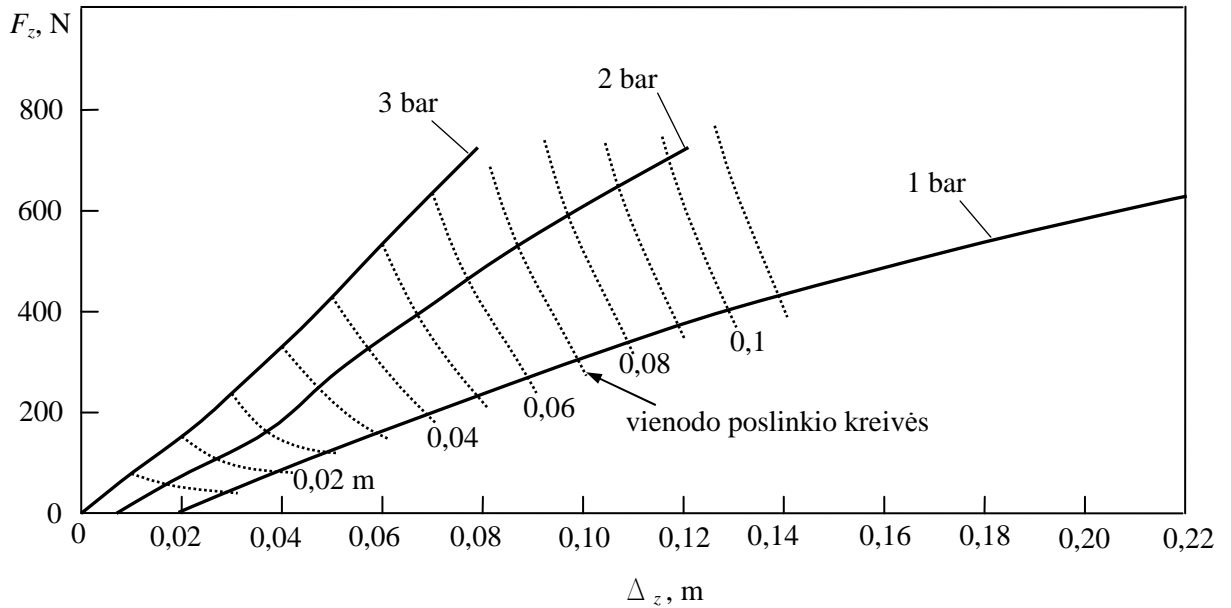
3.3 pav. pateiktos eksperimentiškai nustatytos dviračio rato padangos (28"×2,125") statinio apkrovimo jėginių charakteristikų kreivės (standumo kreivės). Matavimų rezultatai pateikti 1 priede. Eksperimentai buvo atliekami pripučiant padangas 1, 2 ir 3 bar slėgiu. Grafikuose pateiktų standumo kreivių pradiniai taškai perstumti poslinkio ašies kryptimi atstumu, kuris yra proporcingas slėgiui.

Iš gautų kreivių matyti, kad padangos standumas labai priklauso nuo slėgio lygio padangoje (taškinėmis linijomis pavaizduotos vienodo poslinkio kreivės). Akivaizdu ir tai, kad $F_z - \Delta_z$ dėsnį galima laikyti tiesiniu visame naudojamų apkrovų intervale.

Taigi, nustatant padangos standumo koeficientą galima naudoti (3.1) priklausomybę. Koeficientų k reikšmės esant skirtingiems slėgiams padangoje pateiktos 3.1 lentelėje.

Dinaminis neriedančios padangos standumas.

Dinaminis neriedančios padangos standumas nustatomas, taikant įvairias bandymų metodikas. Paprasčiausiai atliekamas rato „kritimo“ testas.



3.3 pav. Padangos (28"×2,125") standumo kreivės, nustatytos esant įvairiems slėgiams padangoje

3.1 lentelė. Padangos 28"×2,125" standumo koeficientų reikšmės

Standumo koeficientas k , N/m		
1 bar	2 bar	3 bar
34530	65247	91824

Šiuo atveju, ratas apkraunamas žinomu svoriu m ir pakeliamas į padėtį, kurioje padanga vos liečia atraminį paviršių. Iš šios padėties ratas staiga paleidžiamas laisvai kristi. Būtina sąlyga – viso eksperimento metu padanga turi kontaktuoti su atraminiu paviršiumi. Reakcija į tokį sužadintą atitinka silpnai slopinamos sistemos svyravimus (žr. 3.4 pav.). Šie svyravimai užrašomi rato ašies padėties matavimo įrenginiu, o iš gauto grafiko nustatomas padangos dinaminis standumo koeficientas [23]:

$$k = \frac{m\omega_d^2}{1 - \frac{\delta^2}{(\delta^2 + 4\pi^2)}}. \quad (3.2)$$

čia: ω_d – slopinamų virpesių dažnis;

δ – logaritminis dekramentas.

Parametrai ω_d ir δ apskaičiuojami lygybėmis:

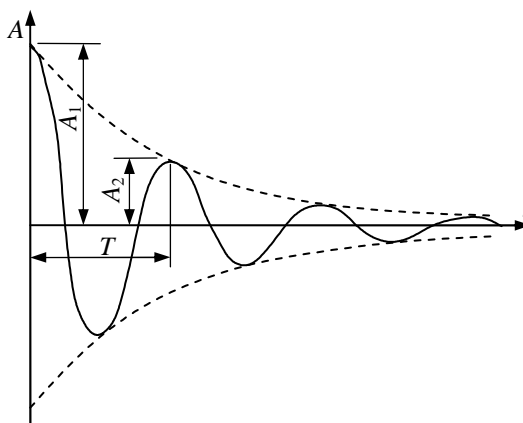
$$\omega_d = \frac{2\pi}{T}, \quad (3.3)$$

$$\delta = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}}. \quad (3.4)$$

Papildomai galima apskaičiuoti ir padangos slopinimo laipsnį ξ ir slopinimo koeficientą c :

$$\xi = \sqrt{\frac{\delta}{4\pi^2 + \delta^2}}. \quad (3.5)$$

$$c = \sqrt{\frac{4m^2 \omega_d^2 \delta^2 / (\delta^2 + 4\pi^2)}{\delta^2}} \cdot \frac{1}{1 - (\delta^2 + 4\pi^2)}. \quad (3.6)$$



3.4 pav. Slopinamų svyravimų grafikas

Dinaminis neriedančios padangos standumo ir slopinimo koeficientų eksperimentiniai tyrimai buvo atlikti, naudojant ratą su 28"×1,75" padanga. Rato ašis iš abiejų pusių buvo apkrauta svarsčiais, kurių bendra masė – 22 kg. Visa apkrovos masė (kartu su rato ir laikančiosios konstrukcijos mase) buvo $m = 31,2$ kg. Ratas buvo pakeliamas į aukštį A_1 ir tokioje padėtyje užfiksuojamas. Ant rato ašies užtvirtintu pagreičio matavimo prietaisu su pjezorezistoriniu akselerometru (Analog Device firmos ADXL326 [24]) buvo matuojamas

atlaisvinto ir slopinamais svyravimais virpančio rato pagreitis. Taikant tiesinę interpoliaciją, buvo apskaičiuojami svyravimų amplitudžių dydžiai, o taikant (3.2)-(3.5) lygybes, buvo nustatomi padangos parametrai, kurie pateikti 3.2 lentelėje. Eksperimentų grafikai pateikti 2 ir 3 priede. Iš gautų duomenų galima padaryti išvadą, kad dviračio ratas su pneumatine padanga atitinka silpnai slopinamos sistemos savybes, kadangi esant slėgiui padangoje 1-3 bar, jos slopinimo laipsnis kinta ribose $\xi \approx 0,04 \dots 0,08$.

3.2 lentelė. Padangos 28"×2,125" parametrai

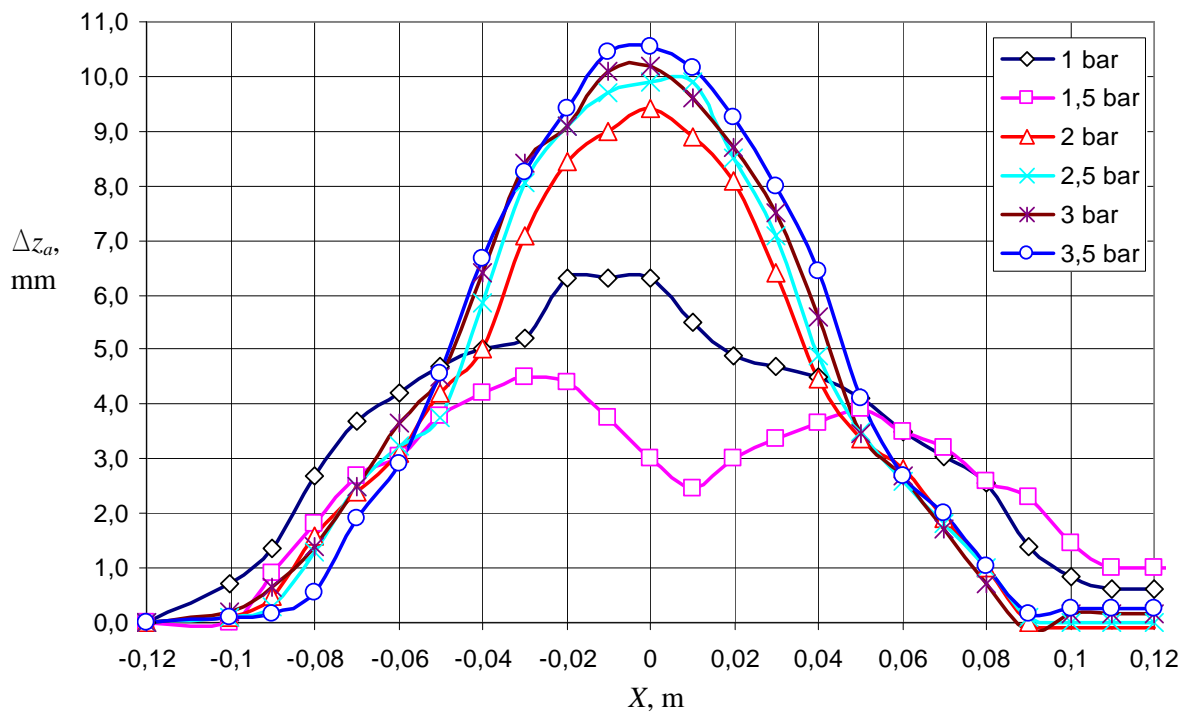
Parametras	1 bar	2 bar	3 bar
Periodas T , s	0,183	0,154	0,132
Logaritminis dekramentas δ	0,487	0,325	0,258
Dažnis ω_d , rad/s	34,3	40,8	47,6
Slopinimo laipsnis ξ	0,077	0,052	0,041
Standumo koeficientas k , N/m	37000	52080	70810
Slopinimo koeficientas c , Ns/m	166	131,7	121,9

3.2 Efektinio kelio profilio nustatymas

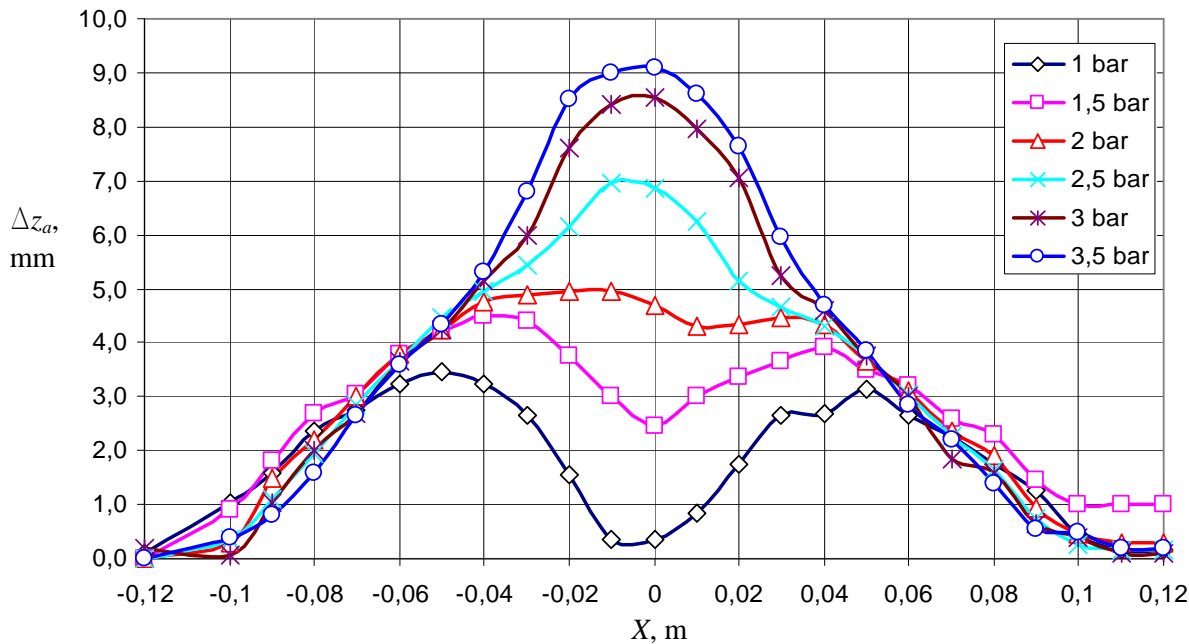
Eksperimentinis tyrimas.

Eksperimentiniam tyrimui buvo pasirinktas trapecijos skerspjūvio formos nelygumas, kurio aukštis $h = 0,011$ m ir ilgis $l = 0,05$. Iš abiejų pusių nelygumo kraštuose suformuotos pusės aukščio nuožulos. Bandymai atliekami struktūrinio vientisumo bandymų mašina, naudojant vieną iš jos būgnų. Bandymų schema atitinka 1.4 pav. pavaizduotą schemą. Tyrimams pasirinkta pneumatine padanga 28"×2,125".

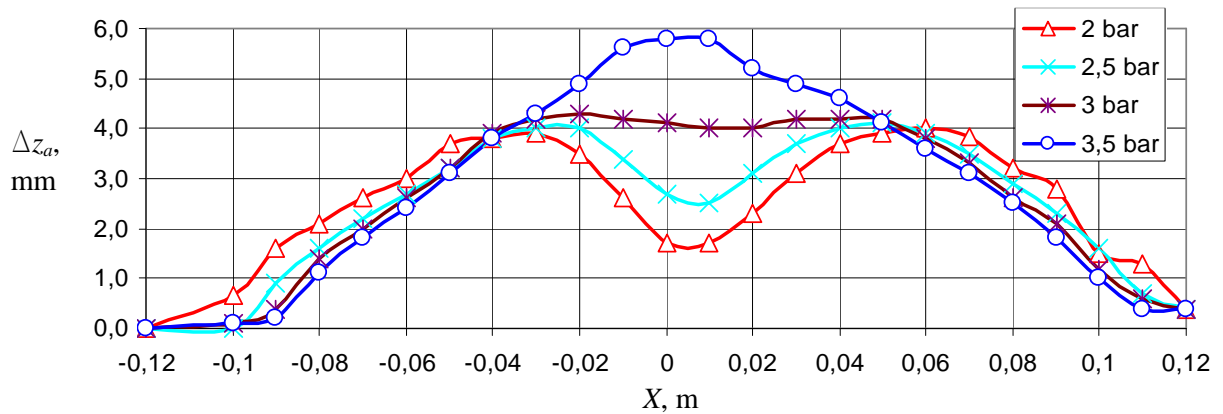
Eksperimento metu normaline apkrova (m masės svarsčiais) veikiamas ratas riedėjo būgnu, periodiškai įveikdamas ant jo sumontuotą nelygumą. Linijinis riedėjimo greitis buvo nedidelis, dinaminio žadinimo išvengta. Ašį veikianti apkrova – 20, 40 ir 60 kg svarsčiai. Eksperimentų buvo atliekami esant skirtingiems slėgiams padangoje (1-3,5 bar). Kadangi rato ašis vertikalia kryptimi buvo nefiksuojama, ratui riedant per nelygumą jos padėtis kito. Ašies padėties pokytis Δz_a buvo matuojamas indikatoriumi. Matavimo rezultatai pateikti 3.5-3.7 pav. grafikuose ir 4-6 prieduose. Gautos $\Delta z_a - X$ kreivės, kurių vidurio taške ($X = 0$) rato ašis ir nelygumo centras X kryptimi sutampa.



3.5 pav. Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio dviračio rato efektinio kelio profilis, kai apkrova 20 kg



3.6 pav. Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio dviračio rato efektinio kelio profilis, kai apkrova 40 kg



3.7 pav. Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio dviračio rato efektinio kelio profilis, kai apkrova 60 kg

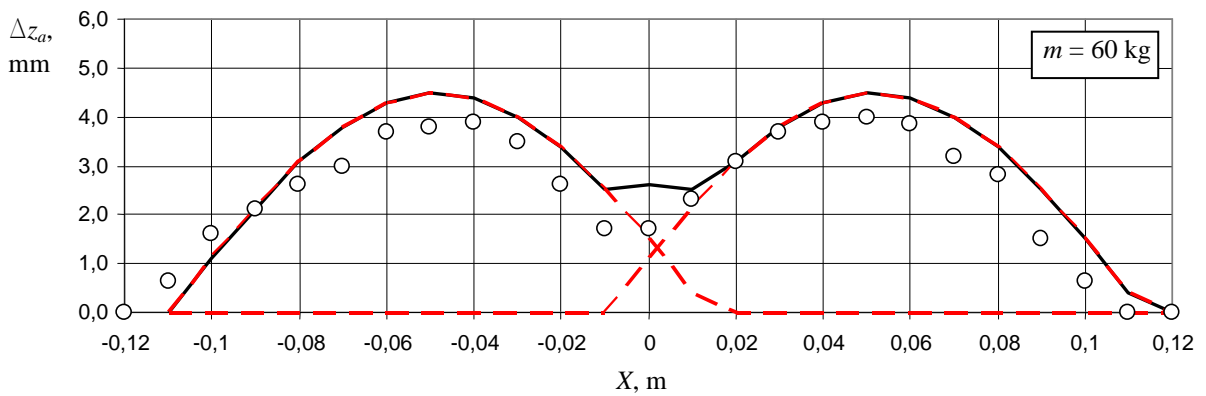
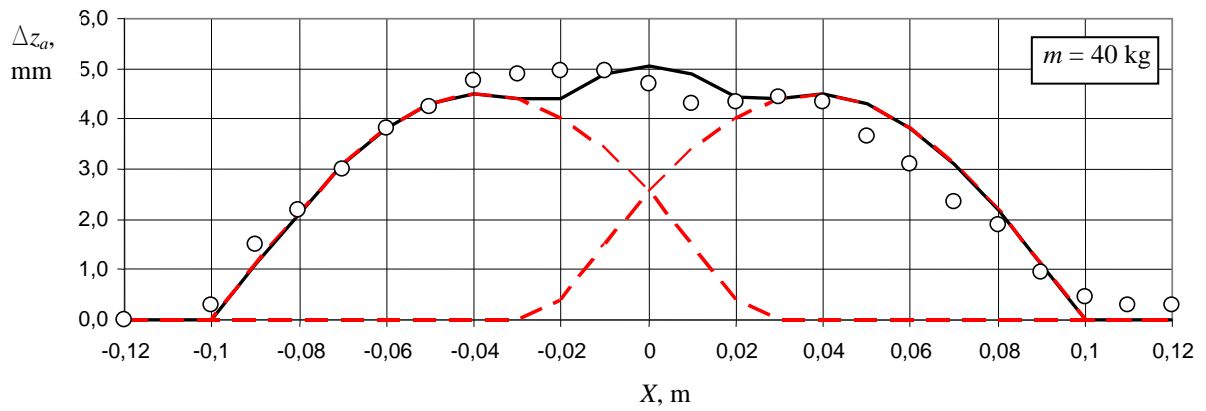
Matavimų rezultatai parodo, kad dviračio rato efektinio kelio profilio aukštis priklauso ne tik nuo apkrovos, bet ir nuo slėgio padangoje. Esant didesniems slėgiams padangoje ir nedidelėms apkrovoms, padanga rieda per nelygumą neįsispausdama, tuo tarpu kai apkrovos didelės – nelygumas įsispaudžia, net ir esant slėgiui padangoje 3 bar. Kai apkrova siekė 60 kg, matavimai esant slėgiui 1 ir 1,5 bar nebuvo atliekami. Pateikti grafikai patvirtina prielaidą, kad ir dviračio rato efektinio kelio profiliui nustatyti gali būti naudojamos 2 skyriuje aprašytos metodikos.

Efektinio kelio profilio analitinė išraiška.

Efektinio kelio profilio analitinė išraiška buvo nustatoma padangai (28"×2,125"), kurios slėgis 2 bar. Šį pasirinkimą lėmė tai, kad vidutinis rekomenduojamas slėgis yra nuo 1,8-2 bar.

Efektinio kelio profilis buvo modeliuojamas dviem perstumtomis bazinėmis funkcijomis (2.4). Šios funkcijos parametras h_b buvo šiek tiek mažesnis nei pusė nelygumo aukščio h ($h_b = 0,45h$), ilgis $l_b = 0,121$ m ir perstūmimo atstumas $l_s = 0,075$ m, kai $m = 40$ kg, ir $l_s = 0,109$ m, kai $m = 60$ kg. Taigi efektinio kelio profiliai modeliuojami atraminio paviršiaus intervale, kurio ilgiai atitinkamai lygūs 0,196 ir 0,23 m.

Tokiu būdu analitiškai nustatytų efektinis kelio profilių grafikai, esant apkrovai 40 ir 60 kg, pateikti 3.8 pav. Šiame paveiksle taip pat pavaizduoti bazinių funkcijų grafikai (punktyrinėmis linijomis) ir eksperimentiniai $\Delta_{za}(X)$ taškai. Kaip matyti, teorinės kreivės ir eksperimentiniai duomenys pakankamai gerai sutampa.



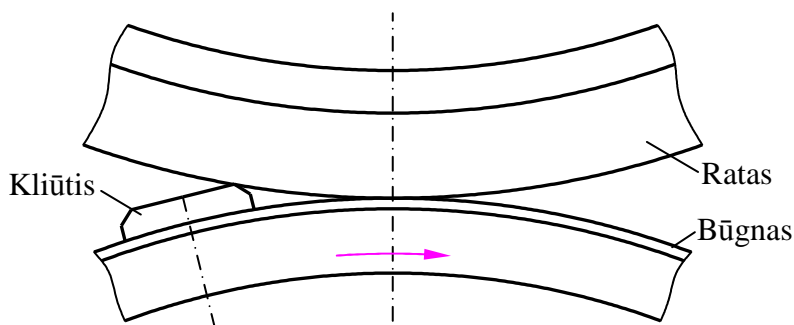
3.8 pav. Analitiškai (linijos) ir eksperimentiškai (taškai) nustatyti efektinio kelio profiliai, kai $p = 2$ bar. Punktyrinėmis linijomis pavaizduotos bazinių funkcijų grafikai

4. PER NELYGUMĄ RIEDANČIO DVIRAČIO RATO DINAMIKOS TYRIMAS

4.1 Žadinimo dėsnio pasirinkimas

Dviračio rato judėjimo nelygiu atraminiu paviršiumi dinamikos modeliavimas pradedamas žadinimo dėsnio nustatymu. Darbe [22], kuriame nagrinėjamas dviračio rato užvažiavimas ant laiptelio, pateikiami paprasčiausi neslopinamos sistemos žadinimo dėsniai – staigaus šuoliukas ir standaus rato trajektorija. Šių dėsnų analitinės išraiškos yra nesudėtingos, tačiau juos taikant transporto priemonių judėjimo nelygumais ir panašių dinaminių sistemų tyrimuose neišvengiamos paklaidos. Tiksliesni skaičiavimai gaunami, kai naudojamas efektyvio kelio profilio žadinimą atitinkantys dėsniai [18-21].

Tuo atveju, kai modeliuojama bazinėmis funkcijomis, patogiausia pirmosios funkcijos atskaitos pradžios tašku ($t = 0$) laikyti kontakto su nelygumu pradžią (žr. 4.1 pav.).



4.1 pav. Nelygumo ir rato kontaktas laiko momentu $t = 0$

Tokiu atveju, pirmosios bazinės funkcijos išraiška bus tokia:

$$y_1(t) = h_b [\sin(\Omega t)H(t) + \sin(\Omega(t - T_1))H(t - T_1)], \quad (4.1)$$

čia: $H(t)$ – vienetinė funkcija [15];

T_1 – bazinės funkcijos periodas ($T_1 = \frac{l_b}{V_x}$);

Ω – bazinės funkcijos parametras ($\Omega = \frac{\pi}{T_1}$).

Antrosios bazinės funkcijos analitinė išraiška yra tokia:

$$y_2(t) = h_b [\sin(\Omega(t - T_2))H(t - T_2) + \sin(\Omega(t - T_2 - T_1))H(t - T_2 - T_1)]. \quad (4.2)$$

čia: T_2 – bazinės funkcijos perstūmimo laikas ($T_1 = \frac{l_s}{v}$).

Taigi, bazinėmis funkcijomis modeliuojamo efektinio kelio profilio funkcija:

$$y_{1ef}(t) = y_1(t) + y_2(t). \quad (4.3)$$

Iš gautų priklausomybių matyti, kad sistemos žadinimo bendras laikas lygus:

$$T = T_1 + T_2. \quad (4.3)$$

Tuo atveju, kai taikomas standaus rato modelis, naudojant parametrus T_1 , T_2 ir Ω , efektinio kelio profilio funkcijos išraišką galima užrašyti taip:

$$\begin{aligned} y_{1ef}(t) = h_b & \left[\sin(\Omega t)H(t) + \left(1 - \sin(\Omega t)H\left(t - \frac{T_1}{2}\right) \right) - \right. \\ & \left(1 - \cos\left(\Omega\left(t - T_2 - \frac{T_1}{2}\right)\right) \right) H\left(t - T_2 - \frac{T_1}{2}\right) - \\ & \left. \cos\left(\Omega\left(t - T_2 - \frac{T_1}{2}\right)\right) H\left(t - T_2 - \frac{T_1}{2}\right) \right]. \quad (4.4) \end{aligned}$$

Ir šiuo atveju, sistemos žadinimo bendras laikas gali būti apskaičiuojamas (4.3) lygybe.

4.2 Sistemos reakcijos nustatymas

Vieno laisvės laipsnio mechaninės sistemos reakcija į neharmoninį žadinimą laiko momentu t gali būti apskaičiuojama taikant impulsinių reakcijų superpozicijos dėsnį [15, 16]:

$$y(t) = \int_0^t f(\tau)G(t - \tau)d\tau, \quad (4.5)$$

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

$G(t - \tau)$ – reakcijos į vienetinį impulsą funkcija.

Kaip matyti, poslinkio žadinimas išskaidomas į $f(\tau)d\tau$ intensyvumo impulsų sumą, o sistemos reakcija apskaičiuojama laiko momentu t , įvertinant tai, kad $t > \tau$.

Funkcijos $G(t - \tau)$ išraiška:

$$G(t - \tau) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\zeta\omega t} \sin(\omega_d(t - \tau))H(t - \tau). \quad (4.6)$$

Vieno laisvės laipsnio slopinamos sistemos reakcijos dėsnis laiko momentu t yra:

$$y(t) = \frac{\omega^2}{\omega_d} \int_0^t y_{1ef}(\tau) e^{-\zeta\omega(t-\tau)} \sin(\omega_d(t - \tau))H(t - \tau) d\tau, \quad (4.7)$$

o tuo atveju, kai sistema neslopinama ($\zeta = 0$), reakcijos dėsnį galima užrašyti paprasčiau:

$$y(t) = \omega \int_0^t y_{1ef}(\tau) \sin(\omega_d(t - \tau))H(t - \tau) d\tau. \quad (4.8)$$

Kadangi naudojamos sudėtingos efektinio kelio profilio funkcijos $y_{1ef}(t)$, analitinės (4.7) ir (4.8) integralų išraiškos taip pat yra ilgos ir sudėtingos. Dėl šios priežasties, Reakcijos reikšmės $y(t)$ buvo apskaičiuojamos programa Mathcad.

4.3 Tyrimo rezultatai

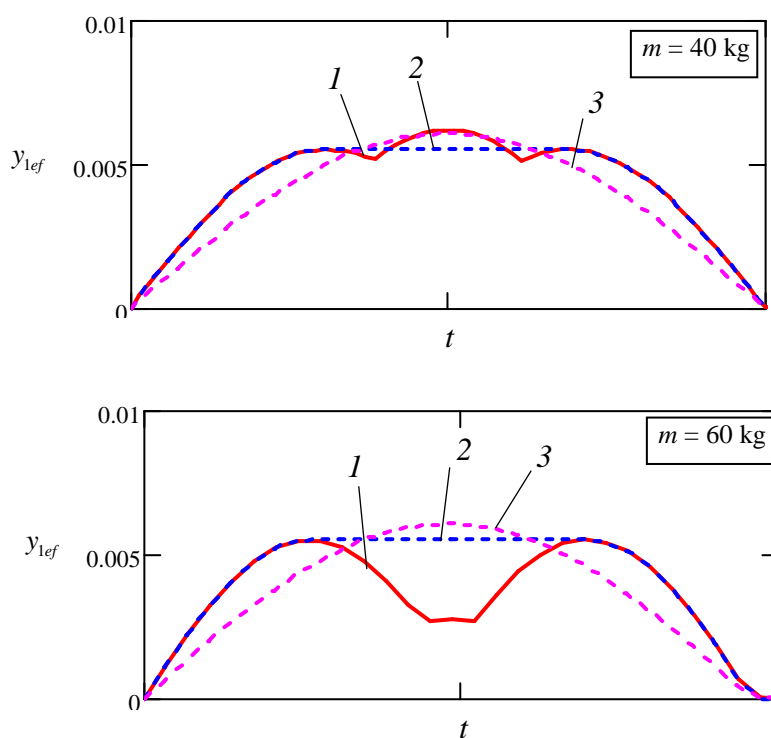
Atliekamas analitinis per vienetinį nelygumą riedančio dviračio rato su padanga (28"×1,75"), dinamikos tyrimas, kai $m = 40$ ir 60 kg. Slėgis padangoje – 2 bar. Sistemos parametrai pateikti 4.1 lentelėje.

Rato linijinio greičio V_x reikšmės: 0,5 - 2 m/s. Lyginamos sistemos reakcijos, kai žadinimo dėsnis aprašomas (4.3) priklausomybe, kuri įvertina nelygumo apgaubimą, taip pat paprastesne (4.4) priklausomybe, ir pusės periodo sinuso funkcija (visais atvejais poveikio intervalas vienodas). Efektinio kelio profilio aukštis $h_b = 0,0055$ m. Skaičiavime naudojamų skirtingų žadinimo funkcijų grafikai, kai $m = 40$ kg ir $m = 60$ kg pateikti 4.2 pav. Iš šių grafikų

matyti, kad artimesnės viena kitai gaunamos efektinio kelio profilio kreivės, kai rato apkrova 40 kg. Kai apkrova 60 kg, skirtumas tarp nelygumo išsipauidimą įvertinančios kreivės 1 ir kreivių 2, bei 3 yra ženklus.

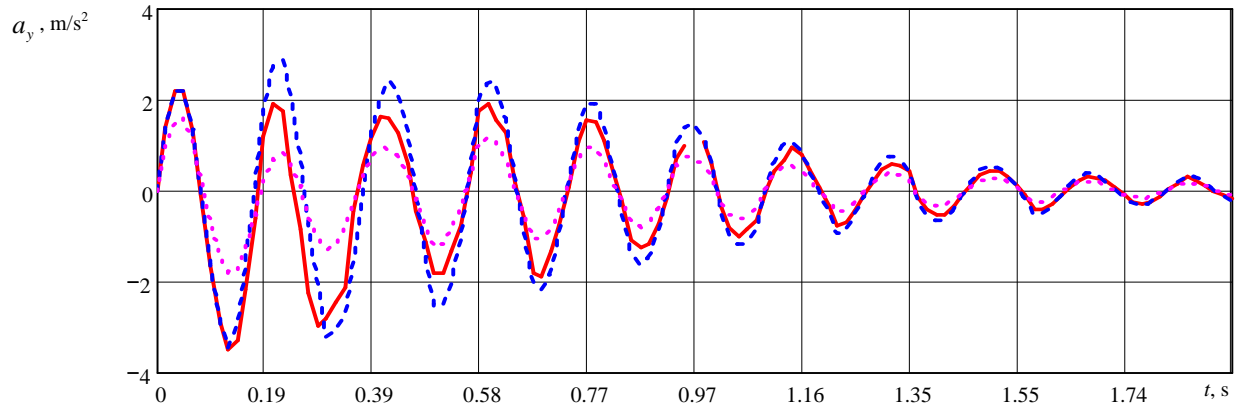
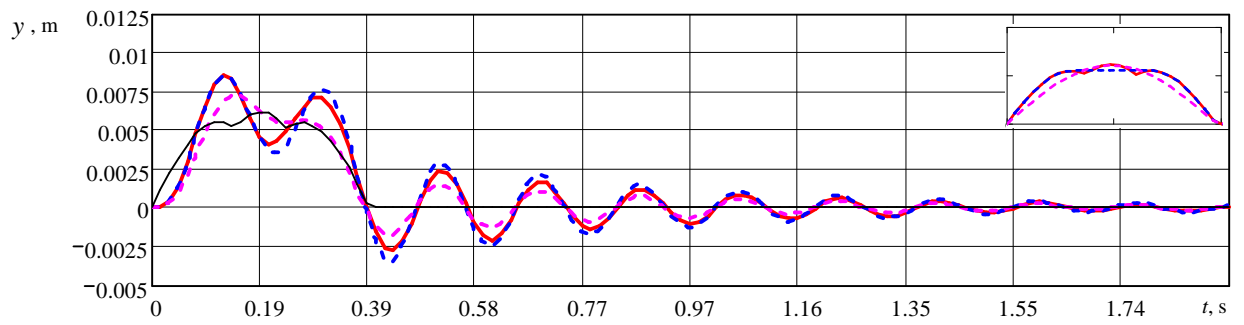
4.1 lentelė. Analitiniame tyrime naudojamų sistemos parametrų reikšmės

Parametras	Reikšmės
Masė m , kg	40 ir 60
Padangos standumo koeficientas k , N	52080
Padangos slopinimo laipsnis ξ	0,052
Periodas T , s	0,154
Dažnis ω , rad/s	41,9
Dažnis ω_d , rad/s	40,8

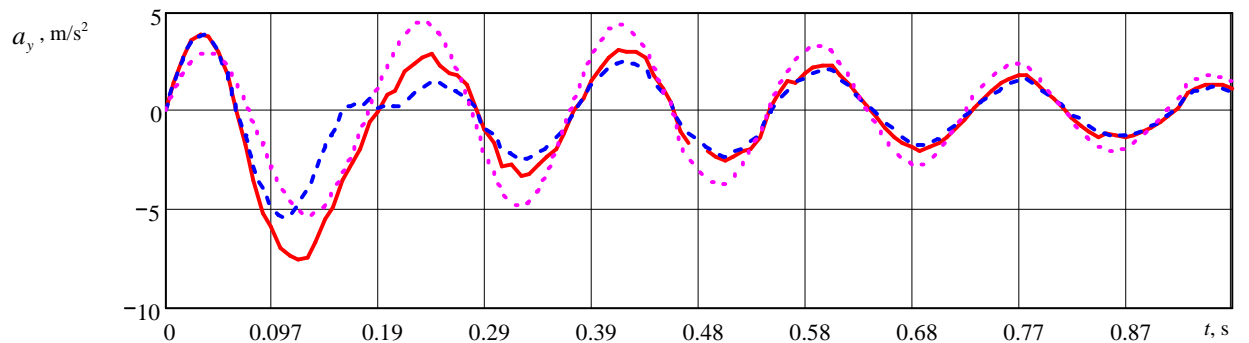
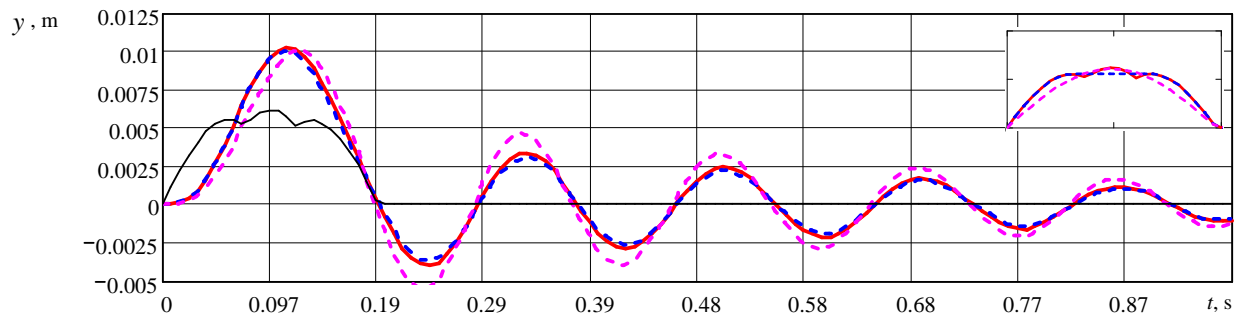


4.2 pav. Žadinimo funkcijų grafikai ($m = 40$ ir 60 kg; $p = 2$ bar): 1 – (4.3) funkcija; 2 – (4.4) funkcija; 3 – pusės periodo sinuso funkcija

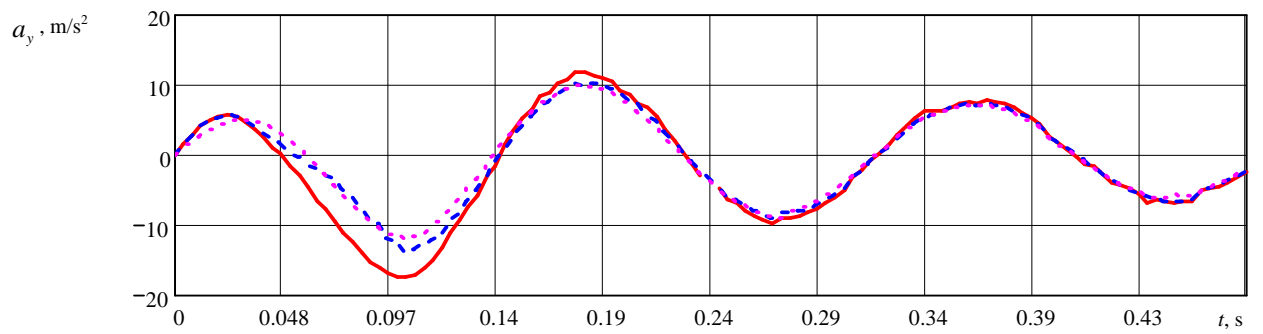
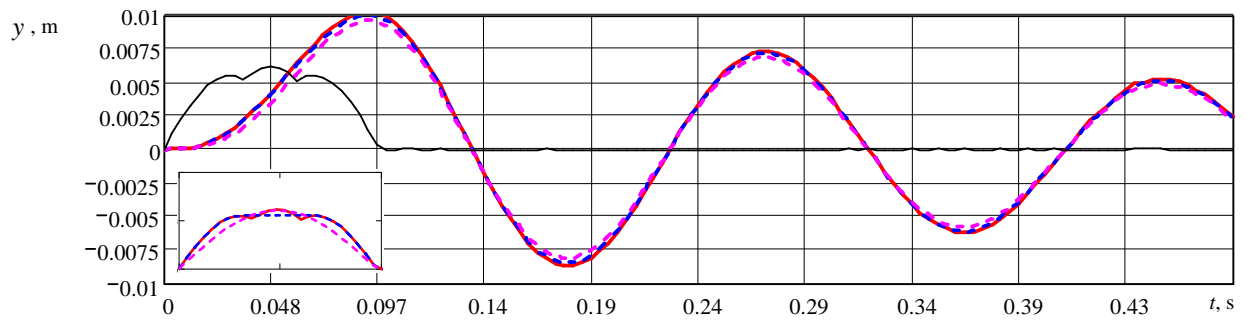
Teoriškai apskaičiuotos reakcijų $y(t)$ ir pagreičių $a_y(t)$ kreivės, kai $m = 40$ kg, pateiktos 4.3-4.5 pav., o analogiškos $y(t)$ ir $a_y(t)$ kreivės, kai $m = 60$ kg, pateiktos 4.6-4.8 pav.



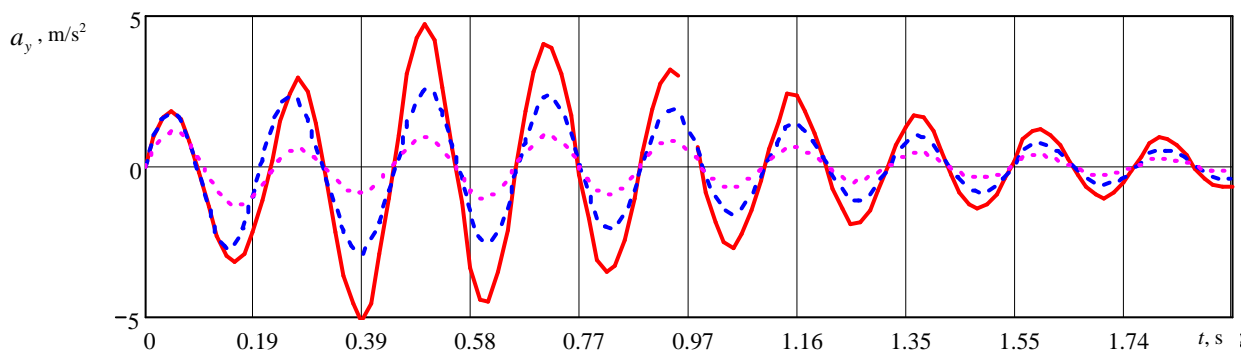
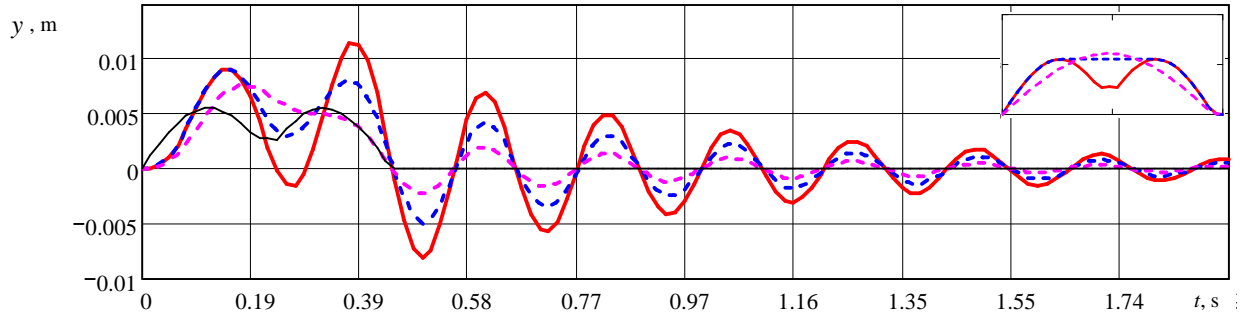
4.3 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 40$ kg ir $V_x = 0,5$ m/s



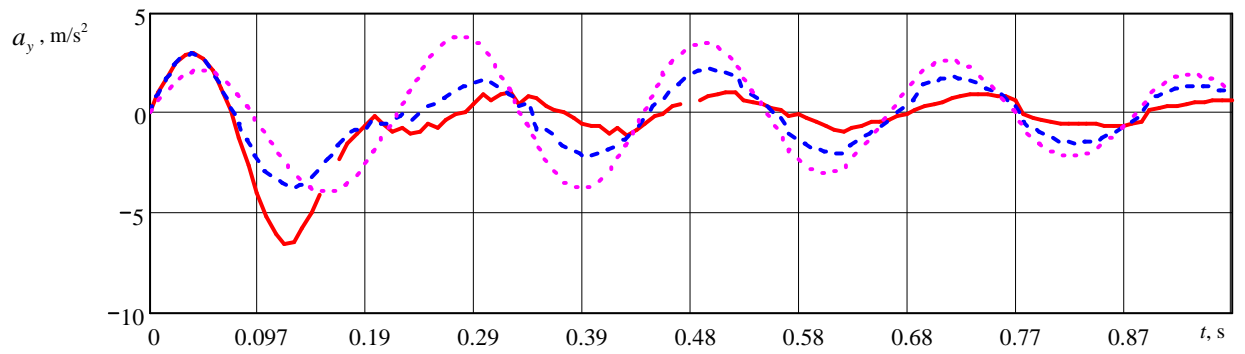
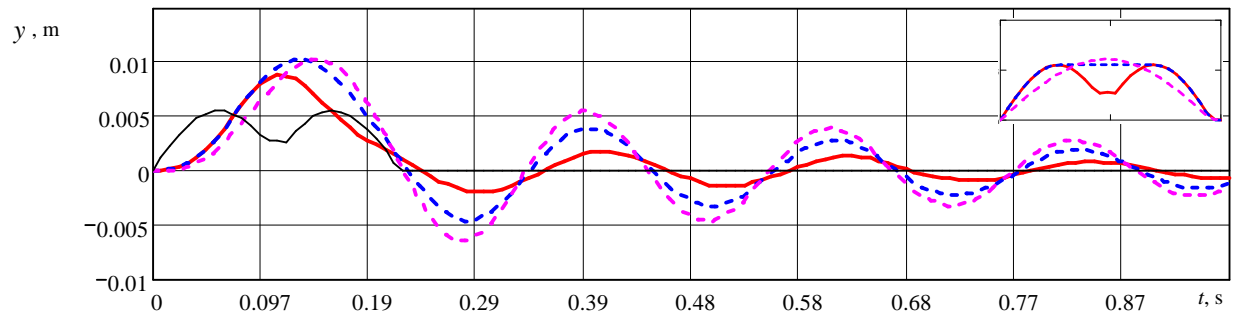
4.4 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 40$ kg ir $V_x = 1$ m/s



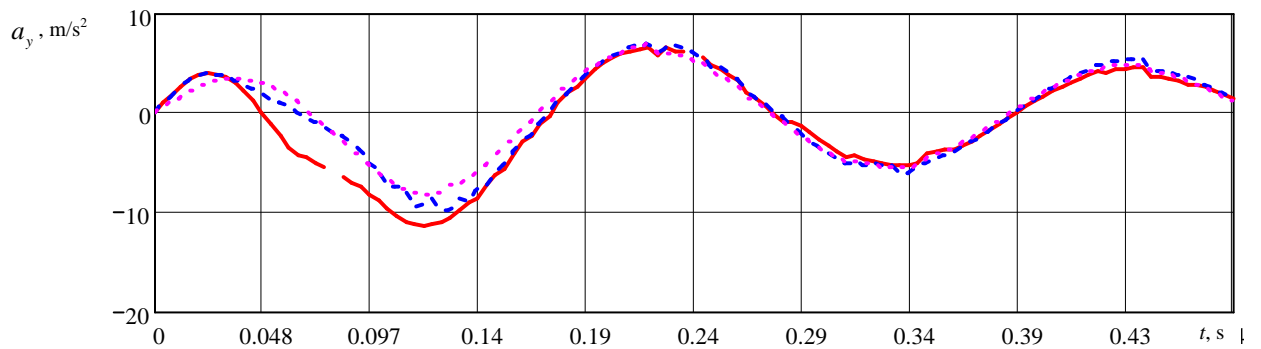
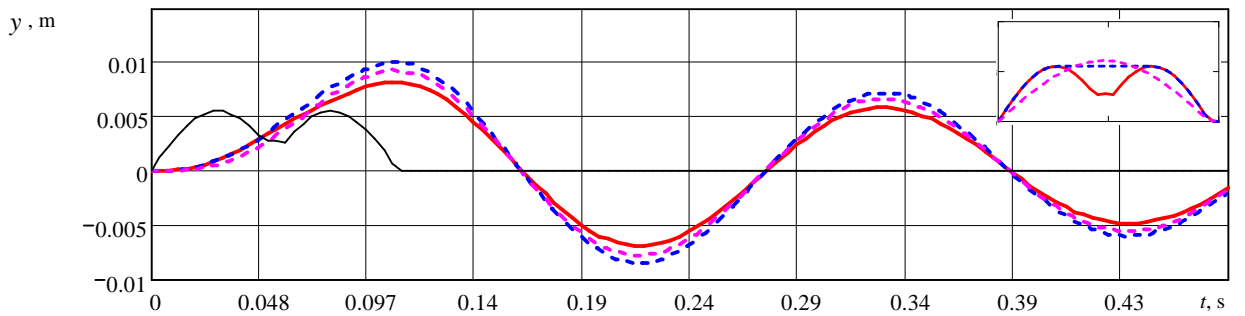
4.5 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 40$ kg ir $V_x = 2$ m/s



4.6 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 60$ kg ir $V_x = 0,5$ m/s



4.7 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 60$ kg ir $V_x = 1$ m/s



4.8 pav. Rato ašies virpesių ir jų pagreičių kreivės, kai $m = 60$ kg ir $V_x = 2$ m/s

IŠVADOS:

1. Darbe pateikiamas dviračio rato riedančio per trapecijos formos nelygumą efektinio kelio profilio aukščio dėsnio analitinis ir eksperimentinis tyrimas.
2. Eksperimentiškai nustatyti dviračio padangų standumo ir slopinimo parametrai.
3. Sudarytas dviračio rato riedančio per vienetinį nelygumą modelis, kurio žadinimo dėsniu pasirinkta juostelės tipo nelygumo efektinio kelio profilio aukščio kitimo funkcija.
4. Analitiniai tyrimai parodė, kad taikant nelygumo įsispaudimą įvertinančią efektinio kelio profilio funkciją, tikslesnės teorinės sistemos reakcijos virpesių kreivės gaunamos, kai:
 - rato apkrova 40 kg ir rato judėjimo linijiniams greitis nedidelis (iki 0,5 m/s);
 - rato apkrova 60 kg ir rato judėjimo linijiniams greitis iki 2 m/s.
5. Pateikta tyrimo metodika gali būti pritaikyta sudėtingesniais dinaminiais modeliais idealizuotų dviračių judančių staigiai kintančiu atraminiu paviršiumi analitiniams tyrimams.

LITERATŪRA

1. HERLIHY, David V. *Bicycle – the history*. Yale University Press. 2004, 480 p. ISBN 9780300120479
2. WILSON, D., G. *Bicycling science*. Massachusetts Institute of Technology. 2004, 484 p. ISBN 0-262-23237-5
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. ISO 5775-1:1997. *Dviračių padangos ir ratlankiai – 1 dalis: Padangų žymėjimai ir matmenys*.
8. ISO 5775-2:2001. *Dviračių padangos ir ratlankiai – 2 dalis: Ratlankiai*.
9. LST EN 14872:2006. *Dviračiai – dviračių aksesuarai - bagažinės*.
10. PACEJKA, Hans B. *Tyre and vehicles dynamics*. SAE International and Elsevier. 2005. 642 p. ISBN: 978-0-7680-1702-1
11. JAZAR, N. Reza. *Vehicle dynamics: theory and applications*. 2008. 1115 p. ISBN: 978-0-387-74243-4.
12. SVENDENIUS, J. *Tire modeling and friction estimation*. 2007. 194 p. ISSN: 0280-5316
13. 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
14. DIN Plus. *Zertifizierungsprogramm. Fahrräder und Komponenten*. 2006.
15. BOTTEGA, Williams J. *Enginenring vibrations*. CRC/Taylor & Francis, 2006. 726 p. ISBN 0849334209
16. OSTAŠEVIČIUS, Vytautas. *Mechaninių konstrukcijų dinamika ir modeliavimas*. Kaunas, 1998. 368 p. ISBN 9986-13-607-5
17. AUGUSTAITIS, V., K. *Mechaninių virpesių pagrindai*. Vilnius, 2000. 320 p. ISBN 9986-524-27-X

18. ZEGELAAR, P. W. A. *The dynamic response of tyres to brake torque variations and road univennesses*. Dissertation, TU Delf. 1998. 316 p.
19. GOUGH, V. E. *Tyres and air suspensijon*. Advances in automobile engineering, ed. G. H. Tidbury. Pergamon Press, Oxford, 1963.
20. GONG, S. *A study of in-plane dynamics of tires*. PhD Thesis, Delft University of Technology, Delft. 1993.
21. BADALAMENTI, J., M., DOYLE, G., R. Radial-interradial spring tire models. Journal of vibration, acoustic, stress and reliability in disign, Vol. 110, Nr. 1. 1988. 70-75 p.
22. 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
23. CLARK, S. K. *Mechanins of pneumatic tires*. 1981. 931 p.
24. http://www.analog.com/static/imported-files/data_sheets/ADXL326.pdf

PRIEDAI

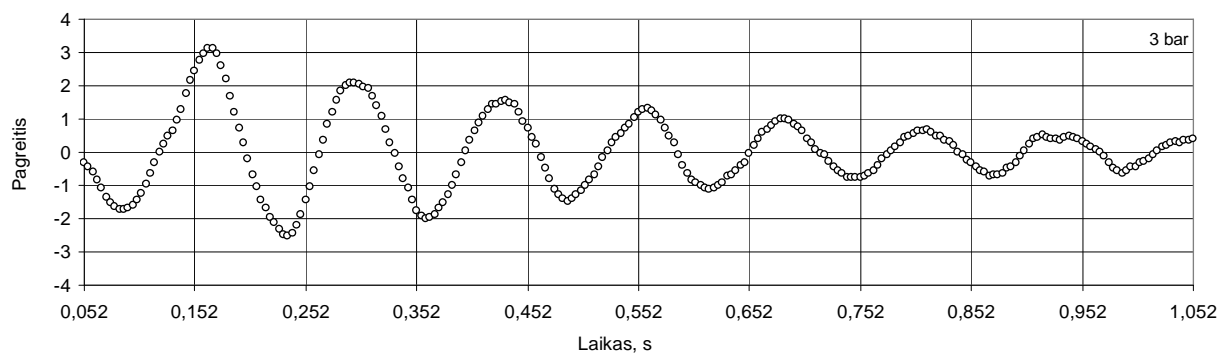
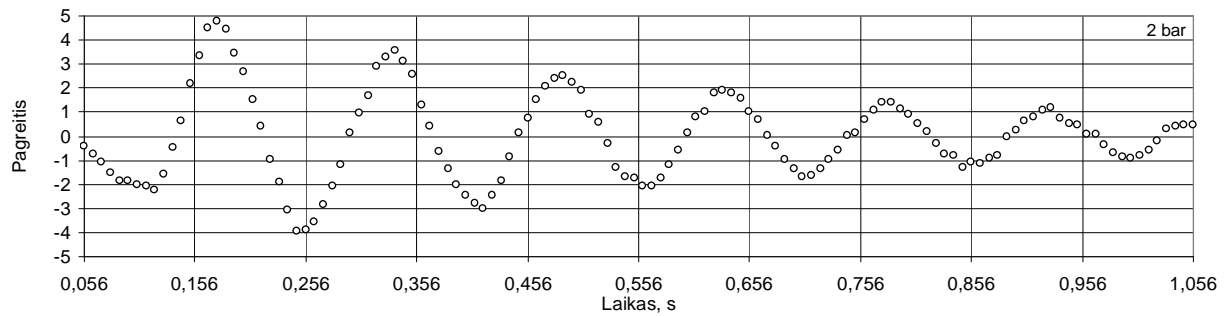
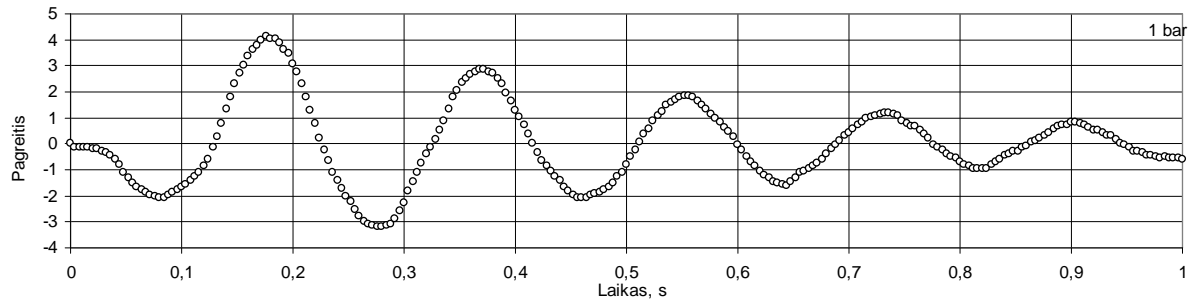
1 PRIEDAS

Padangos 28"×2,125" standumo matavimo rezultatai

Apkrova, kg	Jėga F_{za} , N	Poslinkis Δ_z .			Deformacija		
		1 bar	2 bar	3 bar	1 bar	2 bar	3 bar
0	0,0	1,9	0,7	0	0	0	0
5	79,1	3,8	2,1	1,0	0,0019	0,0014	0,001
10	183,9	6,6	4,0	2,4	0,0047	0,0033	0,0024
15	247,1	8,3	4,7	3,1	0,0064	0,004	0,0031
25	408,2	13,1	6,9	4,8	0,0112	0,0062	0,0048
30	471,5	15,4	7,8	5,4	0,0135	0,0071	0,0054
45	725,3	26,5	12,1	7,9	0,0246	0,0114	0,0079

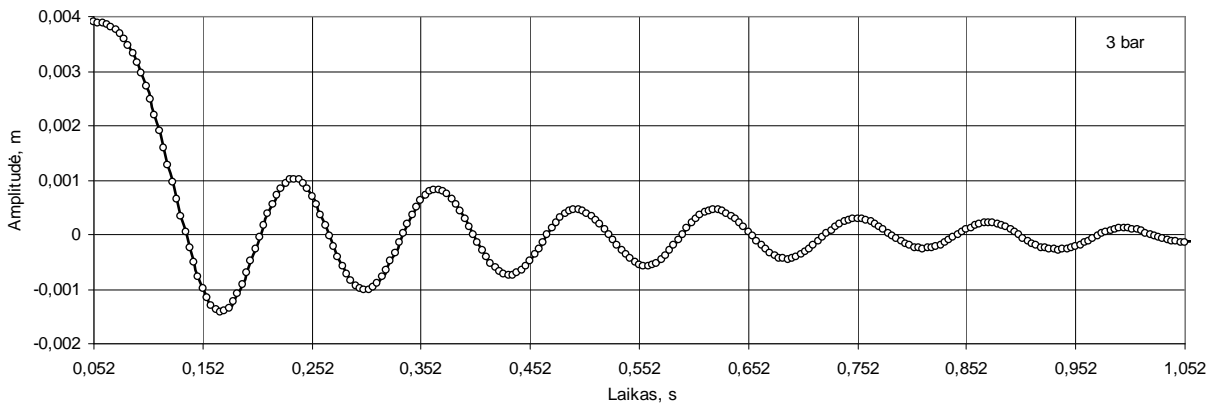
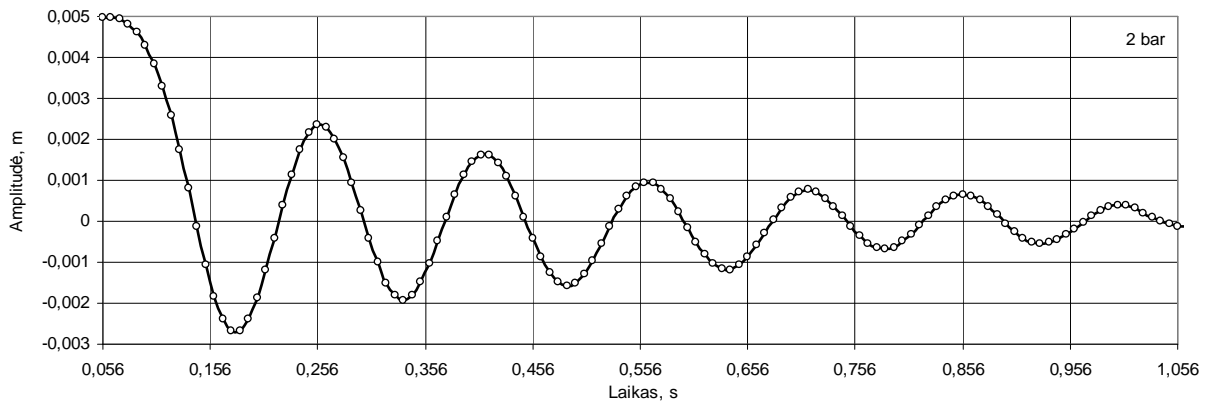
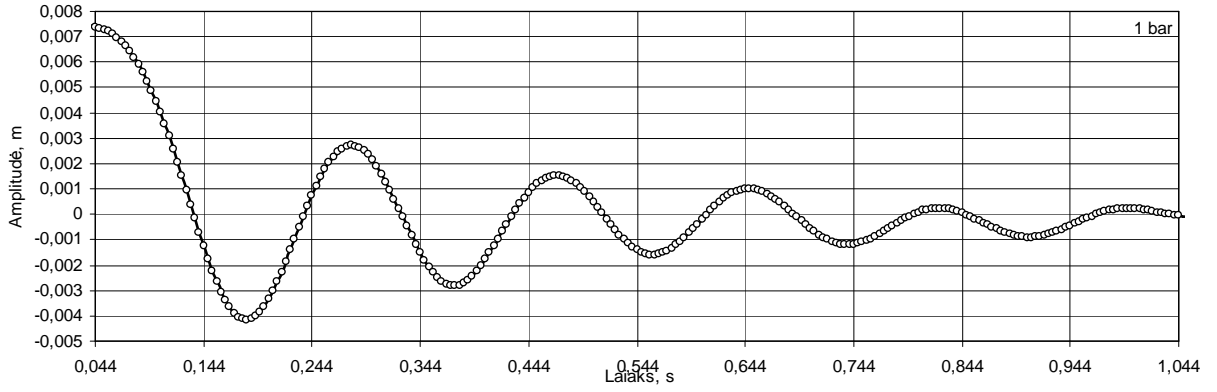
2 PRIEDAS

Eksperimentiniai 28"×2,125" padangos slopinamųjų svyravimų pagreičių (m/s^2) grafikai



3 PRIEDAS

Interpoliacijos būdu nustatyti 28"×2,125" padangos slopinamųjų svyravimų grafikai



4 PRIEDAS

Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio rato su padanga 28"×2,125"

išmatuotos Δz_a padėtys, esant normalinei apkrovai 20 kg (196,2 N)

Atstumas X , mm	Slėgis, bar					
	1	1,5	2	2,5	3	3,5
-12	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
-10	0,7	-0,1	0,1	0,1	0,2	0,1
-9	1,4	0,6	0,5	0,3	0,6	0,1
-8	2,7	1,7	1,6	1,3	1,4	0,5
-7	3,7	2,6	2,4	2,5	2,5	1,9
-6	4,2	3,3	3,1	3,3	3,6	2,9
-5	4,7	3,6	4,2	3,8	4,5	4,6
-4	5,0	4,5	5,0	5,9	6,4	6,6
-3	5,2	5,9	7,1	8,1	8,4	8,3
-2	6,3	7,3	8,5	9,1	9,1	9,4
-1	6,3	8,3	9,0	9,7	10,1	10,5
0	6,3	8,3	9,4	9,9	10,2	10,6
1	5,5	7,8	8,9	9,9	9,6	10,2
2	4,9	6,8	8,1	8,5	8,7	9,3
3	4,7	5,3	6,4	7,1	7,5	8,0
4	4,5	4,0	4,5	4,9	5,6	6,4
5	4,1	3,3	3,3	3,5	3,4	4,1
6	3,5	2,7	2,8	2,6	2,7	2,7
7	3,1	1,9	1,9	1,8	1,7	2,0
8	2,6	1,2	1,0	1,0	0,7	1,1
9	1,4	0,1	0,0	0,1	-0,2	0,1
10	0,9	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,3
11	0,6	-0,5	-0,1	0,0	0,1	0,3
12	0,6	-0,5	-0,1	0,0	0,1	0,3

5 PRIEDAS

Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio rato su padanga 28"×2,125"

išmatuotos Δz_a padėtys, esant normalinei apkrovai 40 kg (392,4 N)

Atstumas X , mm	Slėgis, bar					
	1	1,5	2	2,5	3	3,5
-12	0,1	0,0	0,0	0,0	0,2	0,0
-10	1,1	0,9	0,3	0,3	0,0	0,4
-9	1,6	1,8	1,5	1,1	1,1	0,8
-8	2,3	2,7	2,2	2,0	2,0	1,6
-7	2,8	3,1	3,0	2,8	2,7	2,7
-6	3,3	3,8	3,8	3,6	3,7	3,6
-5	3,5	4,2	4,3	4,5	4,3	4,3
-4	3,3	4,5	4,8	5,0	5,2	5,3
-3	2,6	4,4	4,9	5,5	6,0	6,8
-2	1,6	3,8	5,0	6,1	7,6	8,5
-1	0,3	3,0	5,0	7,0	8,4	9,0
0	0,3	2,5	4,7	6,8	8,6	9,1
1	0,8	3,0	4,3	6,3	8,0	8,6
2	1,8	3,4	4,3	5,1	7,1	7,7
3	2,6	3,7	4,5	4,6	5,3	6,0
4	2,7	3,9	4,3	4,3	4,6	4,7
5	3,1	3,5	3,6	3,8	3,8	3,8
6	2,6	3,2	3,1	3,1	3,0	2,8
7	2,3	2,6	2,3	2,3	1,8	2,2
8	1,8	2,3	1,9	1,6	1,6	1,4
9	1,3	1,5	1,0	0,8	0,7	0,5
10	0,5	1,0	0,5	0,3	0,4	0,5
11	0,1	1,0	0,3	0,1	0,1	0,2
12	0,1	1,0	0,3	0,1	0,1	0,2

6 PRIEDAS

**Per trapecijos skerspjūvio formos nelygumą riedančio rato su padanga 28"×2,125"
išmatuotos Δz_a padėtys, esant normalinei apkrovai 60 kg (588,6 N)**

Atstumas X , mm	Slėgis, bar					
	1	1,5	2	2,5	3	3,5
-12	-	-	0,0	0,0	0,0	0,0
-11	-	-	0,7	0,0	0,1	0,1
-10	-	-	1,6	0,9	0,4	0,2
-9	-	-	2,1	1,6	1,4	1,1
-8	-	-	2,6	2,2	2,0	1,8
-7	-	-	3,0	2,7	2,6	2,4
-6	-	-	3,7	3,2	3,2	3,1
-5	-	-	3,8	3,8	3,9	3,8
-4	-	-	3,9	4,0	4,2	4,3
-3	-	-	3,5	4,0	4,3	4,9
-2	-	-	2,6	3,4	4,2	5,6
-1	-	-	1,7	2,7	4,1	5,8
0	-	-	1,7	2,5	4,0	5,8
1	-	-	2,3	3,1	4,0	5,2
2	-	-	3,1	3,7	4,2	4,9
3	-	-	3,7	4,0	4,2	4,6
4	-	-	3,9	4,1	4,2	4,1
5	-	-	4,0	3,9	3,8	3,6
6	-	-	3,9	3,5	3,3	3,1
7	-	-	3,2	2,9	2,6	2,5
8	-	-	2,8	2,3	2,1	1,8
9	-	-	1,5	1,6	1,2	1,0
10	-	-	1,3	0,7	0,6	0,4
11	-	-	0,4	0,4	0,4	0,4