



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

MECHANIKOS FAKULTETAS

MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Evaldas Jankantas

**LAZERINIO RASTRŲ FORMAVIMO ĮRENGINIO DINAMINIŲ PROCESŲ
TYRIMAS**

**RESEARCH INTO DYNAMICS OF LASER EQUIPMENT FOR
FORMATION OF GRATING SCALES**

Baigiamasis magistro darbas

Pramonės inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H77001

Pramonės technologijos specializacija

Gamybos inžinerijos studijų kryptis

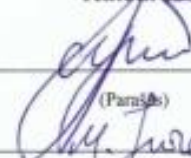
Vilnius, 2017

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

MECHANIKOS FAKULTETAS

MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas


(Parašas)
Evaldas Jankantas
(Vardas, pavardė)
2017.05.29
(Data)

Evaldas Jankantas

**LAZERINIO RASTRŲ FORMAVIMO ĮRENGINIO DINAMINIŲ PROCESŲ
TYRIMAS**

**RESEARCH INTO DYNAMICS OF LASER EQUIPMENT FOR
FORMATION OF GRATING SCALES**

Baigiamasis magistro darbas

Pramonės inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H77001

Pramonės technologijos specializacija

Gamybos inžinerijos studijų kryptis

Vadovas

prof. habil. dr. A. Kasparaitis
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)


(Parašas)
2017.05.22
(Data)

Lietuvių kalbos konsultantas

dr. A. Žemienė
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)


(Parašas)
2017-05-19
(Data)

Vilnius, 2017

(Baigiamojo darbo sąž
deklaracijos forma)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Evaldas Jankantas, 20112258

(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

Mechanikos fakultetas

(Fakultetas)

Pramonės inžinerija, PTfm-15

(Studijų programa, akademinė grupė)

BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO)

SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2017 m. gegužės 26 d.

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas tema „Lazerinio rastrų formavimo įrenginio dinaminio procesų tyrimas“ patvirtintas 2015 m. gruodžio 09 d. dekanų potvarkiu Nr. 268me, yra savarankiškai parašytas. Šiame darbe pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Mano darbo vadovas prof. habil. dr. Albinas Kasparaitis.

Kitų asmenų indėlio į parengtą baigiamąjį darbą nėra. Jokių įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs (-usi).



(Parašas)

Evaldas Jankantas
(Vardas ir pavardė)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

**MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA**

Gamybos inžinerijos studijų kryptis

Pramonės inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H77001

Pramonės technologijos specializacija

TVIRTINU

Katedros vedėjas

(Parasas)

Mindaugas Jurevičius

(Vardas, pavardė)

2017-01-15

(Data)

**BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO
UŽDUOTIS**

2017-01-15 Nr.

Vilnius

Studentui (ei) Evaldui Jankantui

(Vardas, pavardė)

Baigiamojo darbo tema: Lazerinio rastrų formavimo įrenginio dinaminio procesų tyrimas.

patvirtinta 2015 m. gruodžio 9 d. dekanų potvarkiu Nr. 268me.

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2017 m. gegužės 26 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

1. Juostų transportavimo mechanizmų analizė ir skalių apžvalga.
2. Juostos deformacijų matavimo ir prispaudimo būgnų zonoje tyrimai
3. Juostos judesio rastrų formavimo įrenginyje stabilumo tyrimai
4. Eksperimentiniai tikslumo tyrimai.
5. Rezultatų apdorojimas.
6. Išvados.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai:

dr. Rimantas Lazdinas

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Vadovas

(Parasas)

Užduotį gavau

(Parasas)

Evaldas Jankantas

(Vardas, pavardė)

2017-01-15

(Data)

prof. habil. dr. A. Kasparaitis

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

ANOTACIJA

Vilniaus Gedimino technikos universitetas Mechanikos fakultetas Mechanikos inžinerijos katedra	ISBN Egz. sk. Data-.....-.....
Antrosios pakopos studijų Pramonės inžinerijos programos magistro baigiamasis darbas 4	
Pavadinimas	Lazerinio rastrų formavimo įrenginio dinaminio procesų tyrimas
Autorius	Evaldas Jankantas
Vadovas	Albinas Kasparaitis
Kalba: lietuvių	
Anotacija Baigiamajame magistriniame darbe buvo ištirtas juostos deformacijos-formos kitimas, juostos poslinkis matavimo junginio aplinkoje, jo neigiamas poveikis deformuojamos skalės tikslumui. Juostos judesio netolygumas, virpesiai, taip pat neigiamai įtakojantys tikslumą. Atlikti teorinis ir eksperimentinis tyrimai. Teoriniame tyrime buvo sumodeliuotas mechanizmas, kurį naudojant buvo atlikti skaičiavimai bei nustatytos metalinės juostos deformacijos reikšmės matavimo būgno zonoje. Eksperimentiniame tyrime išmatuoti juostos greičio netolygumai, vibracijos ir pagreičiai, kurie įtakoja rastrų tikslumą. Aprašytas ir išanalizuotas teorinis ir eksperimentinis tyrimai. Pateiktos išvados, lentelės, grafikai. Darbo apimtis – 56 p. teksto be priedų. 62 iliustracijos, 26 bibliografiniai šaltiniai. Atskirai pridedami darbo priedai.	
Prasminiai žodžiai: Raktiniai žodžiai: metalinė skalė, lazerinis rastrų formavimo įrenginys, dinamika, judesio tolygumas, virpesiai.	

ANNOTATION

Vilnius Gediminas Technical University Faculty of Mechanics Department of Mechanical Engineering	ISBN Copies No. Date-.....-.....
Master Degree Studies Industrial Engineering study programme Master Graduation Thesis 4	
Title Research into Dynamics of Laser Equipment for the Formation of Grating Scales	
Author Evaldas Jankantas	
Academic supervisor Albinas Kasparaitis	
Thesis language: Lithuanian	
Annotation The final Master thesis researched into dynamics of laser equipment for the formation of grating scales. To determine dynamic properties of system which carries the metal tape, were carried out theoretical and experimental research. In theoretical research was developed mechanism, which satisfy experimental properties and metal tape shape deformation, displacement in measuring device environment were calculated. In experimental research were measured grating scale movement continuity, vibrations and accelerations, which lead to negative precision. Both theoretical and experimental results were evidently compared. In this master degree thesis the process of both researches, their graphs and summarizes, conclusions are given. Thesis consist of: 56 p. text without appendixes, 62 pictures, 26 bibliographical entries. Appendixes included.	
Keywords: Key words: grating scale, laser grating scale formation, dynamics, movement continuity, vibrations	

TURINYS

IVADAS.....	10
1. JUOSTŲ TRANSPORTAVIMO MECHANIZMŲ ANALIZĖ IR SKALIŲ APŽVALGA	13
1.1. Juostos traukimo mechanizmo analizė.....	13
1.2. Išilginių ir skersinių juostos virpesių modeliavimas.....	17
1.3. Pagrindinių juostos gamintojų skalių parametrų skalių apžvalga.....	18
2. JUOSTOS DEFORMACIJŲ MATAVIMO IR PRISPAUDIMO BŪGNŲ ZONOJE	
TYRIMAI.....	24
2.1. Prielaidos ir principai.....	27
2.2. Modeliavimas COMSOL programa.....	30
2.3. Modeliavimo sąlygos.....	37
2.4. Juostos parametrų pokyčio skaičiavimo rezultatai.....	39
2.5. Juostos matmens ir formos nuokrypių priklausomybė laike.....	44
3. JUOSTOS JUDESIO STABILUMO TYRIMAI.....	46
3.1. Išilginių ir skersinių juostos virpesių analizė.....	46
3.2. Juostos virpesių eksperimentinis tyrimas.....	49
4. TYRIMO REZULTATŲ APŽVALGA.....	53
IŠVADOS.....	54
LITERATŪROS SĄRAŠAS.....	55
PRIEDAI.....	57

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Juostos transportavimas naudojant atvirąją kilpą	13
1.2 pav. Juostos transportavimas naudojant uždarąją kilpą.....	14
1.3 pav. Vieno variklio sistema	14
1.4 pav. Kelių variklių sistema	15
1.5 pav. Juostos traukimo greičio pulsacijos	16
1.6 pav. Inkrementinis takelis.....	19
1.7 pav. Rastrų formavimo stendas	21
1.8 pav. Juostos poslinkio matavimo mazgas.....	21
1.9 pav. Juostos poslinkio +matavimo sistemos 3d vaizdai pjūviuose.....	22
2.1 pav. Pirmasis pasirinkimas	30
2.2 pav. Antrasis pasirinkimas.....	30
2.3 pav. Trečiasis pasirinkimas	31
2.4 pav. Ketvirtasis pasirinkimas.....	31
2.5 pav. Penktasis pasirinkimas	32
2.6 pav. Šeštasis pasirinkimas	32
2.7 pav. Septintasis pasirinkimas.....	33
2.8 pav. Aštuntasis pasirinkimas	33
2.9 pav. Devintasis pasirinkimas	34
2.10 pav. Dešimtas pasirinkimas	34
2.11 pav. Plieninės juostos junginio kontaktinės poros.....	34
2.12 pav. Plieninės juostos junginio kontaktinės poros.....	34
2.13 pav. Plieninės juostos junginio tvirtinimas ir apkrova	35
2.14 pav. Plieninės juostos junginio tvirtinimas ir apkrova	35
2.15 pav. Vienuoliktasis pasirinkimas	35
2.16 pav. Baigtinių elementų tinkelis.....	36
2.17 pav. Dvyliktasis pasirinkimas.....	36
2.18 pav. Ritinėlio padengiamasis plotas	37
2.19 pav. Junginio fiksacijos ir apkrovos schema	38
2.20 pav. Juostos deformacijos išilgine kryptimi naudojant hypalono ritinėlį, 2-oje kontaktinėje poroje.....	39
2.21 pav. Juostos deformacijos išilgine kryptimi naudojant plieninį ritinėlį, 2-oje poroje	39
2.22 pav. Rezultatų vieta vertikalia kryptimi	40
2.23 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant plieninį ritinėlį	40
2.24 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant akrilo plastiko ritinėlį	40
2.25 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant hypalono ritinėlį.....	40
2.26 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant plieninį ritinėlį, 2-oje poroje.....	41
2.27 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant akrilo plastiko ritinėlį, 2-oje poroje .	41
2.28 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant hypalono ritinėlį, 2-oje poroje	41
2.29 pav. Juostos įtempių pasiskirstymas vertikalia kryptimi	42
2.30 pav. Didžiausių įtempių zonos 3d modelis.....	42
2.31 pav. Ritinėlio dengto guma deformacijos vertikalia kryptimi	43
2.32 pav. Atraminio veleno deformacijos vertikalia kryptimi.....	43
2.33 pav. Tempiamos juostos deformacijos išilgine kryptimi	44
2.34 pav. Didžiausios ir mažiausios deformacijos reikšmės išilgine kryptimi.....	44
2.35 pav. Juostos deformacijos apatiniame sluoksnyje, išilgine kryptimi	45
2.36 pav. Didžiausios ir mažiausios deformacijos reikšmės išilgine kryptimis	45
3.1 pav. Išilgai ašies judančios plieninės juostos sistemos schema, kai judėjimas tarp dviejų atramų ir stacionaria trinties apkrovą	46

3.2 pav. Vidurio taško poslinkis išilgine kryptimi prie parametrų: $v_0 = 4$ mm/s, plieninės juostos plotis 20 mm	48
3.3 pav. Vidurio taško poslinkis išilgine kryptimi prie parametrų: $v_0 = 4$ mm/s, plieninės juostos plotis 17.5 mm	48
3.4 pav. Tyrimo stendas.....	49
3.5 pav. Akcelerometrai 4506 ir 4375	49
3.6 pav. Poslinkio jutiklis išilgine kryptimi.....	49
3.7 pav. Akcelerometras 4506	50
3.8 pav. Juostos pagreičio laikinio signalo grafikas	50
3.9 pav. Juostos pagreičio spektrinio tankio grafikas	50
3.11 pav. Juostos greičio spektrinio tankio grafikas.....	51
3.10 pav. Juostos greičio laikinio signalo grafikas.....	51
3.12 pav. Juostos pagreičio spektrinis tankis.....	51
3.13 pav. Juostos greičio spektrinis tankis	51
3.14 pav. Juostos pagreičio spektrinis tankis.....	52
3.15 pav. Juostos greičio spektrinis tankis	52
3.16 pav. Juostos pagreičio spektrinis tankis.....	52
3.17 pav. Juostos greičio spektrinis tankis	52

LENTELIŲ SĄRAŠAS

2.1 lentelė. Struktūrinis plienas	37
2.2 lentelė. Hypalonas	37
2.3 lentelė. Plienas „Aisi 4340“	37

IVADAS

Vis labiau kyla poreikis sukurti aukšto tikslumo metalines liniuotes. Be to, tikslaus ir greito brūkšninių ilgio matų padalų detektavimo problemos aktualumą ir sprendimo būtinybę pirmiausia sąlygoja sparčiai didėjantys poreikiai. Kyla našumo reikalavimai jų technologiniam proceso tikslumui. Darbe pagrindinis dėmesys skiriamas rastrų formavimo įrenginio dinaminiam procesams ištirti. Šių procesų įtaka yra tiesiogiai susijusi su rastrų kokybe.

Vienas sudėtingų iššūkių, su kuriais susiduria mokslas ir aukštųjų technologijų pramonė, yra vis didėjantis poreikis įterpti metalines liniuotes į gamybos procesų gerinimą. Šį uždavinį įmanoma išspręsti tik gerai suprantant paklaidų fiziką, atlikus gilius ir išsamius tikslumo tyrimus, kuriais remiantis galima pagrįsti rastrų formavimo sistemų tobulinimo kryptis ir sudaryti bandymo metodologijas.

Tikslumo tyrimuose padaryta didelė pažanga, tačiau precizinės rastrų formavimo sistemos dažnai yra per daug sudėtingos ir skirtingos, todėl sunku ar beveik neįmanoma perkelti ir pritaikyti joms šių tyrimų pasiekimus tiesiogiai. Tokių sistemų kūrimas ir tobulinimas turi remtis tyrimais specifinėje darbo aplinkoje.

Vienas pagrindinių tokių sistemų projektavimo kriterijų yra sandara, kuri nulemia, kokio dydžio paklaidos gali būti toleruojamos kiekvienoje sistemos kūrimo, gamybos ar eksploatavimo stadijoje. Paklaidas siekiama ne minimizuoti, o padaryti jas valdomomis ir kontroliuoti jų poveikį, ištirti dominuojančias paklaidas, jų valdymo galimybes.

Tyrimo objektas

Šiame darbe siekiama ištirti rastrų formavimą ant metalinės juostos ir pateikti rekomendacijas tobulinimui, kad būtų pasiekta mažiausia rastrų gamybos paklaida. Darbo dalys:

- Įrenginių- jų tyrimų skalių apžvalga.
- Juostos deformacijų, dinaminių procesų tyrimai.

Darbo tikslas ir uždaviniai

Tikslas yra vidinių ir išorinių dinaminių veiksnių, lemiančių rastrų formavimo paklaidas dinaminiame režime, pobūdžio ir dydžių nustatymas.

Darbo tikslui pasiekti sprendžiami šie uždaviniai:

- Teorinis juostos deformacijų matavimo junginio aplinkoje modeliavimas.
- Deformacijų parametrų skaitinių reikšmių nustatymas.
- Juostos judesio tolygumo modeliavimas.
- Eksperimentinis judančios juostos virpesių tyrimas.
- Virpesių charakteristikų skaičiavimas.

Temos naujumas

- Yra kuriamas naujas technologinis procesas, kurio metu suformuojami ripliai rastrinių elementų paviršiuje dinaminiu režimu.
- Proceso paveikūs veiksniai, jų įtaka nauji, nežinomi, neaprašyti literatūroje. Tai lemia tyrimo naujumą.
- Darbas yra mokslinių tyrimų dalis, kuri yra skirta lazerinei precizinei rastrinei technologijai sukurti.

Temos aktualumas

Yra sprendžiamos naujai iškilusios rastrų formavimo ant metalinės juostos problemos. Šių problemų sprendimas yra būtinas užtikrinti metalinių rastrinių skalių tikslumą, reikalingą šiuolaikiniams robotizuotiems ir automatizuotiems įrenginiams. Dėl išskirtinai naudingų savybių poreikis išaugo, dedamos didelės pastangos jų technologijos sukūrimui.

Tyrimo metodai

Buvo atliktas teorinis juostos deformacijų matavimo ir prispaudimo būgnų zonoje modeliavimas naudojant „Comsol“ programą, kuri skaičiuoja naudodama Lagrandžo J.L. (1788) metodą.

Praktiniai tyrimai atlikti UAB „Precizika Metrology“ termokonstantinėse laboratorijose, kuriuose yra gamybai artimos sąlygos. Sukurtoje sistemoje panaudoti preciziniai kampinių poslinkių keitikliai. Bandymams buvo panaudoti ZMI2000 ir HP5526A lazeriniai interferometrai, HH41 etaloninis termometras, MM40 „Nikon“ mikroskopas, skaitmeninė kamera, virpesių matavimo įranga "Brüel & Kjær" ir kiti įrenginiai.

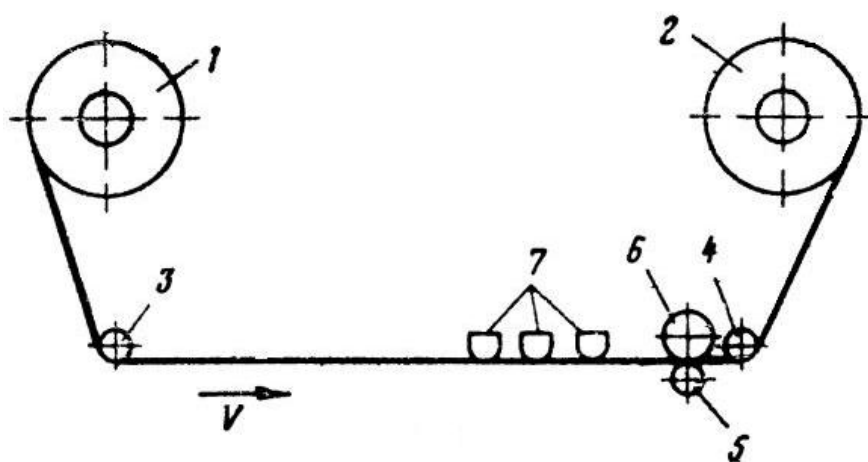
Darbo mokslinė vertė

- Atskleista ir ištirta metalinės juostos deformacijų įtaka rastrų formavimo tikslumui, lazeriniu būdu.
- Nustatyti judesio netolygumo parametrai, įtakojo rastrų formavimo paklaidas.

1. JUOSTŲ TRANSPORTAVIMO MECHANIZMŲ ANALIZĖ IR SKALIŲ APŽVALGA

1.1. Juostos traukimo mechanizmo analizė

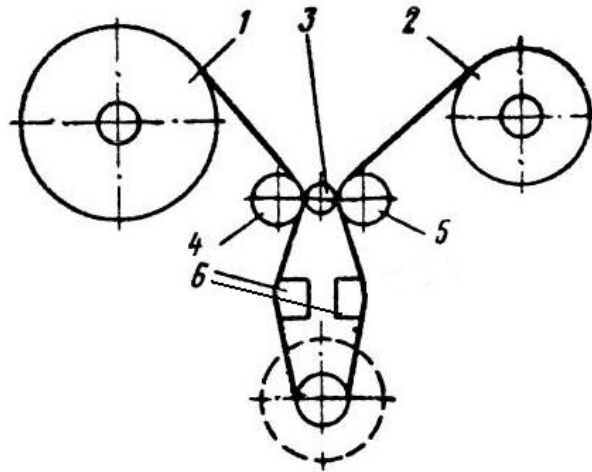
Analizė skirta apžvelgti jau sukurtus mechanizmus ir jų specifines savybes. Juostos transportavimo įrenginiuose naudojamos dvi schemos – uždaroji arba atviroji kilpa. Tai pagrindinės kinematinės schemos tokio tipo įrenginiams. Dėl paprasto realizavimo labiausiai paplitusi ir beveik visus tokio tipo mechanizmus apimanti struktūra yra parodyta atviroji kilpa (žr. 1.1 paveiksle), tačiau konkretūs mechanizmai gali turėti neesminius pakeitimus. Yra naudojama ir uždaroji kilpa dėl galimo patogaus tempimo mechanizmo ir kitų specifinių savybių (žr. 1.2 paveiksle).



1.1 pav. Juostos transportavimas naudojant atvirąją kilpą: 1 – išvyniojimo būgnas, 2 – suvyniojimo būgnas, 3, 4 – kreipimo ritinėlis, 5 – traukimo ritinėlis, 6 – prispaudimo ritinėlis, 7 – skaitymo arba įrašymo elementai

Šaltinis: sudaryta autoriaus

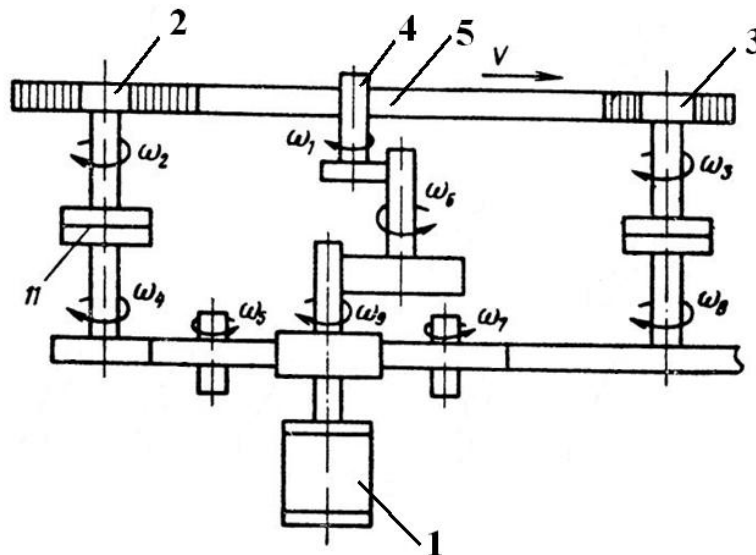
Uždaroje kilpoje, pasirinkus skirtingo diametro prispaudimo ritinėlius nenaudojant papildomų tempimo mechanizmų galima pasiekti juostos įtempimą. Taip pat uždarajai sistemai galima panaudoti vieno variklio koncepciją. Viena iš pagrindinių įrenginio transportavimo juostos pastovių greičiu sudedamoji dalis – varomas ritinėlis ir ritinėlis, kuris prie jo prispaudžia juostą. Kitos papildomos sistemos yra juostos išvyniojimo ir suvyniojimo mazgai, skirti tinkamam juostos įtempimo lygiui užtikrinti, kad ji galėtų būti naudojama darbo metu. Juostos kreipimo ir palaikymo elementai (velenai, ritinėliai) yra pagrindiniai juostos orientavimo elementai judant juostos keliu.



1.2 pav. Juostos transportavimas naudojant uždarają kilpą: 1 – išvyniojimo būgnas, 2 – suvyniojimo būgnas, 3 – traukimo ritinėlis, 4, 5 – prispaudimo ritinėliai, 6 – skaitymo arba įrašymo elementai

Šaltinis: sudaryta autoriaus

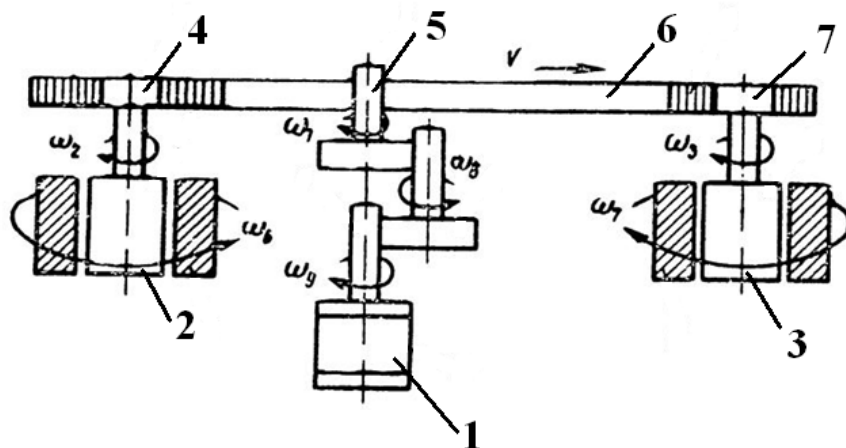
Pagal sukimo momento suteikimą išvyniojimo ir suvyniojimo velenams sistemos yra skirstomos į vieno variklio ir kelių variklių. Vieno variklio sistemose naudojamas vienas variklis, kurio sukimo momentas perduodamas juostos traukimo mazgui ir išvyniojimo bei suvyniojimo mazgams. Išvyniojimo ir suvyniojimo mazguose momentas keičiamas frikcinėmis sankabomis. Velenai jungiami grandinėmis, diržais arba krumpliaračiais. Šio mechanizmo schema matoma 1.3 paveiksle.



1.3 pav. Vieno variklio sistema: 1 – variklis, 2 – išvyniojimo mazgas, 3 – suvyniojimo mazgas, 4 – varantysis mazgas, 5 – juosta

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Sistemose, kuriose yra daugiau nei vienas variklis, sukimo momentas kiekvienam mazgui yra parduodamas iš atskiros variklio. Tokia sistema yra plačiausiai naudojama dėl patogesnio valdymo ir pavarų geresnių charakteristikų. Kadangi naudojama viena pavara ir darbiniam greičiui, ir juostos pervyniojimui, sunku rasti tokį variklį, kuris pasižymėtų geromis charakteristikomis esant skirtingiems greičiams. Taip pat galimos įvairios variacijos, kai panaudojamas vienas variklis keliems mazgams. Tokio mechanizmo schema pateikiama 1.4 paveiksle.



1.4 pav. Kelių variklių sistema: 1 – traukimo mechanizmo variklis, 2 – išvyniojimo mechanizmo variklis, 3 – suvyniojimo mechanizmo variklis, 4 – išvyniojimo mechanizmas, 5 – traukimo mechanizmas, 6 – juosta, 7 – suvyniojimo mechanizmas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Taigi apžvelgus šiuos aukščiau pateiktus mechanizmus galima teigti, jog esminis skirtumas tarp visų juostos tempimo mechanizmų yra perdavos variklių pasirinkimas ir mazgų kiekis, nuo kurių priklauso tikslumas. Kuo daugiau mazgų, tuo didesnė tikimybė, jog rastras bus išdegintas netiksliau žingsniu.

Traukimo greičio pulsacijos

Vidutinis juostos greitis darbo zonos atžvilgiu atspindi juostos traukimo sistemos kokybės charakteristikas. Yra žinoma, kad norint atkurti ar pagaminti vaizdą ant juostos, ji turi būti standi ir nedeformuota išilgai savo ilgio. Vidutinis greitis priklauso nuo varomojo variklio sūkių, perdavimo mazgų, frikcinių elementų, apkrovų. Vidutinis greitis dėl įvairių sąlygų nėra konstanta.

Momentinis (realus) juostos greitis darbo zonoje nėra pastovus, jis pulsuoja apie vidutinę reikšmę. Tipiška pulsacija parodyta 1.5 paveiksle. Iš esmės greičio pulsacija yra atsitiktinės prigimties ir yra vibracijų (periodinių ir neperiodinių), kurias sukelia įvairios priežastys suma.

Realiame juostos traukimo mechanizme periodinių dedamųjų momentiniai dažniai ir amplitudės nėra pastovios laiko atžvilgiu ir nukrypsta nuo vidutinės reikšmės, todėl jos gali būti vadinamos tik periodinėmis. Dažnių ir fazės priklausomybė skirtingų dedamųjų gali būti atsitiktinė ir kintanti laike. Daroma išvada, kad mechanizmuose, kuriuose greičio pulsacijas sudaro periodinės dedamosios, bendras juostos greičio svyravimas darbo zonoje yra atsitiktinis procesas.



1.5 pav. Juostos traukimo greičio pulsacijos

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Juostos įtempimas ir jos svyravimai

Greičio pulsacijos yra daugelio elementų vibracijų ir sukimosi paklaidų suma. Greičio pulsacijas gali sukelti variklis, varantis veleną, kuris traukia juostą, perdavimo mechanizmai ir ritinėliai. Pavaros yra labai svarbus mazgas, kuris gali prisidėti prie konkrečių greičio svyravimų. Todėl pavara turi būti parinkta su reikiamomis charakteristikomis ir minimaliu nuokrypiu nuo nominalaus greičio. Pavarą sudaro elektros variklis ir perdavimo mechanizmas - dažniausiai naudojamas reduktorius. Juostai traukti būtinas variklis, dažniausiai būna žingsninis, servo arba pjezo. Dėl valdymo patogumo ir variklio charakteristikų dažniausiai yra naudojami servo varikliai.

Kartu su varikliu turi būti parenkamas tinkamas reduktorius. Parenkant reduktorių, atsižvelgiama į jo charakteristikas ir tipą. Reduktoriai su krumpliaračiais tiksliame perdavime yra vengiami dėl krumplių įnešamų žingsnio ir sukauptų paklaidų.

Sukimosi mechanizmuose yra plačiai naudojami slydimo ir riedėjimo guoliai, kurie sukdami vysto pasipriešinimo sukimo momentą, kuris yra suma kintamųjų ir fiksuotų komponentų, o tai gali būti laikoma jėgos generatoriais. Visos generatoriaus jėgos spaudžia guma padengtą ritinėlį, taip atsiranda frikcinė perdava, nes pasipriešinimo jėga, pradeda veikti, kai besisukanti guma turi kintamą dydį (savybę), kuris priklauso nuo gumos sluoksnio ant ritinėlio nevienodumo. Ši kintama jėga yra periodinė ir jos kampinis dažnis yra lygus kampiniam greičiui.

1.2 Išilginių ir skersinių juostos virpesių modeliavimas

Transportuojant plieninę juostą be jokios prispaudimo jėgos, greitis kinta, bet deformacijos nevyksta, o atstumas nuo ritinėlio ašies (matavimo būgno) iki kontakto vietos yra ritinėlio radiuso dydis. Pradedant juosta prispausti, ji apsigaubia apatinį ritinėlį. Priklausomai nuo prispaudimo jėgos jos atstumas nuo ritinėlio ašies (matavimo būgno) pasikeičia į: ritinėlio radiusas plus pusė juostos pločio. Tiksliam juostos transportavimui taip pat trukdo juostą veikiantys virpesiai. Dėl variklių, įrenginio bazės bei aplinkos poveikio juosta bei pats įrenginys vibruoja, esant tam tikriems dažniams, kurie bus išmatuoti eksperimentinio tyrimo metu.

Wickert'as ir Motas (1990: 267–284) tyrė judančios apkrovos problemas, taikomas vieno lyno transportavimo sistemoje. Ašinio judėjimo uždara forma sprendimai, esant savaiminiam sužadinimui su pradinėmis sąlygomis, buvo gauti naudojant sudėtingą transportavimo rūšių analizę bei Greens'o (1990: 738–744) funkcijos metodą. Ulsoy'jus (1986: 207–212) analizuoja skersinės ašies kryptimi judančios sijos vibracijos modelį įskaitant elastingą movą tarp dviejų gretimų atramų. Šiuose darbuose ašinis greitis yra laikomas konstanta ir judėjimo lygtys turi pastovius koeficientus. Daugelyje praktinių pavyzdžių vibracijos perdavimas yra svarbus ir gali žymiai įtakoti judėjimą.

Mokslininkas Miranker'is (1960: 36–42) buvo pirmasis išvedęs judėjimo lygtį skirta išilgai greitintamos stygos ašies judesiui modeliuoti. Greitintamos stygos žadinamos harmoningai viename gale apytikslis sprendimas buvo aprašytas Mote (1990: 267–284), kuris analizavo stabilumą naudodamas Laplaso (1994: 179–196) transformacijos metodus. Pakdemirli's (1994: 179–196), (1997: 815–832) ir kiti taikė Floquet'o teoriją analizuoti stygos stabilumą, kuri juda su nustatyta sinusine greičio funkcija. Naudodami tą patį metodą, Pakdemirli's ir Batan'as (1993: 371–378) analizuoja stygos stabilumą, kai yra periodiškasis kitimas greitėjimo-lėtėjimo atveju. Wickert'as pateikė analizę, pagal Krylov'o, Bogoliubov'o ir Mitropolsk'io (1996: 797–807) metodus, apie lėtai judančios transportuojamos juostos greičio svyravimus laiko skalėje dėl natūralių-savaiminių svyravimų. Zhu'jus ir Guo'jus (1999: 729–742) bei Ozkaya's ir Pakdemirli's (1999: 729–742) galiausiai rado tikslius sprendimus aprašančius savaime judančią stygą. Wickert'as (1992: 503–517), Oz'as ir Pakdemirli's (1999: 239–257), taip pat analizavo greitėjančių sijų stabilumą ir tyrė jas prie įvairių lenkimo standumo verčių.

Cheng'as ir Perkins'as gavo tikslius sprendimus tiriant judančią ašine kryptimi stygą atsižvelgiant į sausą trintį bei esant pastoviam transportavimo greičiui (1991: 281–292). Zen'as ir Muftu'sas (2003: 262) ištyrė šią problemą naudojant baigtinių elementų metodą ir laiko integravimo a-metodą.

Chen'as (1997: 152–157) laikoma stacionari apkrova, kurios sudėtyje yra parametrų, tokiu kaip inercija ir slopinimas, be to sausoji trintis ir standumas. Chakraborty'sas ir Mallik'as (1999:

247–265) tyrė sijos atsaką su frikcine pavara, tačiau jų tyrime transportavimo greitis laikomas konstanta.

Floquet'o teorija (1883: 50–88) analizuoja linijinės trinties pastovumą. Parametrų poveikis, pavyzdžiui, stacionariai apkrovos vietai, tamprioms standumo atramoms, pradiniam įtempimui ir trinties jėgai taip pat tiriami atsižvelgiant į stabilumą.

Tiesioginis laikinis skaitinis integravimas, remiantis „Runge-Kutta“ (1990) algoritmu, naudojamas patvirtinti, kad Floquet'o (1883: 50–88) teorijos rezultatai irgi gali būti naudojami sprendžiant netiesines sistemas su savaiminiu transportavimo greičiu.

1.3. Pagrindinių juostos gamintojų skalių parametrų skalių apžvalga

Gamintojo FAGOR metalinės skalės

Juostos parametrai:

juostos plotis – 14,9 +/- 0,02 mm; storis – 0,5 +/- 0,02 mm; ilgis – 30,226 mm; krašto tiesumas – 0,5 mm/m; naudojama medžiaga – plienas AISI 420; jo kietumas pagal Rokvelo skalę – 48 HRC; HB – 300 ÷ 340.

Rastrinių struktūrų parametrai:

inkrementinis takelis: atspindinčiosios briaunos plotis – 19,9952 μm; rastrinių brūkšnių žingsnis – 39,9976 μm; matmenys sumažinti 120 μm/m; ilgis – 6,5 mm; paklaida – ± 5 μm/m; pločio tolerancija – ± 5%; lygiagretumas baziniam kraštui – 0,2 mm/m; atstumas nuo krašto – 6,2 + 0,1/-0,25 mm.

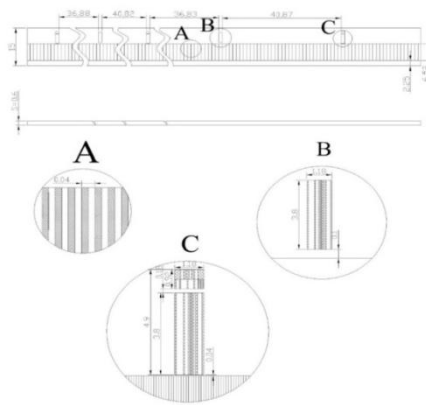
Kodinis takelis kartotinis kas 20 μm, ilgis – 3,8 mm, tarpas tarp takelių – 0,1 mm;

Defektai: viena 0,25 mm skersmens skylė;

Apsauginė plėvelė, pralaidi infraraudonajai šviesai.

Gamintojo FARO metalinės skalės

Rastrinių struktūrų parametrai: Inkrementinis takelis pavyzdys pateiktas 1.6 paveiksle. Atspindinčiosios briaunos plotis – 105 μm, žingsnis – 200 μm, ilgis – 3,9 mm, paklaida – ± 3 μm/m originalo, kodinis takelis kartotinis kas 200 μm, ilgis – 3,1 mm; tarpas tarp takelių 0 mm – kodinis ir inkrementinis takeliai susiliečia. Inkrementinio ir kodinio takelių rastrinių elementų ašys sutampa.



1.6 pav. Inkrementinis takelis

Šaltinis: Kasparaitis A. 2009

Gamintojo NUMERIK JENA metalinės skalės

Juostos medžiaga – plienas, naudojamo plieno linijinis plėtimosi koeficientas α – $10,5 \mu\text{m/m} / ^\circ\text{C}$. DOUBLEFLEX masstab dviguba juosta $0,25 + 0,25 \text{ mm}$ storio su klijavimo juosta $0,2 \text{ mm}$, plotis – 8 mm . Inkrementinis takelis atspindinčiosios briaunos plotis – $10 \mu\text{m}$, žingsnis – $20 \mu\text{m}$, ilgis $\sim 3 \text{ mm}$, paklaida – $\pm 5 \mu\text{m/m}$, kodinis takelis kartotinis kas $200 \mu\text{m}$, ilgis $\sim 2 \text{ mm}$.

SINGLEFLEX masstab vienguba juosta $0,25 + 0,25 \text{ mm}$ storio su klijavimo juosta $0,2 \text{ mm}$, plotis – 8 mm . Inkrementinis takelis – atspindinčiosios briaunos plotis – $10 \mu\text{m}$, žingsnis – $20 \mu\text{m}$, ilgis $\sim 3 \text{ mm}$, paklaida – $\pm 5 \mu\text{m/m}$, kodinis takelis kartotinis kas $200 \mu\text{m}$, ilgis $\sim 2 \text{ mm}$.

Gamintojo RENISHAW metalinės skalės

RELA mažo plėtimosi koeficientas α – $0,6 \mu\text{m/m}/^\circ\text{C}$, kai $t - 0 \div 30 ^\circ\text{C}$, $\alpha \leq 1,4 \mu\text{m/m}/^\circ\text{C}$, kai $t - 30 \div 100 ^\circ\text{C}$, gaminama iš nikelio lydinio strypo, storis – $1,7 \text{ mm}$ su lipnia juosta, $1,5 \text{ mm}$, kai tvirtinama įtvare, juostos plotis – $14,9 \pm 0,2 \text{ mm}$, rastrų ilgis – 6 mm , paklaida $\pm 1 \mu\text{m}$ ilgiui iki 1130 mm . Naudojama, kai reikalingas didelis tikslumas.

RSLA gaminama iš nerūdijančio plieno strypo, linijinio plėtimosi koeficientas α – $10,8 \mu\text{m/m}/^\circ\text{C}$, storis – $1,7 \text{ mm}$ su lipnia juosta, $1,5 \text{ mm}$ kai tvirtinama įtvare, juostos plotis $14,9 \pm 0,2 \text{ mm}$, rastrų ilgis – 6 mm .

Aukščiausias tikslumas, paklaida skirtingiems ilgiams:

- Paklaida $\pm 1,5 \mu\text{m}$ ilgiui iki 1000 mm ;
- Paklaida $\pm 2,25 \mu\text{m}$ ilgiui iki 2000 mm ;
- Paklaida $\pm 3 \mu\text{m}$ ilgiui iki 3000 mm ;
- Paklaida $\pm 4 \mu\text{m}$ ilgiui iki 5000 mm .

Išanalizavus gaminamų skalių duomenis matome, kad metalinės juostos paklaidos didėja didėjant juostos ilgiui. Ilgiui iki 1 m paklaida siekia $\pm 1,5 \mu\text{m}$, kai, tuo tarpu, ilgiui iki 5 m paklaida yra $\pm 5,5 \mu\text{m}$. Parduodamos juostos ilgis gali siekti iki 30 m , ar atskirais atvejais ir dar daugiau.

Taigi, norint pagaminti skales, kurios tokiame ilgyje turėtų santykinai mažas paklaidas, reikia ypatingai tikslaus rastrų formavimo proceso nepertraukiamai gaminant juostą.

Iš šių duomenų, taip pat matome, kad pasaulyje yra nemažai įmonių, kurios įsisavinusios tokį gamybos procesą. Yra galimybių metalinių skalių įsigyti netgi rulone. Dažniausias juostos montavimo būdas – su klijų pagalba.

Problemos apibūdinimas

Šio tyrimo pagrindinis tikslas yra sukurti rastrų formavimo įrenginyje, tolygumą užtikrinantį mechanizmą juostos transportavime, išnagrinėti jo modelį ir įvertinti jo veiksmų galimą poveikį rastrų formavimui, dinamiu režimu. Darbo tyrimų objektas yra 2.9 paveiksle pavaizduotas mechatroninis stendas, imituojantis rastrų formavimo įrenginį.

Bus sprendžiami šie uždaviniai:

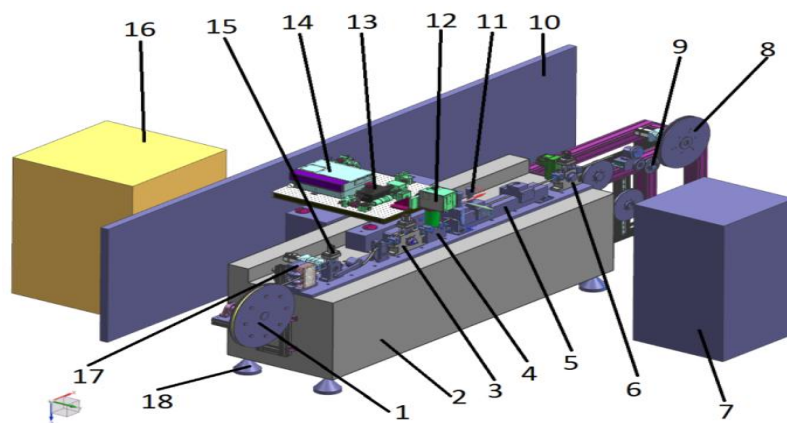
1) Sudaryti rastrų formavimo įrenginio sistemos dinaminis ir matematinis modeliai, atliktas sistemos modeliavimas remiantis eksperimentiškai surastais koeficientais. Svarbiausia dalis yra juostos judesio pastovumas ir matavimo būgno sukimosi susietumas su linijiniu juostos judesiu;

2) Eksperimentiškai ištirti sistemos virpesiai, įvertintas galimas dinaminio proceso poveikis rastrų formavimo procesui;

3) Darbe atliekami teoriniai tyrimai bus pagrįsti teorinės mechanikos, virpesių teorijos ir matavimų teorijos principais, pritaikant analitinius, empirinius ir skaitinius tyrimo metodus, panaudojant programinę įrangą „*Comsol*“;

Modeliuojant, skaičiuojant ir sudarant eksperimentinio tyrimo metodiką priimama, kad rastrų formavimo stendas sudarytas iš masyvios smulkios struktūros granito bazės ir 1.7 paveiksle išvardintų ant jos montuojamų juostos transportavimo įrenginių, lazerinio rastrų formavimo junginių bei rastrinės skalės paklaidų valdymo sistemos junginių.

Pagrindiniai dinaminio kalibravimo proceso neigiamai tikslumą įtakojantys veiksniai yra išorės bei vidinių šaltinių sukeliama virpesiai. Išorės šaltinių – technologinių įrenginių, transporto priemonių, ventiliatorių ir kt. šaltinių virpesiai perduodami per grindis. Vidiniais virpesių šaltiniais yra varikliai, reduktoriai, sukimo judesio perdavimo mechanizmai, lazerinės sistemos skaneris.

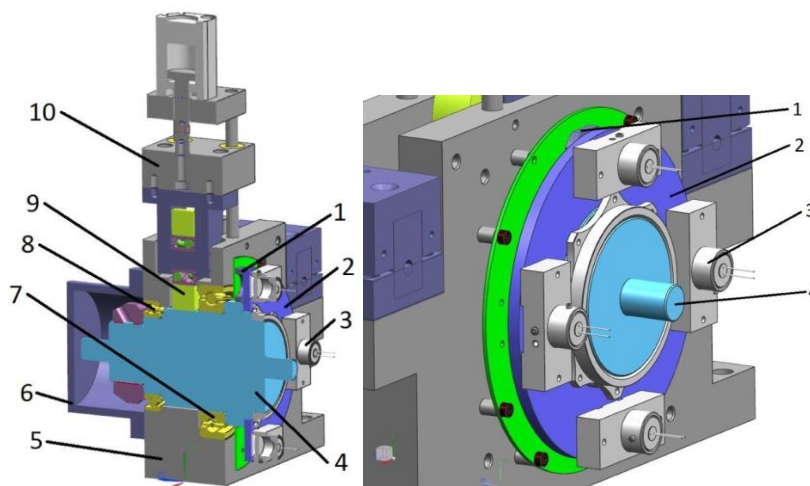


1.7 pav. Rastrų formavimo stendas

1 – juostos išvyniojimo mechanizmas; 2 – granitinė bazė; 3 – juostos poslinkio matavimo sistema; 4 – kreipimo mazgas; 5 – paklaidų monitoringo mazgas; 6 – traukimo – įtempimo sistema; 7 – valdymo pultas; 8 – juostos suvyniojimo mechanizmas; 9 – juostos dengimo apsaugine juosta mechanizmas; 10 – patalpų skiriamoji siena; 11 – mikroskopai su CCD kamera; 12 – skeneris; 13 – lazerio spindulio kreipimo optinė sistema; 14 – lazeris; 15 – juostos pastovaus įtempimo mechanizmas; 16 – įrenginio skaičiavimo valdymo kompleksas bei lazerio ir skenerio šaldiklis; 17 – juostos įtempio kontrolės ir valdymo sistema; 18 – vibroizoliacinės atramos.

Šaltinis: Kilikevičius A. 2015

Vienas svarbiausių įrenginio mazgų yra juostos poslinkio matavimo sistema, ji pavaizduota 1.8 paveiksle kuri matuoja juostos poslinkį ir siunčia signalą į kontrolerį, jog būtų atitinkamu laiku suformuotas rastras ant plieninės juostos. Šis procesas yra pats svarbiausias, atsiradus, bet kokiems trikdžiams, sistema stabdoma ir atsiranda pranešimas kontroleryje. Norint dirbti be broko, šitokia apsaugos sistema yra būtina.



1.8 pav. Juostos poslinkio matavimo mazgas

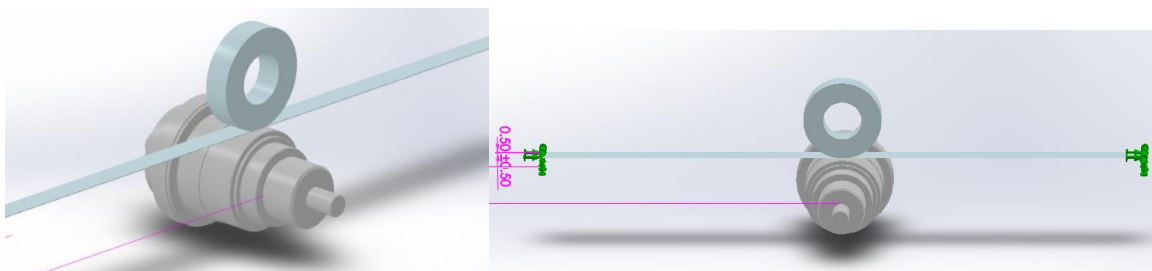
Šaltinis: Kilikevičius A. 2015

1.8 paveiksle juostos poslinkio matavimo sistemą sudaro: 1 – kampo keitiklio bazė, 2 – kampo keitiklio limbas, 3 – optroninės kampo keitiklio galvutės, 4 – precizinis juostos poslinkio matavimo velenas, 5 – sistemos bazė, 6 – gaubtas, 7,8 – rotorinės sistemos guoliai, 9 – juostos prispaudymo velenas, 10 – juostos prispaudymo mechanizmas.

Juostos tempimo tolygumas yra svarbus parametras visam sistemos darbui, lazerio spindulio aktyvavimo valdymui ir įtakoja formuojamo rastrinio elemento padėties paklaidas. Yra svarbu nustatyti ne tik tokių svyravimų amplitudę, bet ir dažnį. Kadangi juostai slenkant kampo keitikliu dėl labai aukštos skyros formuojamas didžiulis impulsų kiekis, dėl ribotos elektrinių elementų greitaveikos, gali būti prarasta informacija. Tai būtų esminiai svarbi rastrinių elementų padėties paklaidų priežastimi.

Papildomai rastro paklaidą įtakančiu parametru yra juostos įtempio pastovumas, kuris dėl juostos tampriųjų deformacijų pagal Huko R. (1676) paskelbtą dėsnį yra tiesiogiai susijęs su rastro elementų padėties paklaidomis.

Juostos įtempio kitimas ir jos deformacijos yra susijusios su juostos poslinkio greičio kitimu, kurį reguliuoja mechanizmas, kuris pavaizduotas 1.9 paveiksle.



1.9 pav. Juostos poslinkio matavimo sistemos 3D vaizdai pjūviuose

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Rastrų formavimo įrenginio komponentės:

a) Lazerinė sistema – lazeris, skeneris.

Lazeris bus montuojamas toliau nuo darbinės zonos ir jo temperatūros poveikis gali būti eliminuojamas jį izoliuojant ir nupučiant sušildytą orą. Skenerio šiluma gali daryti poveikį per orą ir kontaktinių būdu per tvirtinimo mazgus.

b) Pavaros -varikliai, reduktoriai.

Šilumos poveikis gali būti perduotas per orą ir kontaktinių būdu per tvirtinimo mazgus

c) Suformuoto rastro paklaidos monitoringo sistemos mikroskopai - CCD matricos.

Šių sistemų CCD kamerų šiluminis poveikis, bus perduodamas per orą ir mikroskopo korpusą kontaktiniu būdu. Šių tyrimų galima neatlikti, o panaudoti ankstesnių tyrimų rezultatai, nes mikroskopai yra identiški.

d) Kampo matavimo sistemos keitiklis.

Turi būti nustatyti tiek vidinių šilumos šaltinių tiek ir korpusuoto keitiklio temperatūriniai gradientai. Jų šiluminis poveikis bus perduodamas per orą, korpuso tvirtinimo flanšą, veleną kontaktiniu būdu.

e) Juostos kreipimo aerostatinės atramos.

Aerostatinėse atramose plėsdamasis suspaustas oras šąla. Šio reiškinių poveikis dvejopas. Iš vienos pusės, šaltas oras išbalansuoja norminę temperatūrą terkonstantinėje patalpoje, iš antros – jis kompensuoja lazerio spindulio šildantį poveikį plieno juostai.

f) Skaičiavimo – valdymo kompleksas (SVK).

2. JUOSTOS DEFORMACIJŲ MATAVIMO IR PRISPAUDIMO BŪGNŲ ZONOJE TYRIMAI

Plieninės juostos judėjimas pastoviu greičiu yra didžiausia problema. Labai svarbu išlaikyti tolygų juostos kitimą, kadangi matavimo būgnas matuodamas juostos poslinkio signalą, koreguoja laiko momentą, kurio metu lazeris išdegs rastrą reikiamoje vietoje. Atsiradus, bet kokio dydžio plieninės juostos praslydimams, ar formos deformacijoms, užbrėžti rastrai neatitiks pagrindinio kriterijaus t.y. žingsnio. Remiantis VGTU technomatematikos internetinėje svetainėje pateiktais „skaičiavimo metodais netiesinėje mechanikoje“, buvo sudarytas matematinis modelis, tinkantis mūsų tiriamam įrenginiui (http://www.techmat.vgtu.lt/konspektai/Skaicmet_netiesmech.html).

Deformuojamo kūno pusiausvyros ir geometrinės lygtys bei kraštinės statikos ir kinematikos sąlygos:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \nabla \sigma + g = 0 \text{ (arba } -\nabla \sigma = g) & \in V, \text{ Pusiausvyros lygtys,} \\ \varepsilon = \nabla^T u & \in V, \text{ Geometrinės lygtys,} \\ \varepsilon = D\sigma & \in V, \text{ Fizikinės lygtys,} \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} N\sigma = q & \in S_f, \\ N\sigma = r & \in S_u, \\ u = 0 & \in S_u. \end{array} \right.$$

Šioje lygčių sistemoje yra žinomos paviršinės $q = q(x)$ ir tūrinės $g = g(x)$ jėgos bei kraštinės statikos $N\sigma = q \in S_f$, $N\sigma = r \in S_u$ ir kinematikos $u = 0 \in S_u$ sąlygos. Tuo tarpu nežinomos čia yra penkiolika funkcijų:

- 6 įtempių $\sigma = [\sigma_{11} \ \sigma_{22} \ \sigma_{33} \ \sigma_{12} \ \sigma_{13} \ \sigma_{23}]^T$ funkcijos,
- 6 deformacijų $\varepsilon = [\varepsilon_{11} \ \varepsilon_{22} \ \varepsilon_{33} \ \varepsilon_{12} \ \varepsilon_{13} \ \varepsilon_{23}]^T$ funkcijos ir 3 poslinkių $u = [u_1 \ u_2 \ u_3]^T$ funkcijos.

Pusiausvyros lygtys:

Diferencialinės pusiausvyros lygtys užrašomos taip: (šitos lygtys turėtų būti tiesinės, nors įeigu paisyti konstrukcijos deformavimosi įtaką poveikiams, pvz. apkrovoms, vėl gausime netiesinę formuluotę):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \sigma_{11}}{\partial x_1} + \frac{\partial \sigma_{12}}{\partial x_2} + \frac{\partial \sigma_{13}}{\partial x_3} + g_1 = 0, \\ \frac{\partial \sigma_{21}}{\partial x_1} + \frac{\partial \sigma_{22}}{\partial x_2} + \frac{\partial \sigma_{23}}{\partial x_3} + g_2 = 0, \text{ tūryje } V. \\ \frac{\partial \sigma_{31}}{\partial x_1} + \frac{\partial \sigma_{32}}{\partial x_2} + \frac{\partial \sigma_{33}}{\partial x_3} + g_3 = 0, \end{array} \right. \quad (2)$$

čia g tūrinė apkrova.

Priklausomybes (2) galima užrašyti ir operatoriaus matricos forma:

$$\nabla \sigma + g = 0, \text{ tūryje } V. \quad (3)$$

čia Hamiltono operatorius ∇

Lygtys (3) išreiškia priklausomybę, tarp šešių įtempiu funkcijų $\sigma_{11} \sigma_{12} \sigma_{13} \sigma_{23} \sigma_{21} \sigma_{31}$ ir išorinės tūrinės jėgos $g = [g_1 \ g_2 \ g_3]^T$. Pagal tamprumo teorijos uždavinio formuluotę dydžiai, apibūdinantys išorines jėgas, kūno matmenis, formą ir tamprumo savybes, turi įeiti į funkcijas $\sigma_{11}(x_1, x_2, x_3), \sigma_{22}(x_1, x_2, x_3), \dots, \sigma_{23}(x_1, x_2, x_3)$ kaip kintamieji parametrai.

Geometrinės lygtys:

Geometrinės lygtys $\varepsilon = \nabla^T u$ (pagal Koši) šešias deformacijų funkcijas $\varepsilon = [\varepsilon_{11} \ \varepsilon_{22} \ \varepsilon_{33} \ \varepsilon_{12} \ \varepsilon_{13} \ \varepsilon_{23}]^T$ išreiškia trimis poslinkio komponentais $u = [u_1 \ u_2 \ u_3]^T$. Kad iš šešių lygčių būtų galima išreikšti tris poslinkių funkcijas u_1, u_2, u_3 , šešias deformacijų funkcijas turi sieti papildomos priklausomybės. Geometrinės deformacijų darnos lygtys gaunamos, eliminavus iš geometrinių lygčių poslinkių funkcijas u_1, u_2, u_3 . Tai atliekama dvejopai.

Kontinumo mechanika remiasi deformavimo ir poslinkių tolydumo prielaida. Matematiškai ši prielaida išreiškiama deformacijos ir poslinkių darnos lygtimis: Gali būti nelineinės lygtys, pavyzdžiui Greeno-Lagrango deformacijų atveju, gaunamas geometrinis netiesiškumas:

$$\begin{cases} \varepsilon_{11} = \frac{\partial u_1}{\partial x_1}, & \varepsilon_{12} = \frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1}, \\ \varepsilon_{22} = \frac{\partial u_2}{\partial x_2}, & \varepsilon_{13} = \frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1}, \\ \varepsilon_{33} = \frac{\partial u_3}{\partial x_3}, & \varepsilon_{23} = \frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2}, \end{cases} \text{ tūryje } V. \quad (4)$$

Kūno geometrinės lygtys (4) dar vadinamos jas išvedusio Koši vardu. Operatoriaus matricos forma Koši geometrinės lygtis perrašomos:

$$\varepsilon = \nabla^T u \quad \text{tūryje } V. \quad (5)$$

Pirmoji lygčių grupė, gaunama diferencijuojant (4) lygtis, pirmoji sistemos lygtis diferencijuojama pagal x_2 , antroji pagal x_1 :

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial x_2^2} = \frac{\partial^3 u_1}{\partial x_1 \partial x_2^2}, \quad \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x_1^2} = \frac{\partial^3 u_2}{\partial x_1^2 \partial x_2}. \quad (6)$$

Taip gaunama pirmoji deformacijų darnos lygčių grupė: jeigu (4) netiesinės tuomet ir šios lygtys netiesinės:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x_1^2} - \frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial x_1 \partial x_2} = 0, \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial x_3^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x_1^2} - \frac{\partial^2 \varepsilon_{13}}{\partial x_1 \partial x_3} = 0, \text{ tūryje V.} \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x_3^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x_2^2} - \frac{\partial^2 \varepsilon_{23}}{\partial x_2 \partial x_3} = 0, \end{cases} \quad (7)$$

Antroji lygčių grupė, gaunama diferencijuojant (4) lygtis kita tvarka. Pirmoji sistemos lygtis diferencijuojama pagal x_3 , antroji pagal x_2 , o trečioji pagal x_1 . Taip gaunama antroji deformacijų darnos lygčių grupė:

$$\begin{cases} -2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial x_2 \partial x_3} + \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial x_3} + \frac{\partial \varepsilon_{13}}{\partial x_2} - \frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x_1} \right) = 0, \\ -2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x_1 \partial x_3} + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial x_3} + \frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x_1} - \frac{\partial \varepsilon_{13}}{\partial x_2} \right) = 0, \text{ tūryje V.} \\ -2 \frac{\partial^2 \varepsilon_{33}}{\partial x_1 \partial x_2} + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(\frac{\partial \varepsilon_{13}}{\partial x_2} + \frac{\partial \varepsilon_{23}}{\partial x_1} - \frac{\partial \varepsilon_{12}}{\partial x_3} \right) = 0, \end{cases} \quad (8)$$

Fizikinės lygtys:

Gali būti nelinijinės deformacijų atžvilgiu. Tai vadinama fizikišku netiesiškumu. Atvirkštinis Huko dėsnis gaunamas išreiškus įtempius deformacijomis:

$$\begin{cases} \sigma_{11} = 2G \left(\varepsilon_{11} + \frac{\nu \vartheta}{1-2\nu} \right), \quad \sigma_{12} = G \varepsilon_{12}, \\ \sigma_{22} = 2G \left(\varepsilon_{22} + \frac{\nu \vartheta}{1-2\nu} \right), \quad \sigma_{13} = G \varepsilon_{13}, \text{ tūryje V.} \\ \sigma_{33} = 2G \left(\varepsilon_{33} + \frac{\nu \vartheta}{1-2\nu} \right), \quad \sigma_{23} = G \varepsilon_{23}, \end{cases} \quad (9)$$

Čia $\vartheta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}$, t.y. ϑ yra pirmasis deformacijų tenzoriaus ε invariantas J_1 .

Matricinė forma:

$$\varepsilon = D \sigma. \quad (10)$$

Čia įtempių vektorius $\sigma = [\sigma_{11} \ \sigma_{22} \ \sigma_{33} \ \sigma_{12} \ \sigma_{13} \ \sigma_{23}]^T$,

deformacijų vektorius $\varepsilon = [\varepsilon_{11} \ \varepsilon_{22} \ \varepsilon_{33} \ \varepsilon_{12} \ \varepsilon_{13} \ \varepsilon_{23}]^T$,

D – elemento dV pasiduodamumo matrica.

2.1. Prielaidos ir principai

Šiame darbe papildomai buvo naudojami tamprumo teorijos (tiesinės mechanikos) prielaidos ir principai. Pirmiausia pateiksime bendrąsias prielaidas, o vėliau tiesiškumą lemiančias prielaidas:

1) Medžiagos vientisumo prielaida.

Ji teigia, kad kūno medžiaga užpildo erdvę tolydžiai, be tuštumų. Todėl vientisai materialiai terpei galima taikyti nykstančių dydžių analizę. Ši prielaida tolygi kontinuumo apibrėžimui. Medžiagos vientisumo prielaida turi principinę metodologinę reikšmę: jos priėmimas darbinės hipotezės pagrindu leido sukurti darnią *kontinuumo* teoriją, kurios rezultatai patvirtinami bandymais ir tenkina praktinius poreikius.

Mes galime aprašyti kūną tolydinėmis funkcijomis, neatsižvelgiant į jo atominę ar kristalinę sandarą. Šios prielaidos dėka deformuojamojo kūno mechanikos uždaviniai yra gerai formuluojami matematiniai uždaviniai, kurių matematinius modelius galima aprašyti diferencialinėmis lygtimis.

Skirtingai nuo klasikinės medžiagų mechanikos, matematiniai sprendiniai, o ne išankstinės hipotezės, lemia triašį įtempimų, deformacijų ir poslinkių pobūdį.

2) Medžiagos vienalytiškumo prielaida.

Medžiaga laikoma vienalyte, jei jos savybės nepriklauso nuo išskirtos iš viso kūno dalelės didumo. Prielaida teigia, kad medžiagos mechaninės savybės visuose kūno taškuose yra vienodos, pavyzdžiui: tamprumo modulis $E(x, y, z) = E = \text{const.}$

Šią savybę galima nustatyti tempimo-gniuždymo eksperimentu. Skirtinguose kūno taškuose išpjunami vienodos orientacijos bandiniai. Jeigu vienodų sąlygų eksperimentuose gausime tas pačias deformacijas, tai kūnas gali būti laikomas vienalyčiu.

Ši prielaida netinka kompozitinėms medžiagoms.

3) Medžiagos izotropiškumo prielaida.

Prielaida teigia, kad medžiagos savybės visomis kryptimis yra vienodos. Dažniausiai vientisa medžiaga laikoma izotropine, t.y. tariama, kad bet kurio kūno, išskirto iš vientisos erdvės, savybės nepriklauso nuo to kūno pradinės padėties (orientacijos) šioje terpėje (medžiagoje).

Tiesiškumo prielaidos:

4) Medžiagos idealaus tamprumo prielaida (Huko dėsnis).

Tamprumas yra medžiagos savybė sugrįžti į pradinę būseną pašalinus išorinius poveikius. Taigi prielaida apima du teiginius – tamprumą kaip savybę ir jo tiesinį pobūdį.

Prielaida teigia, kad ryšys tarp medžiagos įtempimų ir deformacijų yra tiesinis ir turi grįžtamąjį pobūdį. Kūnai, pasižymintys šia savybe, vadinami idealiai tampriais arba fiziškai tiesiniais. Pirmą kartą šį dėsningumą išreiškė Hukas R. (1676), todėl jis ir vadinamas *Huko dėsniu*. Tik jis nusakė tiesinę priklausomybę ne tarp įtempimų ir deformacijų, o tarp jėgų ir poslinkių.

Gausūs kietų kūnų tyrimai rodo, kad poslinkiai tam tikrose ribose beveik visada proporcingi veikiančioms jėgoms. Tariaime, kad apkrovimo metu įtempimai lieka proporcingi deformacijoms:

Normalinis įtempimas – linijinei deformacijai:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (11)$$

Tangentinis – kampinei:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (12)$$

Čia proporcingumo koeficientai, priklausantieji nuo medžiagos, yra vadinami tamprumo moduliu (E) ir šlyties moduliu (G). Tiesinė priklausomybė tarp jėgos ir poslinkio išlieka ir jėgoms didėjant, ir mažėjant, kartu nusakydama ir sistemos tamprumo savybes.

Geometrinio tiesiškumo prielaidos:

a) Deformacijų mažumo prielaida.

Prielaida teigia, kad kūno elemento linijinės deformacijos mažos lyginant su vienetu (5-10%), o kampinės deformacijos mažos lyginant su stačiuoju kampu. Deformacijos nagrinėjamos kaip nykstamai maži dydžiai. Jeigu nagrinėjamoje lygtyje yra nariai-deformacijų išvestinės, tai antros ir aukštesnių eilių nariai dėl mažumo atmetami.

b) Poslinkių mažumo prielaida.

Prielaida teigia, kad kūno taškų poslinkiai maži lyginant su paties kūno matmenimis. Taigi kūno matmenys keičiasi nežymiai.

Netiesiškumo atvejai:

Išvardintos tiesinių teorijų prielaidos yra gana griežtos, tačiau egzistuoja daug uždavinių, kur tenka tų prielaidų atsisakyti. Bent vienos iš jų ignoravimas sukelia netiesiškumus. Atsisakius kai kurių iš jų, atskiros mechanikos lygtys virsta netiesinėmis.

Trumpai paminėsime dažniausiai sutinkamus pavienius netiesiškumo atvejus, iliustruodami juos dvimačių struktūrų pavyzdžiais:

Medžiagos (fizinis) netiesiškumas. Jis susidaro atsisakius prielaidos apie *tamprųjį* (tiesinį) *kūną*. Šios prielaidos dėka ryšys tarp įtempimų ir deformacijų (Huko dėsnis) buvo išreikštas tiesine priklausomybe:

$$[D]\{\sigma\} = \{\varepsilon\}$$

Dabar fizinis dėsnis priklauso nuo fizikinio modelio, kurių yra labai daug:

1) Geometrinis netiesiškumas esant dideliems poslinkiams. Šiame uždavinyje įvertinami dideli poslinkiai u ar φ , o deformacijos ε ar γ yra mažos.

Toks netiesiškumas susidaro atsisakius prielaidos apie *mažus poslinkius*. Šios prielaidos dėka statikos lygtis buvo galima užrašyti nedeformuotam kūnui ir išreikšti tiesine priklausomybe:

$$[A]\{\sigma\} = -\{b\}$$

2) Geometrinis netiesiškumas esant didelėms deformacijoms. Šiame uždavinyje įvertinamos didelės deformacijos ε ir γ , o poslinkiai u ir φ laikomi mažais.

Toks netiesiškumas susidaro atsisakius prielaidos apie *mažas deformacijas*. Šios prielaidos dėka buvo galima nustatyti tiesinį ryšį tarp poslinkių ir deformacijų:

$$[A]^T \{u\} = \{\varepsilon\}$$

Esant šiam netiesiškumui, geometrinės lygtys užrašomos atsižvelgiant į nykstamai mažus dydžius.

Tenka pastebėti, kad sąvokos *dideli* ar *maži* poslinkiai ar deformacijos turi santykinę prasmę. Sąvoka “dideli” atspindi faktą, kad atsižvelgiama į kūno geometrijos pokyčius, įvertinant baigtines geometrinių dydžių reikšmes.

Bendru atveju geometrinis netiesiškumas gali būti apibūdinamas kaip kūno formos ir matmenų pokyčių įvertinimas. Labai dažnai, kalbant apie didelius ar mažus poslinkius, atskirai vertinami linijiniai poslinkiai u ir kampiniai poslinkiai φ . Kalbant apie deformacijas atskirai vertinamos linijinės deformacijos ε ir kampinės deformacijos γ .

3) Struktūrinis (konstrukcinis) netiesiškumas. Šiame uždavinyje įvertinamas kraštinių sąlygų kitimas ir dėl to pakitęs kūno elgesys, kas savo ruožtu sukelia kokybinius, dažnai netiesinius nagrinėjamo objekto pokyčius.

Toks netiesiškumas susidaro atsisakius prielaidos apie pastovias kraštines sąlygas: statinėmis kraštinėmis sąlygomis, kurios matomos formulėje:

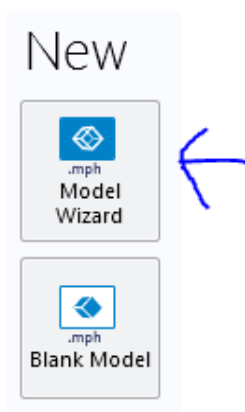
$$[N]\{\sigma\} = \{t\} \quad \{x_S\} \in S_F$$

O, kinematinėmis kraštinėmis sąlygomis: $\{u\} = \{u_P\} \quad \{x_S\} \in S_U$.

Sąlygos gali turėti netiesines priklausomybes, kisti S_F ir S_U .

2.2. Modeliavimas COMSOL programa

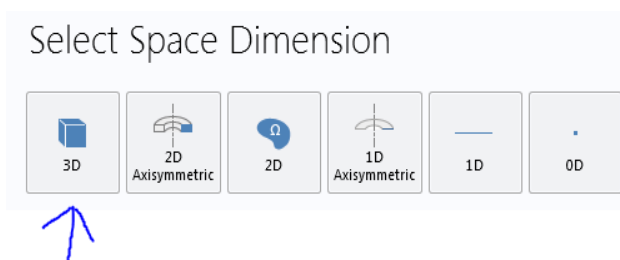
Teorinis tyrimas bus atliktas trimis skirtingais būdais. Keisime viršutinio ritinėlio paviršių dengiančią medžiagą, bus atliekami skaičiavimai naudojant gumą (hypaloną), akrilo plastiką ir plieną. Taip pat bus kintanti prispaudimo jėga. Tokiais kintamais parametrais bus suskaičiuota, kuri medžiaga yra pati tinkamiausia mechanizmui. Modeliuojant priimtos sąlygos: plieninės juostos medžiaga – nerūdijantis plienas „Aisi 420“, viršutinio ritinėlio pagrindinė medžiaga plienas, dengianti medžiaga (plienas, akrilo plastikas ir hypalonas). Apatinio ritinėlio medžiaga (struktūrinis plienas). Darbe bus paaiškintas kiekvienas žingsnis, kaip nustatyti programą tinkamais režimais, kad galėtumėme lengvai skaičiuoti mums reikiamus uždavinius. Atliksime skaičiavimus esant kintamai metalinės juostos dinaminei apkrovai, (nuo 20 iki 100 N) ir stebėsime, kaip vyksta juostos formos ir matmens nuokrypiai. Taigi reikia pasirinkti ar naudosimės modelio gamybos vedliu ar darysime viską rankiniu būdu, taip pat pasirinksimė, keliose plokštumose dirbsime. Tai padaryti nesunku paspaudus šiuos parametrus, (žr. 2.1 pav. bei 2.2 pav.).



2.1 pav. Pirmasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Rodyklės žymi mums reikiamą pasirinkimą. 3D modelis labiausiai tinkanti skaičiavimams erdvė.

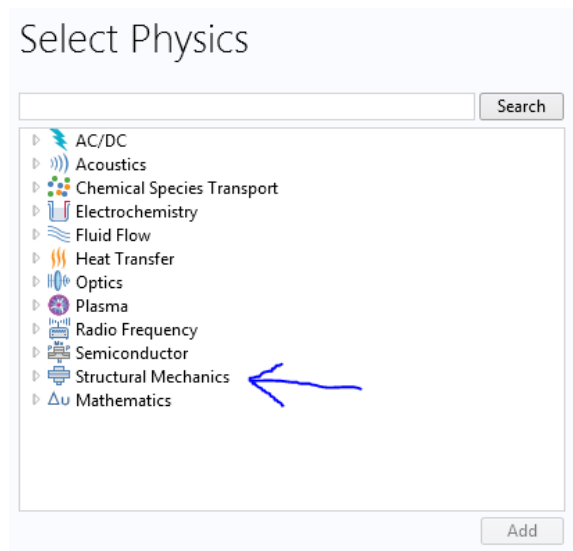


2.2 pav. Antrasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Toliau pasirenkame, kokius fizikinius dydžius tirsime žr. (2.3 pav.). Mūsų atveju yra struktūrinė mechanika, kuri susideda iš kinematikos, statikos ir dinamikos. Pati pagrindinė ir mums svarbiausia žinoma yra dinamika.

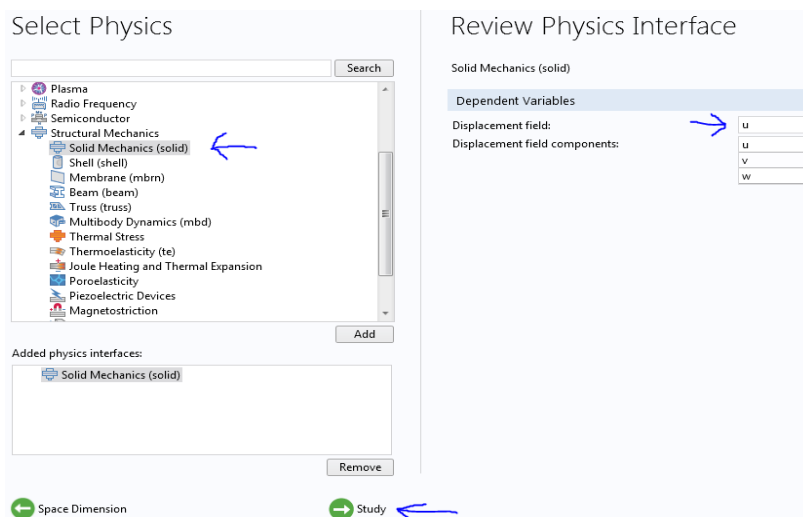
Dinamika nagrinėja kūnų mechaninį judėjimą, atsižvelgdama į jį sukeliančias priežastis. Mūsų sistemoje juostos dinamika itin svarbi, nes norint suformuoti tikslius rastrus, reikia žinoti visas kliūtis, kurios atsiras pradedant naudoti mūsų įrenginį.



2.3 pav. Trečiasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

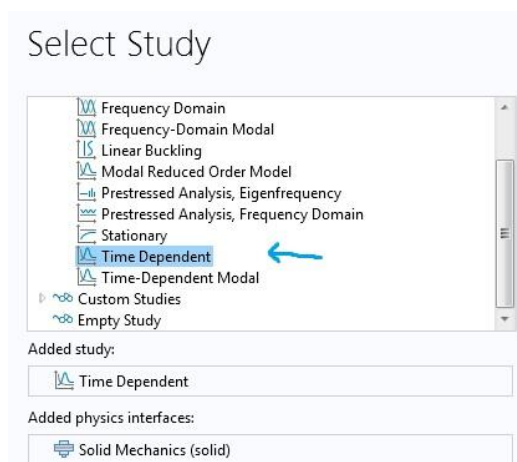
Pasirenkame „Solid Mechanics“ skiltį, ji apibrėžia kietųjų kūnų sąveikas tarpusavyje (žr. 2.4 pav.):



2.4 pav. Ketvirtasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

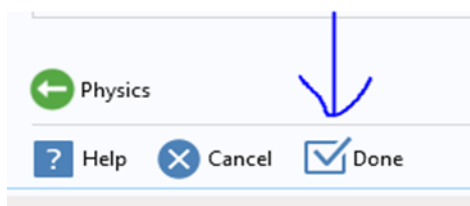
Pasirenkame, ką norime skaičiuoti. Šiuo atveju bus skaičiuojama dinaminių apkrovų įtaka metalinės juostos deformacijų nuokrypių dydžiams išreikšti žr. (2.5 pav.).



2.5 pav. Penktasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

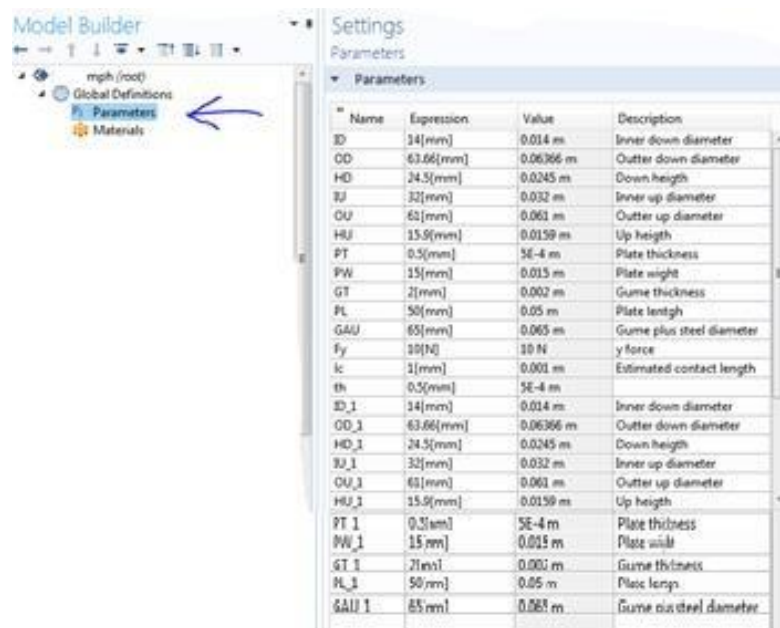
Tuomet spaudžiame „baigta“ (žr. 2.6 pav.). Baigta tik su skaičiavimų pasirinkimų parametrais.



2.6 pav. Šeštasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

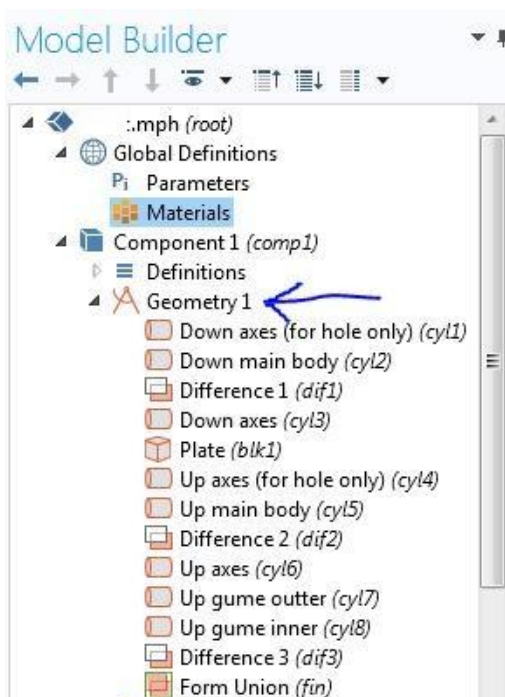
Štai turime modeliavimo langą, pradėsime nuo mūsų įrenginio mazgo sukūrimo. Pasirinkus kairiame lange parametrų skiltį žr. (2.7 pav.) įrašome, visas mums žinomas įvairių geometrinių dydžių ir koeficientų skaitines reikšmes, Si sistemos reikšmes bei įvairių dydžių žymenis, jog būtų lengvesnis ir dinamiškesnis parenkamų parametrų kelias tolimesniuose skaičiavimuose.



2.7 pav. Septintasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

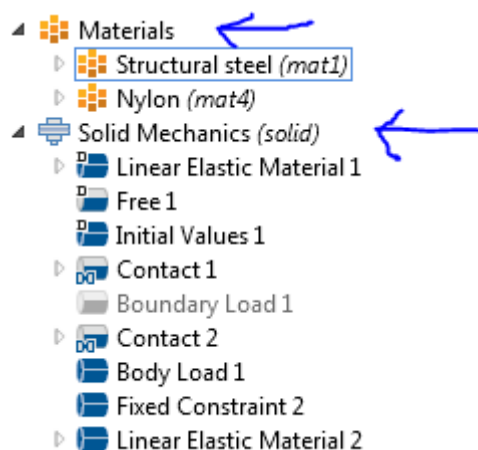
Sekantis žingsnis nustatymuose yra sukurti mūsų tiriamą mazgą, norint nusibraižyti mums tinkamas detales spaudžiamame geometrija žr. (2.8 pav.) ir pasirinkti atitinkamas geometrines formas bei apibrėžti jų dydžių parametrus iš prieš tai buvusios lentelės



2.8 pav. Aštuntasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

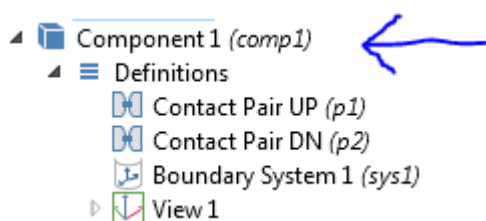
Sekantis žingsnis pasirinkti tinkamas medžiagas ir priskirti tinkamas skaičiavimo sąlygas žr. (2.9 pav.):



2.9 pav. Devintasis pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

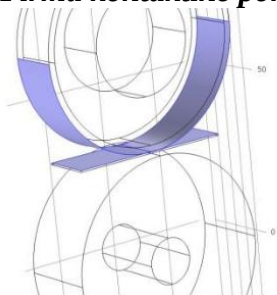
Nepamirštame šiek tiek grįžti atgal ir priskirti dar kelias svarbias mūsų mazgo sąlygas, kontaktines poras žr. (2.10 pav. , 2.11 pav. , 2.12 pav.):



2.10 pav. Dešimtas pasirinkimas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

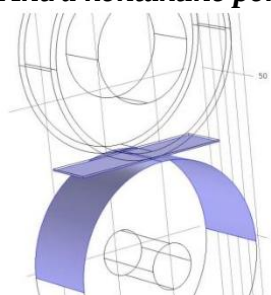
Pirma kontaktine pora:



2.11 pav. Plieninės juostos junginio kontaktinės poros

Šaltinis: sudaryta autoriaus

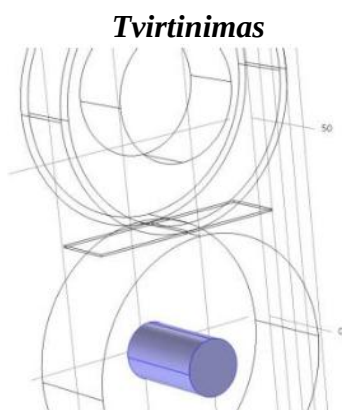
Antra kontaktine pora:



2.12 pav. Plieninės juostos junginio kontaktinės poros

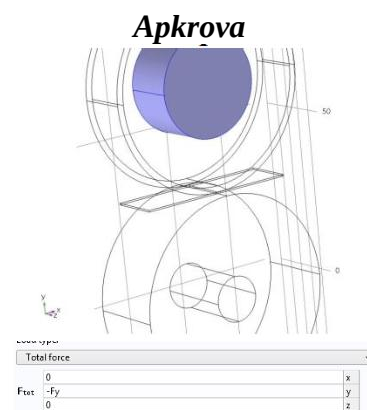
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Plieninės juostos mechanizmo tvirtinimas ir apkrova žr. (2.13 pav. ir 2.14 pav.):



2.13 pav. Plieninės juostos junginio tvirtinimas ir apkrova

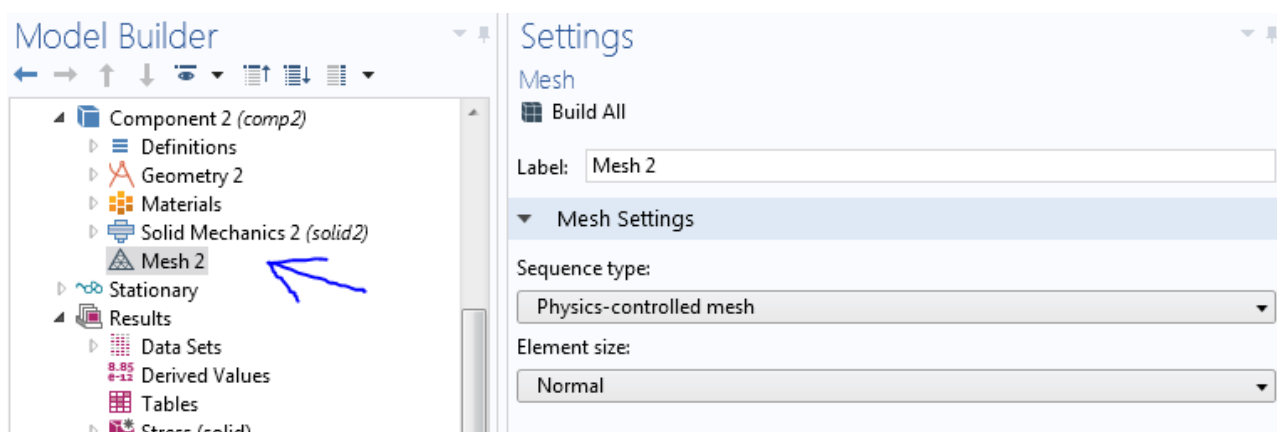
Šaltinis: sudaryta autoriaus



2.14 pav. Plieninės juostos junginio tvirtinimas ir apkrova

Šaltinis: sudaryta autoriaus

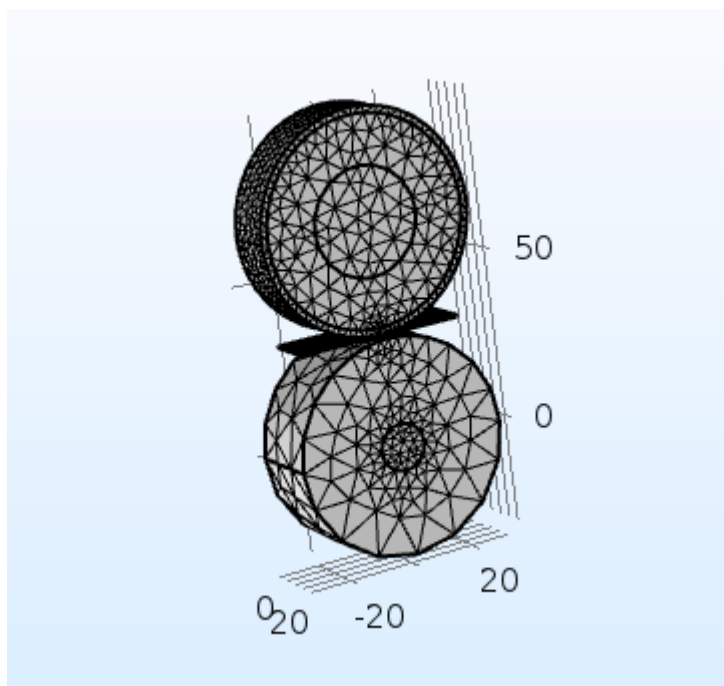
Dabar reikia mūsų mazgą išskaidyti į baigtinius elementus, todėl naudosime funkciją „Tinklelis“ (žr. 2.15 pav.):



2.15 pav. Vienuoliktasis pasirinkimas

Šaltinis sudaryta autoriaus

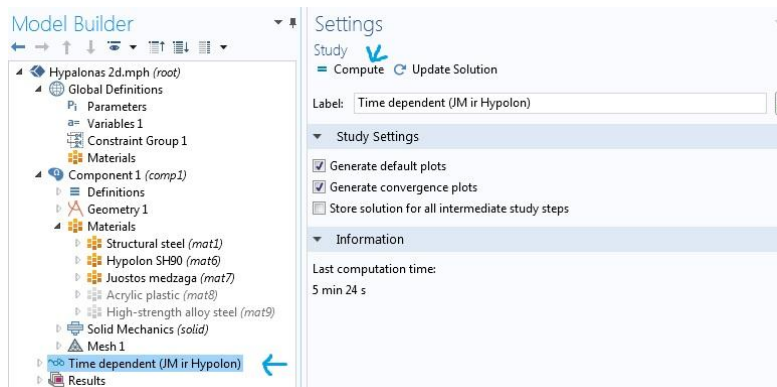
Gauname štai tokį vaizdą (žr. 2.16 pav.):



2.16 pav. Baigtinių elementų tinklelis

Šaltinis sudaryta autoriaus

Paskutiniame žingsnyje, pasirenkame dinaminio skaičiavimo sąlygą time dependent (žr. 2.17 pav.) ir spaudžiame „Compute“ (skaičiuoti) lieka sulaukti, kol programinis paketas pateiks rezultatus.



2.17 pav. Dvyliktasis pasirinkimas

Šaltinis sudaryta autoriaus

Norint viską teisingai atlikti, reikia apgalvotai pasirinkti kiekvieną sąlygos parametą, patikrinti medžiagų savybių reikšmes, ar jos atitinka jau apskaičiuotus koeficientus, įvairiuose mechanikos inžinerijos vadovuose. Atsiradus skaičiavimo klaidų sistema visada pateikia nuorodą į jos kūrėjų puslapį, kuriame galima rasti informacijos, kaip eliminuoti klaidas.

2.3. Modeliavimo sąlygos

Parinktų medžiagų savybės

2.1 lentelė. Struktūrinis plienas

Pavadinimas	Vertė	Vienetai
Tankis	7850[kg/m ³]	kg/m ³
Jungo modulis	200e9[Pa]	Pa
Puasono santykis	0.33	1

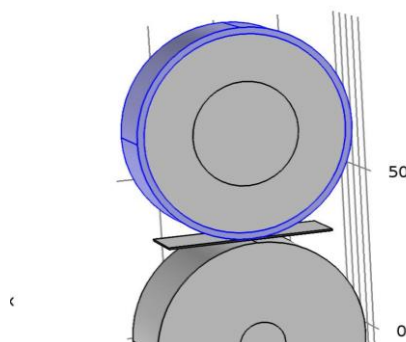
2.2 lentelė. Hypalonas

Pavadinimas	Vertė	Vienetai
Tankis	120[kg/m ³]	kg/m ³
Jungo modulis	2e9[Pa]	Pa
Puasono santykis	0.48	1

2.3 lentelė. Plienas „Aisi 4340“

Pavadinimas	Vertė	Vienetai
Tankis	7850[kg/m ³]	kg/m ³
Jungo modulis	205e9[Pa]	Pa
Puasono santykis	0.28	1

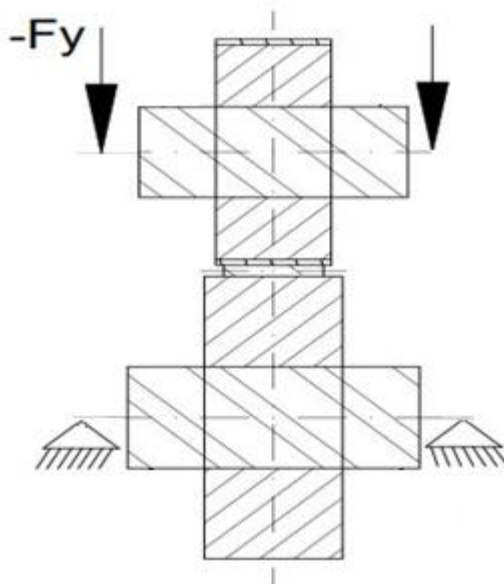
Žemiau pateiktas 3D modelis, (žr. 2.18 pav.), kuriame parodytas ritinėlis, kurio paviršius padengiamas skirtingomis, anksčiau minėtomis medžiagomis.



2.18 pav. Ritinėlio padengiamasis plotas

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Apkrovos kryptis yra neigiama y ašiai, pati apkrova veikia viršutinio ritinėlio ašies centrą, kaip ir nurodyta žemiau pateiktame paveikslėlyje 2.19 pav. Apatinis ritinėlis yra standžiai įtvirtinamas. Priskiriamas juostos ir ritinėlių trinties (<http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm>) koeficientas.



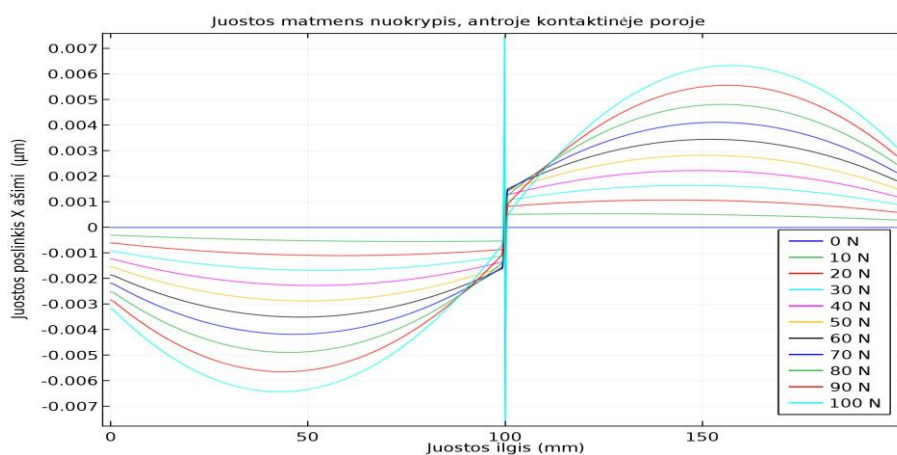
2.19 pav. Junginio fiksacijos ir apkrovos schema

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Viršutinis ritinėlis realybėje yra pritvirtintas prie pneumatinio valdymo cilindro, kuris esant būtinybei koreguoja neteisingą juostos rastrų padėtį, keičiant juostos prispaudimo jėgą. Apatinis ritinėlis yra standžiai įtvirtintas naudojant aukšto tikslumo rotorinius guolius. Atstumas tarp matavimo būgno ir lazerio turi būti pastovus, nes matavimo būgnas pagal tai skaičiuoja, kada siusti impulsą lazeriui. Rastrai formuojami ant juostos tam tikru kampu judant juostai, taip gaunasi statmenas rastras juostos šoninės briaunos atžvilgiu.

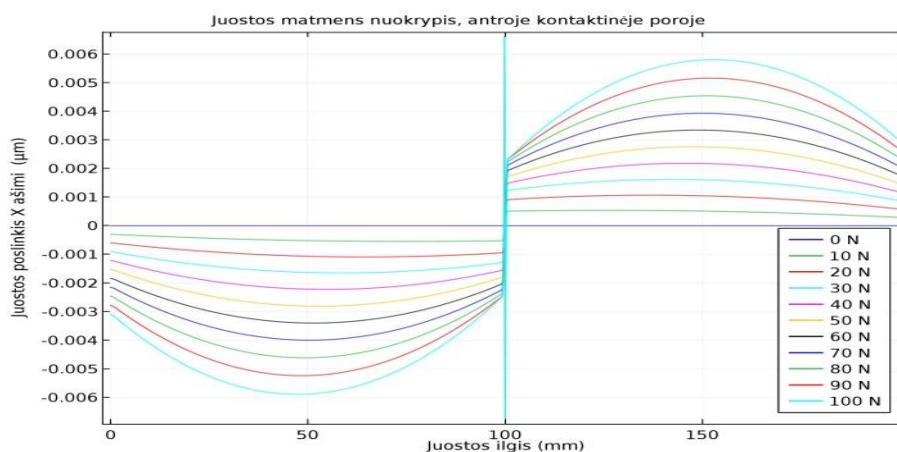
2.4. Juostos parametrų pokyčio skaičiavimo rezultatai

Bendrieji juostos formos pokyčiai pagal dvi ašis, esant dešimt skirtingų apkrovos jėgų ir trimis skirtingomis medžiagomis. Medžiagos: „Aisi plienas 4340“, hypalonas dar kitaip vadinama CSM ir akrilo plastikas. Apkrovos svyruoja nuo 10 N iki 100 N. Deformacijos x ašyje, pirmojoje kontaktinėje poroje, esant skirtingoms medžiagoms ir apkrovoms buvo labai minimalios, todėl pačioje programoje skaičiuojant juostos parametrus paklaidos buvo didesnės nei rezultatai. Didžiausia matmens nuokrypis yra gaunamas naudojant hypaloną, pailgėjimas siekia iki $0,007\mu\text{m}$ naudojant plieną „Aisi 4340“ gaunama mažiausia reikšmė $0,006\mu\text{m}$.



2.20 pav. Juostos deformacijos išilgine kryptimi naudojant hypalono ritinėlį, 2-oje kontaktinėje poroje

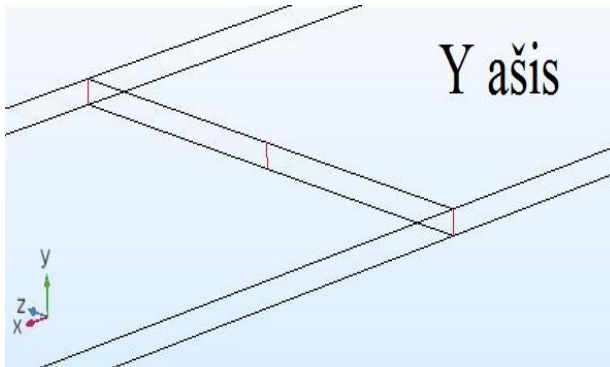
Šaltinis: sudaryta autoriaus



2.21 pav. Juostos deformacijos išilgine kryptimi naudojant plieninį ritinėlį, 2-oje poroje

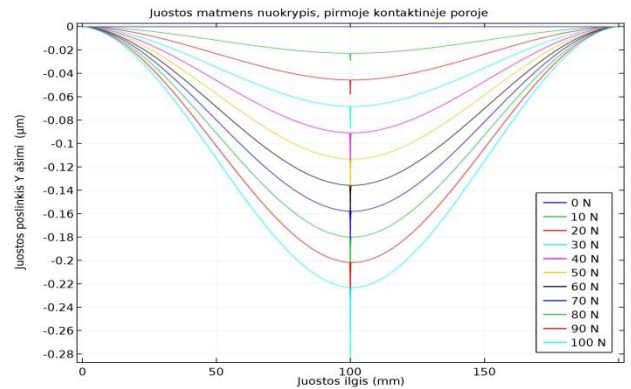
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Žemiau pateikti rezultatai (žr. 2.23 pav. 2.24 pav. 2.25 pav.), Y ašyje, kurie buvo gauti iš pažymėtos vietos žr. (2.22 pav.) juostoje. Spaudžiant plieniniu ritinėliu, matyti juosto išlinkimas (žr. 2.23 pav.), prie tam tikrų prispaudimo jėgų. Akrilu dengtu ritinėliu, juostos deformacijos (žr. 2.24 pav.) yra keliais procentais didesnės. Didžiausia reikšmė naudojant hypaloną (žr. 2.25 pav.) siekia 0,46 (μm).



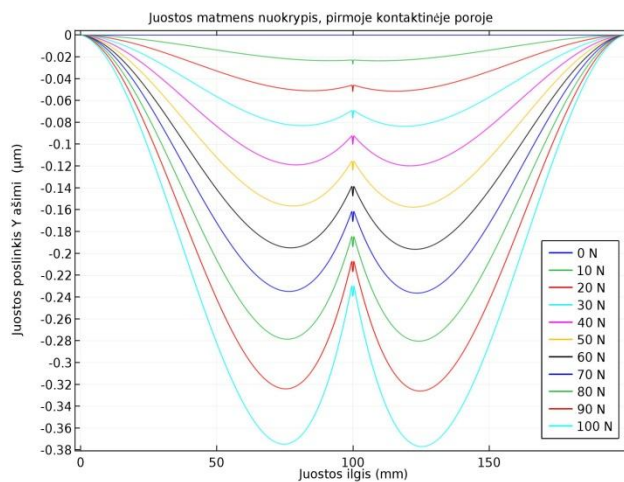
2.22 pav. Rezultatų vieta vertikalia kryptimi

Šaltinis: sudaryta autoriaus



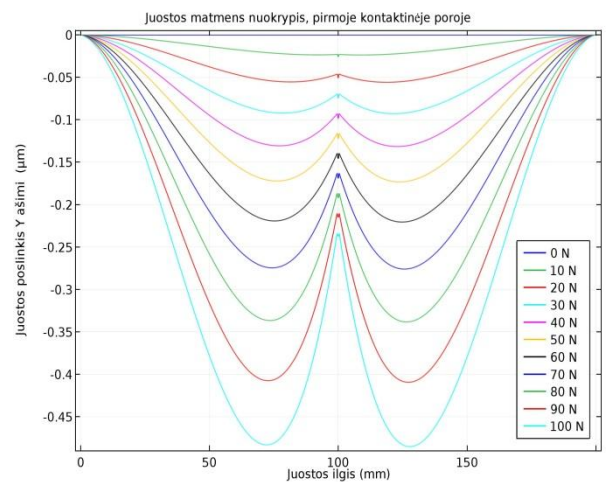
2.23 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant plieninį ritinėlį

Šaltinis: sudaryta autoriaus



2.24 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant akrilo plastiko ritinėlį

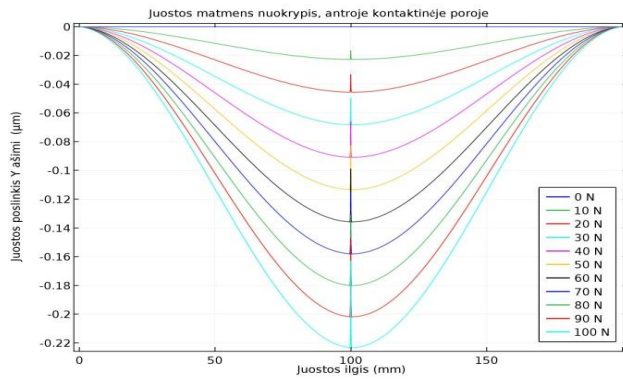
Šaltinis: sudaryta autoriaus



2.25 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant hypalono ritinėlį

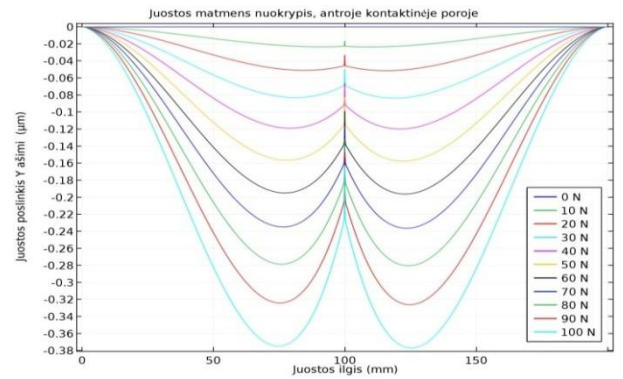
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Žemiau pateikti grafikai (žr. 2.26 pav. 2.27 pav. 2.28 pav.), parodo juostos deformacijos antrojoje kontaktinėje poroje. Matome, jog juostos išlinkimo skirtumai tarp kontaktinių porų beveik neegzistuoja y ašyje. Juostą veikiant iki 40 N deformacijos sąlyginai nedideles, tačiau veikiant 70 N prispaudimo jėgai, juostos deformacija vertikalia kryptimi padidėja 3 kartus.



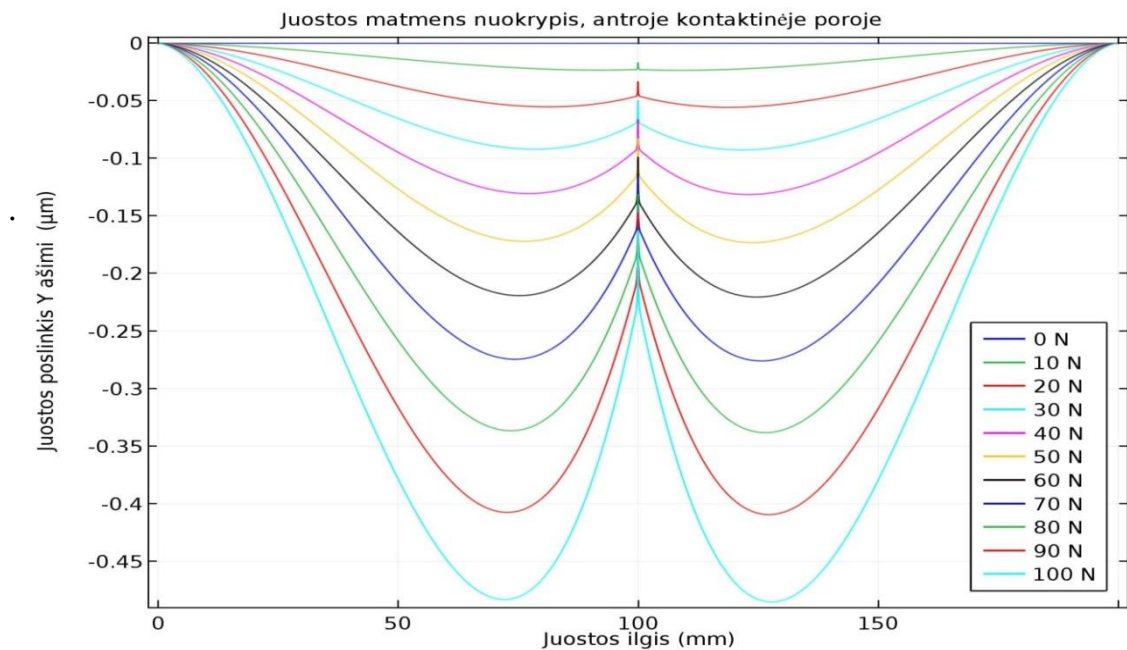
2.26 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant plieninį ritinėlį, 2-oje poroje

Šaltinis: sudaryta autoriaus



2.27 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant akrilo plastiko ritinėlį, 2oje poroje

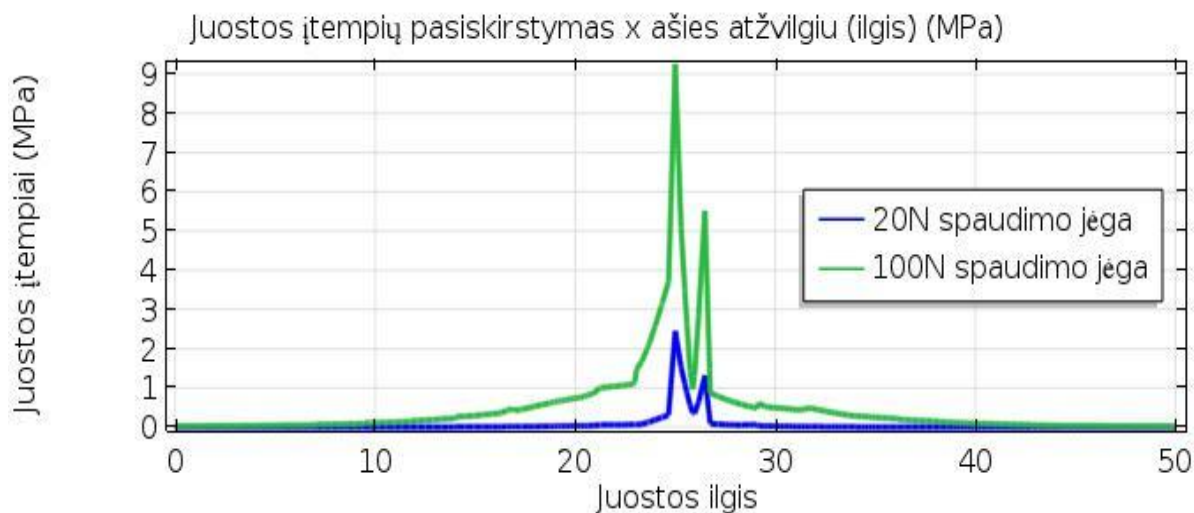
Šaltinis: sudaryta autoriaus



2.28 pav. Juostos deformacijos vertikalia kryptimi, naudojant hypalono ritinėlį, 2-je poroje

Šaltinis: sudaryta autoriaus

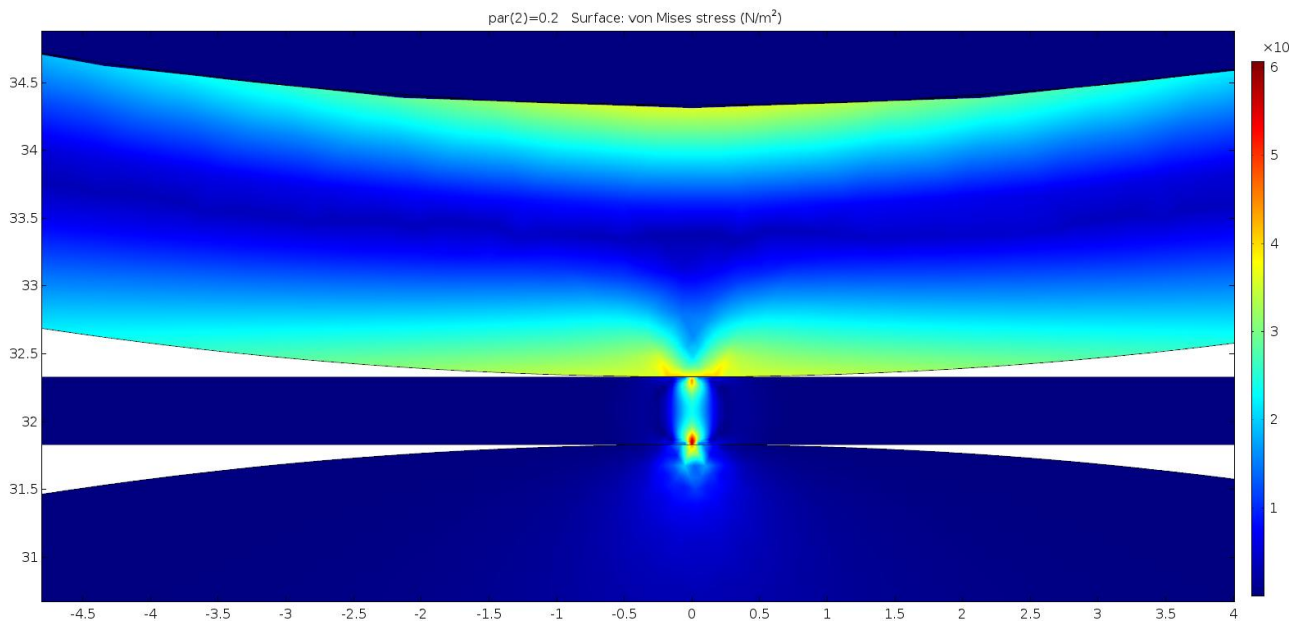
Spaudimo jėgos pasiskirstymas visame juostos ilgyje yra matomas žemiau pateiktame grafike žr. (2.29 pav.). Pateiktos pradinė ir galutinė reikšmės, kurios labai gerai atspindi, kaip skiriasi juostos įtempiai, pasikeitus 80 N jėgai.



2.29 pav. Juostos įtempių pasiskirstymas vertikalia kryptimi

Šaltinis: sudaryta autoriaus

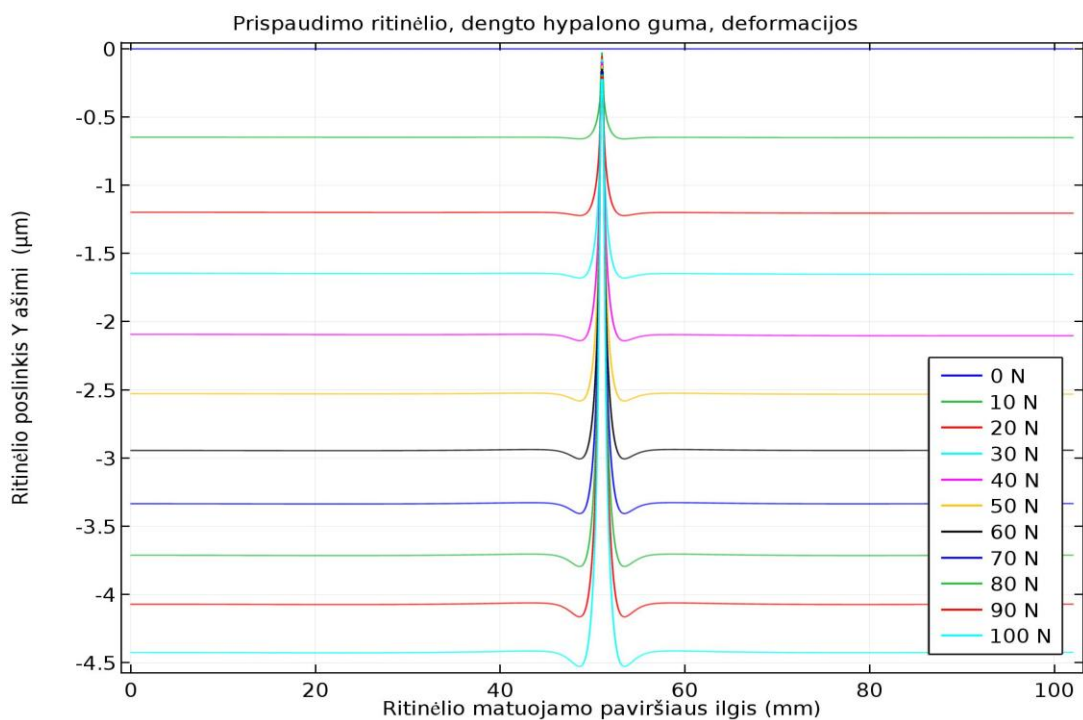
3D modelio 2.30 paveiksle pateikti, pirmos ir antros kontaktinių porų zonose von Mises įtempimai. Mėlyna spalva parodo mažiausius įtempimus kontakte, o raudona labiausiai apkrautas vietas. Jose formuojasi juostos deformacija ir matmenys pradeda kisti, būtent to stengiamasi išvengti.



2.30 pav. Didžiausių įtempių zonos 3D modelis

Šaltinis: sudaryta autoriaus

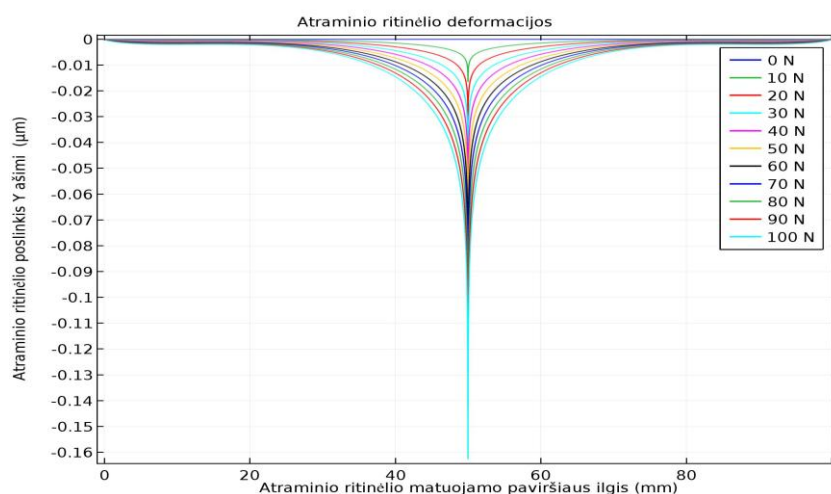
Ritinėlio dengto hypalono guma deformacijos pateiktos 2.31 paveiksle. Matoma, jog ritinėlio paviršius keičia formą didėjant prispaudimo jėgai, taip dar labiau deformuodamas metalinę juostą. Kontakto vieta tampa didesnė apie 10 procentų.



2.31 pav. Ritinėlio dengto guma deformacijos vertikalia kryptimi

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Atraminio veleno deformacijos pateiktos 2.32 paveiksle, didžiausios spaudimo jėgos paveikto veleno paviršius pakito 20 kartų mažiau nei prispaudimo ritinėlio.

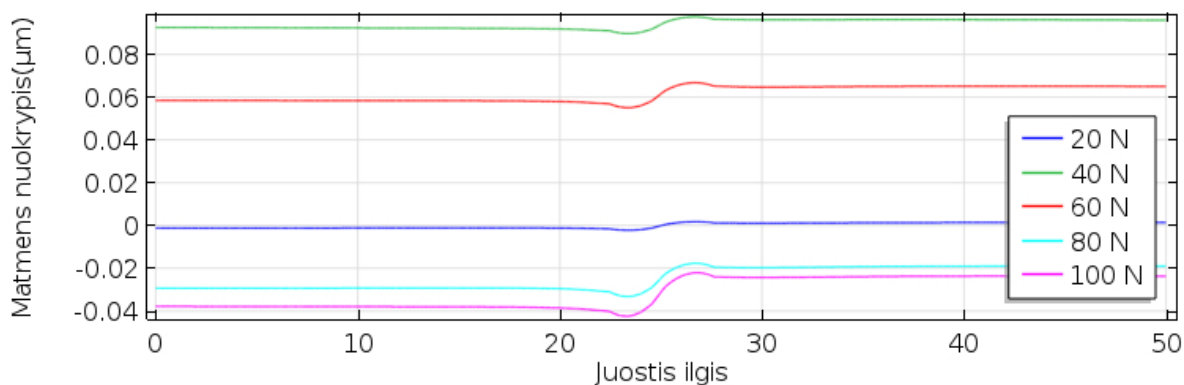


2.32 pav. Atraminio veleno deformacijos vertikalia kryptimi

Šaltinis: sudaryta autoriaus

2.5. Juostos matmens ir formos nuokrypių priklausomybė laike

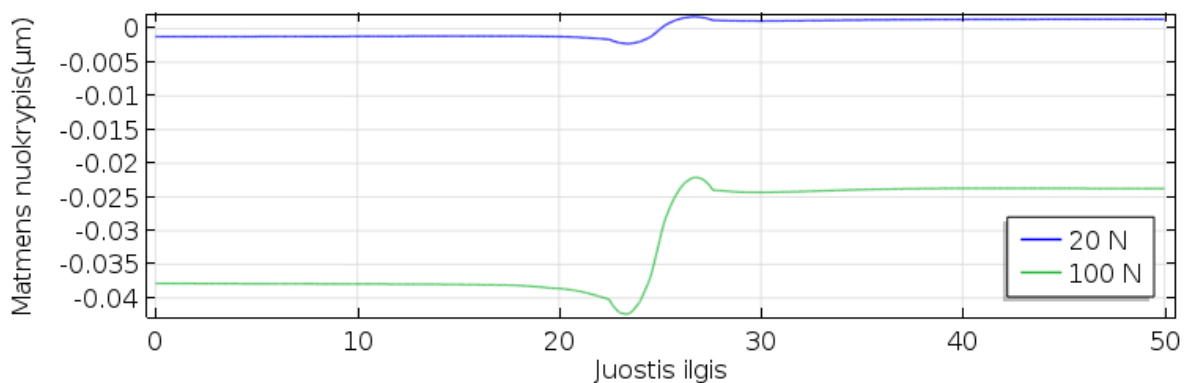
Toliau pasirenku tirti tik man rūpimas reikšmės naudojant hypalono gumą. Grafikuose pateikti rezultatai parodo, juostos matmens ir formos nuokrypių priklausomybę laike ir kintančios apkrovos viršutiniame juostos sluoksnyje. 2.33 paveiksle aiškiai matyti, kaip deformuojasi tempiama juosta. Juostai užduodami parametrai: judėjimas 0,02m/s greičiu, trinties koeficientai: hypalonas-plienas 0,6 , o plienas-plienas 0,4. Reikšmės gautos ir medžiagų trinties koeficiento lentelių. Apkrova kinta nuo 0 iki 100 Niutonų.



2.33 pav. Tempiamos juostos deformacijos išilgine kryptimi

Šaltinis: sudaryta autoriaus

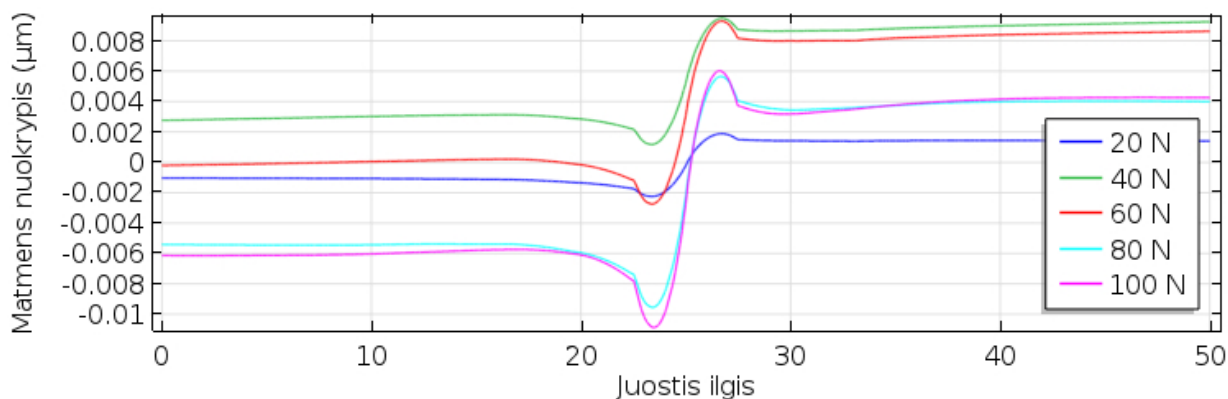
Šiame 2.34 paveiksle pavaizduota metalinės juostos deformacija, veikiant mažiausia ir didžiausia prispaudimo jėga.



2.34 pav. Didžiausios ir mažiausios deformacijos reikšmės išilgine kryptimi

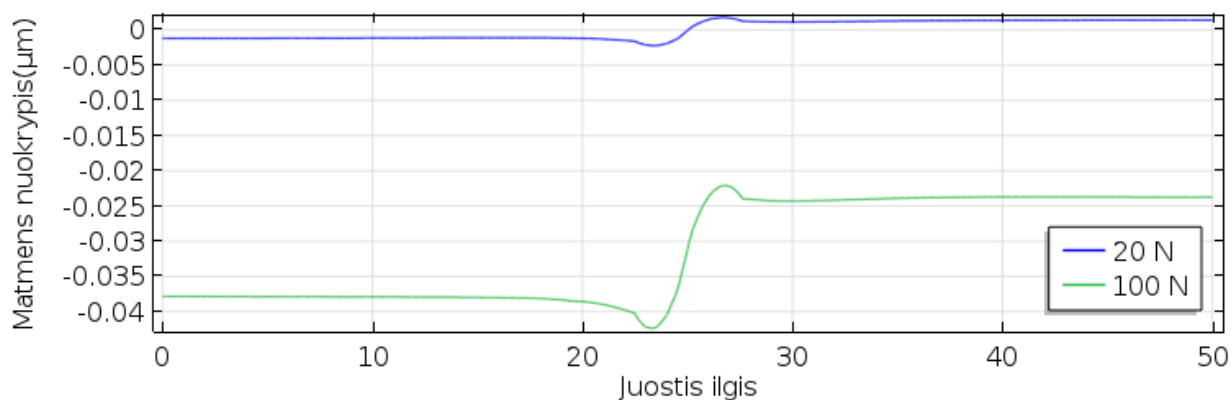
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Žemiau yra pateikti apatinio juostos sluoksnio deformacijų rezultatai 2.35 paveiksle ir 2.36 paveiksle, kaip matome deformacija mažesnė ir juostos deformacijos pasiskirsto nevienodai.



2.35 pav. Juostos deformacijos apatiniame sluoksnyje, išilgine kryptimi

Šaltinis: sudaryta autoriaus



2.36 pav. Didžiausios ir mažiausios deformacijos reikšmės išilgine kryptimis

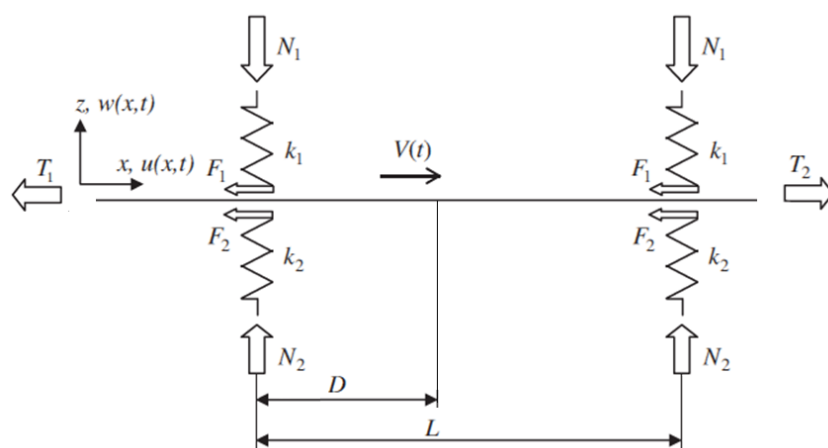
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Gauti teorinių skaičiavimų rezultatų duomenys parodė, juostos deformacijas ir formas kitimus, juostos poslinkio matavimo junginio aplinkoje reikšmes, jų neigiamą poveikį deformuojamos skalės tikslumui. Šis modeliavimas padėjo tiksliau atlikti eksperimentinį tyrimą, suprasti dinaminių jėgų priklausomybę juostos matmens nuokrypiams. Pastebėta jog, keičiant medžiagas, gaunamos skirtingos deformacijos reikšmės, pakeitus trinties koeficientus iškart pasirodo kitokios gaunamų nuokrypių reikšmės. Priimtiniausia medžiaga hypalonas, 2.31 paveiksle galime pamatyti 4,5 μm susiplojusį paviršių, kuris geriau prispaudžia juostą, nei akrilo plastikas, ar grynas metalas. Guma neleidžia juostai praslysti, taip užtikrindama tolygų juostos transportavimą nuo matavimo būgno iki lazerio, be galimybės pertraukti rastrų formavimo procesą.

3. JUOSTOS JUDESIO STABILUMO TYRIMAI

3.1. Išilginių ir skersinių juostos virpesių analizė

Išilginiai ir skersiniai virpesiai prie tam tikrų dažnių sukelia rastrų formos ir dydžio nuokrypius ant metalinės skalės. Remiantis Zen'iaus ir Muftu'so (2006: 551–576) metodika, sudarytas modelis yra grafiškai pateiktas 3.1 paveiksle, nepertraukiamas judėjimas yra ašies kryptimi tarp dviejų atramų, atstumu L , su nustatytu ašiniu greičiu $V(t)$. Pirmiausia taikomas atvejis su standžiomis ir fiksuotomis atramomis. Esant nepertraukiamam judėjimui galima daryti prielaidą, kad nedidelį lenkimo apkrovimą galima laikyti kaip paskirstytą apkrovą q . Modelis yra dviejų dimensijų, todėl tik poslinkiai į x - z plokštumas yra laikomi apibrėžti kaip u ir w , atitinkamai. Nekonservatyvios posistemės sudaro dvi pradinės apkrovos F_1 ir F_2 , esančių $x = D$ vietose ir veikiančios, atitinkamai, plieninės juosta viršuje ir apačioje. Apkrovos sistema liečiasi su plieninė juosta su dviem spyruoklėmis su pradinėmis apkrovomis; pradinės apkrovos vertės yra N_1 ir N_2 , o spyruoklių standumas yra k_1 ir k_2 . Plieninė juosta turi įtempimus T_1 ir T_2 kairėje ir dešinėje trinties apkrovai atitinkamai.



3.1 pav. Išilgai ašies judančios plieninės juostos sistemos schema, kai judėjimas tarp dviejų atramų ir stacionaria trinties apkrovą

Šaltinis: sudaryta autoriaus

Modelio lygtims aprašyti naudojamas Hamiltono. W.R. (1834) principas įskaitant nekonservatyvias jėgas. Pagal Hamiltono principą sistemos judančios nuo konfigūracijos 1 laiko momentu t_1 iki konfigūracijos 2 laiko momentu t_2 poslinkio lygtis gaunama:

$$\delta \int_{t_2}^{t_1} (E_{kin} - E_{pot} + W_{nc}) dt = 0, \quad (13)$$

kur δ yra pokytis poslinkio, E_{kin} yra kinetinė energija, E_{pot} yra bendra potencinė energija ir W_{nc} yra darbas nuo nekonservatyvių jėgų.

Kinetinė energija gali būti gaunama nustatant pozicijos vektorių ir randant jo išvestinę, kad gauti bet kurio sistemos taško greitį.

Pozicijos vektorius r po taško deformacijos iš pradžių yra atstumu x nuo pradžios ir gali būti aprašytas kaip:

$$r = (x+u)i + wk, \quad (14)$$

kur i ir k vienetiniai vektoriai išilgai x ir z ašių, atitinkamai. Padėties vektoriaus išvestinė atspindi greičio vektorių v ir gali būti užrašyta taip:

$$v = (V + u_{,t} + Vu_{,x})i + (w_{,t} + Vw_{,x})k, \quad (15)$$

kur pavaizduotas kablelis reiškia dalinį diferenciovimą ir V yra išilginis transportavimo greitis. Kinetinė plieninės juostos energija apskaičiuojama pagal:

$$E_{kin} = \frac{\rho}{2} \int_0^L \left[(V + u_{,t} + Vu_{,x})^2 + (w_{,t} + Vw_{,x})^2 \right] dx, \quad (16)$$

kur r yra plieninės juostos ilgio vieneto masė. Visa potencinė energija, prie esamų apkrovų: įtempimas, paskirstytos jėgos ir tamprios jėgos, apskaičiuojama pagal

$$E_{pot} = \int_0^L \left(\frac{1}{2} EA \varepsilon_x^2 + T \varepsilon_x + qw \right) dx + \frac{1}{2} (k_1 + k_2) w_D^2, \quad (17)$$

E yra plieninės juostos Jungo modulis, A yra skerspjūvio plotas, ε_x yra ašinė deformacija, T yra įtempimas, q yra paskirstyta apkrova, k_1 ir k_2 yra spyruoklių standumas ir w_D vertikalus deformacijos poslinkis nuo vietos $x = D$.

Naudojant netiesinį ašinių deformacijų Lagranžo apibrėžimą:

$$\varepsilon_x = u_{,x} + \frac{1}{2} (w_{,x})^2, \quad (18)$$

lygtyje (17) ir nevertinant aukštesnės eilės sąlygų, visa potencinė energija išreiškiama per du priklausomus kintamus u ir w :

$$E_{pot} = \int_0^L \left[\frac{1}{2} EA u_{,x}^2 + T \left(u_{,x} + \frac{1}{2} w_{,x}^2 \right) + qw \right] dx + \frac{1}{2} (k_1 + k_2) w_D^2. \quad (19)$$

Nekonservatyvių jėgų darbas yra išreiškiamas šia lygtimi:

$$W_{nc} = -(F_1 + F_2) u_D, \quad (20)$$

kur u_D yra horizontalus plieninės juostos poslinkis nuo $x = D$. Galiausiai lygtys (16), (17) ir (20) įstačius į lygtį (13) gauname sekančią judėjimo x ir z kryptimis lygtį:

$$\rho(u_{,tt} + \dot{V}(1 + u_{,x}) + 2Vu_{,xt} + V^2u_{,xx}) - EAu_{,xx} + (F_1 + F_2)\delta(x - D) = 0, \quad (21)$$

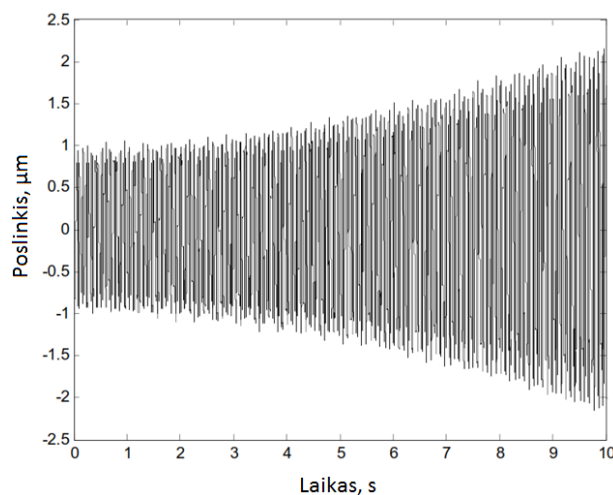
$$\rho(w_{,tt} + \dot{V}w_{,x} + 2Vw_{,xt} + V^2w_{,xx}) - Tw_{,xx} + q + (k_1 + k_2)w\delta(x - D) = 0, \quad (22)$$

kur taškas viršuje žymi išvestine pagal laiką ir $\delta(x-D)$ yra Dirac delta funkcija. Taigi judėjimas aprašomas dviejų dalinių diferencialinių lygčių su nuo laiko priklausančiais koeficientais. Tai yra transportavimo greitis V , jo išvestine pagal laiką $\dot{V}$, plieninės juostos įtempimas T ir trinties jėgos F_1 ir F_2 .

Dėl nepertraukamo judėjimo tarp dviejų skriemulių, iš kurių vienas yra atremtas spyruokle su standumu k_s , kaip parodyta 3.1 paveiksle, jėgų pusiausvyros lygtis reikalauja, kad pradinis plieninės juostos įtempimas T_0 , stygą veikiančios išcentrinės jėgos ρV^2 , pasipriešinimo jėgas sukuriamos plieninėje juostoje $usAE=L$ ir plieninės juostos turi būti pusiausvyroje. U_s ir U_{sp} atitinkamai yra plieninės juostos ir spyruoklės pailgėjimas. Vertindami bendrą pailgėjimą dėl išcentrinės jėgos $u_c = u_s + u_{sp}$ kartu su jėgų pusiausvyrą galima įrodyti, kad įtempimo jėga kinta atsižvelgiant į šias priklausomybes:

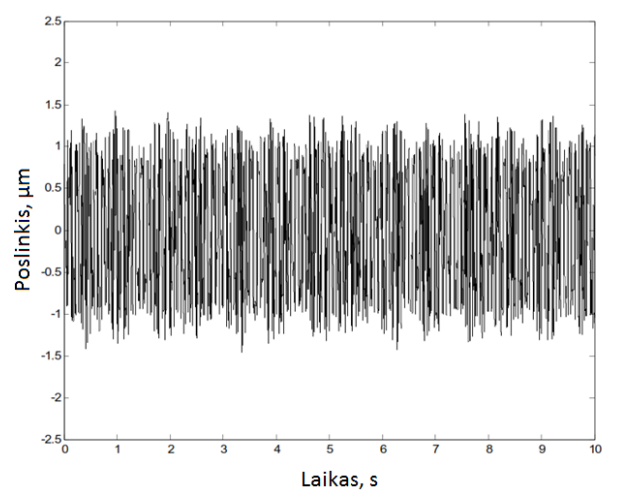
$$T = T_0 + \eta \rho V^2, \quad (23)$$

kur $\eta = 1/[1 + (k_s L/2EA)]$ yra parametras, priklausomas nuo sistemos atramų išsidėstymo. Su pastoviais mechanizmų poslinkiais, standžiuose velenų juostinėse pavarose, Z gali būti laikomas 0. Kai atramų standumas yra nykstamai mažėjantis, tai η yra lygus 1. Tokiu atveju, plieninių juostų įtempimas priklauso nuo greičio ir nuo laiko. Skaitmeninis integravimas laike buvo atliktas 100 periodų ($T=2\pi/\omega_0$). Pirmos 10 sekundžių laikinio signalo taško esančio $x=L/2$ prie parametrų (36 rad/s, 4 mm/s) yra pateiktas 3.2 paveiksle, atitinkamai prie parametrų (44 rad/s, 4 mm/s) yra pateiktas 5 paveiksle.



3.2 pav. Vidurio taško poslinkis išilgine kryptimi prie parametrų: $V_0 = 4$ mm/s, plieninės juostos plotis 20 mm

Šaltinis: sudaryta autoriaus

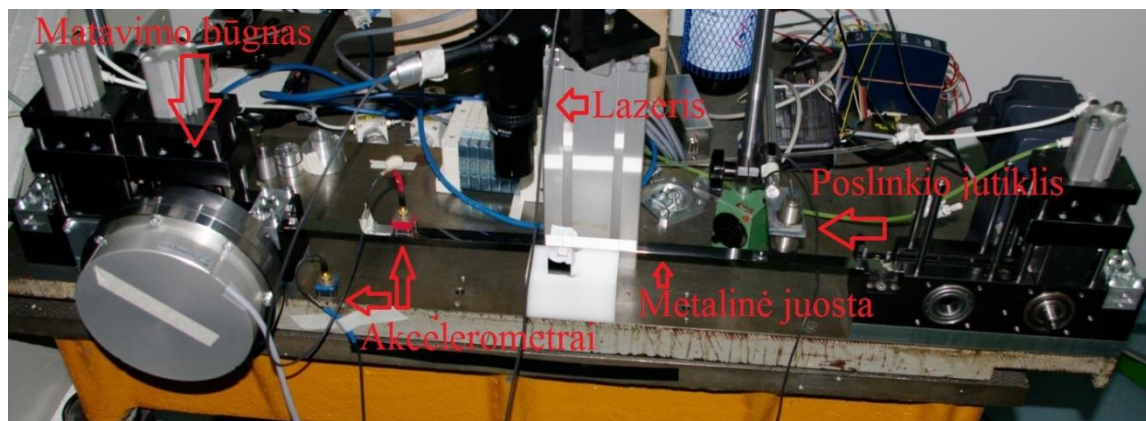


3.3 pav. Vidurio taško poslinkis išilgine kryptimi prie parametrų: $V_0 = 4$ mm/s, plieninės juostos plotis 17.5 mm

Šaltinis: sudaryta autoriaus

3.2. Juostos virpesių eksperimentinis tyrimas

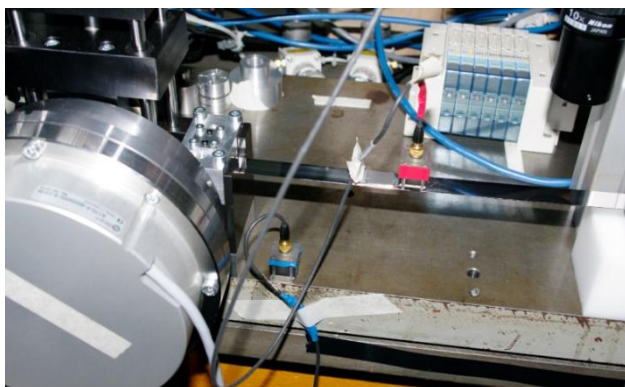
Virpesių parametrų matavimui buvo panaudotos Danijos firmos „Brüel & Kjær“ virpesių matavimo priemonės. Šiuos stendu buvo matuojami juostos virpesiai, poslinkiai ir pagreičiai. 3.4 paveiksle pateiktas dinaminių procesų tyrimo stendas. Jis buvo specialiai pagamintas mažesnio dydžio, kad būtų galima lengviau ištirti rastrų gaminimo įrenginio dinamines savybes.



3.4 pav. Tyrimo stendas

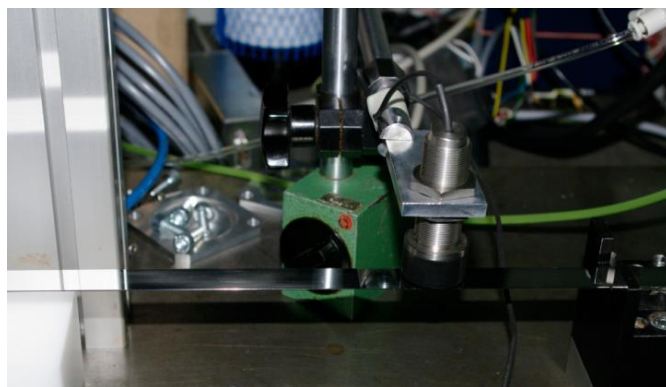
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Žemiau pateiktame 3.5 paveiksle parodyti akceleratorai 4506, kuris pasižymi aukštu jautrumo koeficientu, maža mase, nedideliais gabaritais ir 4375 pjezoelektrinis, kuris yra itin lengvas ir izoliuotas nuo signalo iškraipymo bei itin aukšto jautrumo. Jais išmatuosime stendo stovo virpesius trimis kryptimis. 3.6 paveiksle matomas poslinkio jutiklis skirtas matuoti juostos transportavimo greičiui.



3.5 pav. Akceleratorai 4506 ir 4375

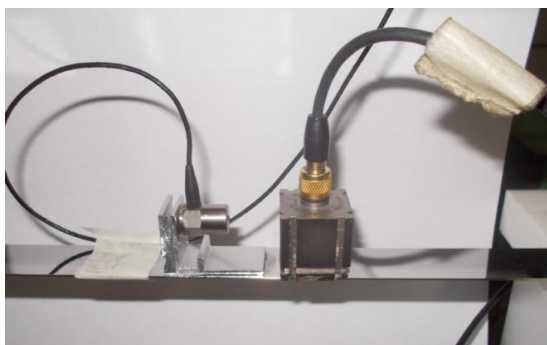
Šaltinis: sudaryta autoriaus



3.6 pav. Poslinkio jutiklis išilgine kryptimi

Šaltinis: sudaryta autoriaus

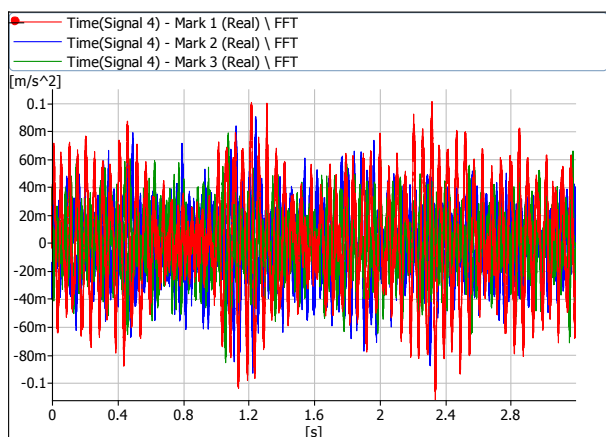
3.7 paveiksle yra pavaizduotas akcelerometras 4506, kuris užfiksuoja virpesių parametrų pokyčio reikšmes ant plieninės juostos paviršiaus, trimis kryptimis.



3.7 pav. Akcelerometras 4506

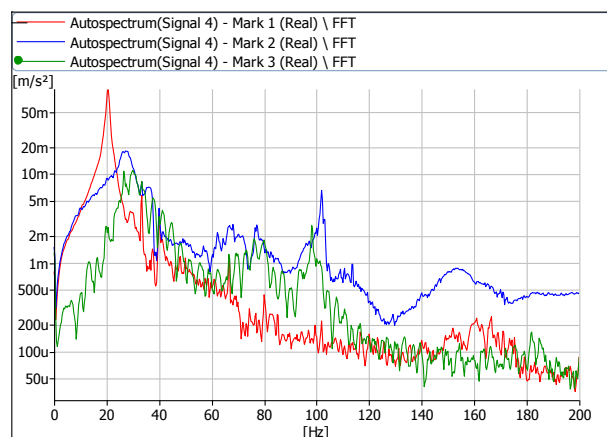
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Buvo atliekami stendo virpesių matavimai, kuriais remiantis buvo sudaryta plieninės juostos modalinė analizė ir juostos judėjimo greičio netolygumo matavimas vertikalia bei išilgine kryptimi. Pirmuoju atveju juosta buvo įtemptiama pirmuoju varikliu, sumažinant jo apsisukimų skaičių iki 6% lyginant su antruoju varikliu. Juostos transportavimo greitis 0,02 m/s. Prispaudimo ritinėlis dengtas hypalono guma. Plieninės juostos vertikalia kryptimi pagreičio laikinis signalas pateiktas 3.8 paveiksle, kuriame matosi dažnių pasiskirstymas 0,1 m/s² diapazone. 3.9 paveiksle pateiktas plieninės juostos pagreičio, spektrinio tankio grafikas. Matosi labiausiai dominuojantys virpesiai prie tam tikrų dažnių. Žalia spalva žymi 0,05 Mpa ritinėlio prispaudimo jėgą, raudona spalva 0,1 Mpa prispaudimo jėgą ir mėlyna spalva parodo 0,15 Mpa prispaudimo jėgą. 3.9 paveiksle didžiausias vibracijas sukelia 0,1 Mpa jėga esant 20 Hz dažniui.



3.8 pav. Juostos pagreičio laikinio signalo grafikas

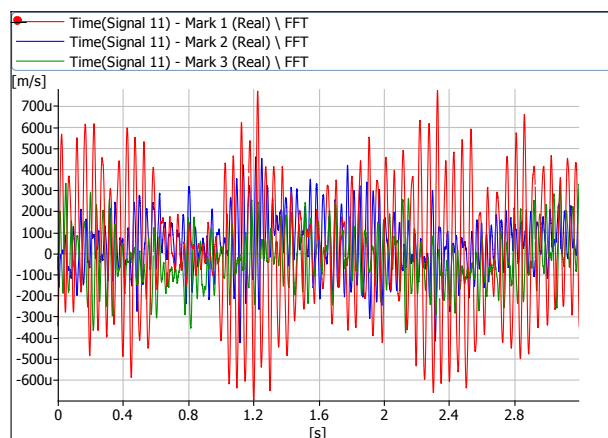
Šaltinis: sudaryta autoriaus



3.9 pav. Juostos pagreičio spektrinio tankio grafikas

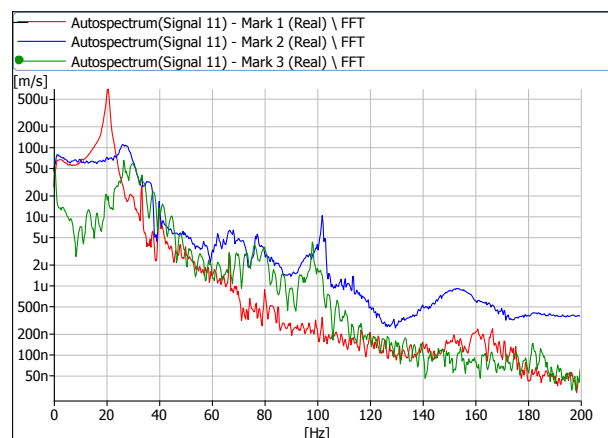
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Žemiau pateiktame 3.10 paveiksle matyti, plieninės juostos vertikalia ašimi pagreičio pasiskirstymas laike. Aktyviausia išlieka raudonos spalvos kreivė, kuri atitinka 0,1 Mpa prispaudimo jėgą, sukeldama didžiausia dažnių svyravimo amplitudę. 3.11 paveiksle spektrinio tankio grafikas parodo jog 20 Hz dažnis yra pats pavojingiausias, o prie didesnių dažnių, virpesiai silpsta, sumažindami riziką sugadinti rastrų formavimo kokybę.



3.10 pav. Juostos greičio laikinio signalo grafikas

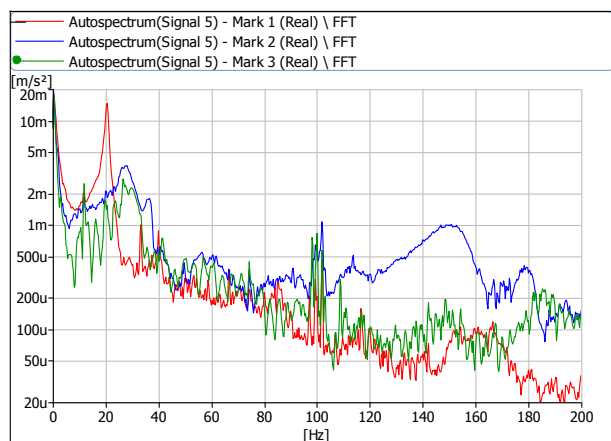
Šaltinis: sudaryta autoriaus



3.11 pav. Juostos greičio spektrinio tankio grafikas

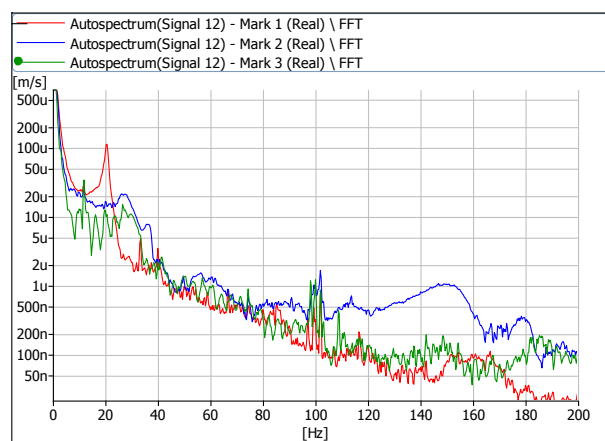
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Žemiau pateiktame 3.12 paveiksle pateiktas plieninės juostos išilgine kryptimi pagreičio spektrinis tankis. Dominuoja pagrindinis 20 Hz dažnis, kuriam esant juosta yra veikiam stipriausių virpesių pagreitėjimo metu. 3.13 paveiksle metalinės juostos greičio spektrinis tankis vaizduoja ,jog esant 200 Hz dažniui, vibracijos nusistovi ir juostos greitis tampa tolygus.



3.12 pav. Juostos pagreičio spektrinis tankis

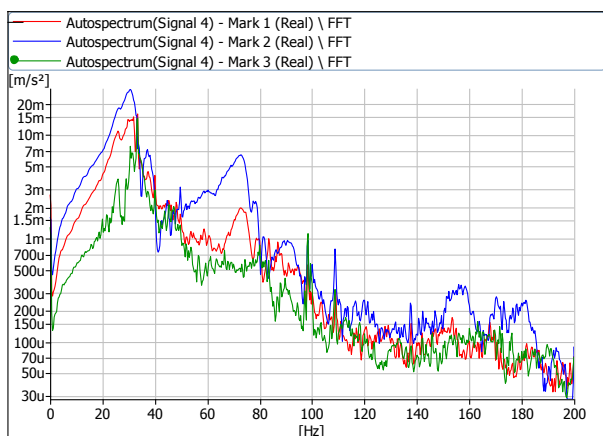
Šaltinis: sudaryta autoriaus



3.13 pav. Juostos greičio spektrinis tankis

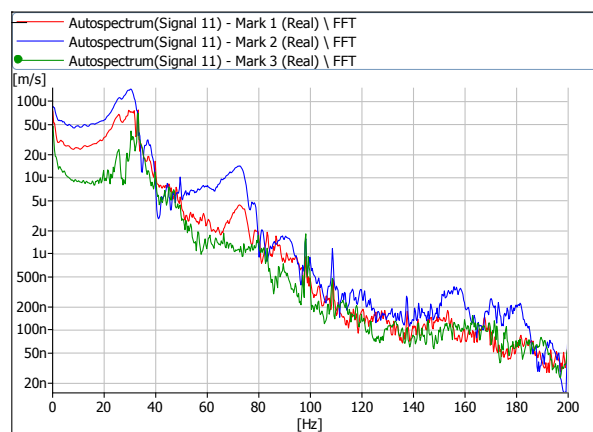
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Buvo atliktas antras eksperimentas, kurio metu buvo bandoma pirmuoju varikliu, stabdyti juostos transportavimą 60 % , taip užtikrinant juostos pastovų įtempimą. Žemiau pateiktame 3.14 paveiksle matomi aktyviausi dažniai nuo 20 iki 40 Hz, vertikalia ašimi pagreičio netolygumas siekia 20 μm . Lyginant su pirmuoju atveju, kai juosta pirmuoju varikliu buvo stabdoma 6%, rezultatai yra geresni, pagreičio ir greičio gautos reikšmės sumažėjo 4 kartus. Tęsiant eksperimentą buvo gautas 3.15 paveiksle plieninės juostos greičio vertikalia kryptimi spektrinis tankio grafikas, kuris parodė, jog 5 kartus sumažėjo juostos netolygumas, nuo nustatytos reikšmės, esant nuo 20 iki 40 Hz.



3.14 pav. Juostos pagreičio spektrinis tankis

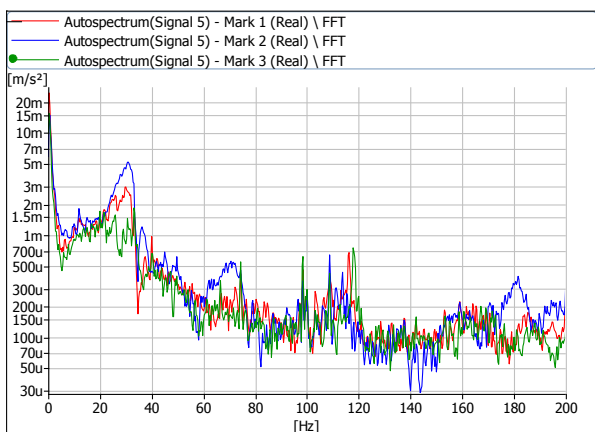
Šaltinis: sudaryta autoriaus



3.15 pav. Juostos greičio spektrinis tankis

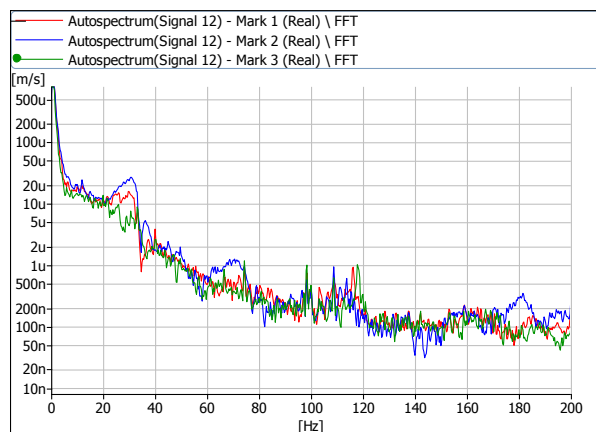
Šaltinis: sudaryta autoriaus

Plieninės juostos išilgine kryptimi pagreičio spektrinis tankis parodytas 3.16 paveiksle. Išilgine kryptimi esant pavojingiausiame dažnių diapazone nuo 20 iki 40 Hz pagreičio reikšmė sumažėjo 4 kartus, lyginant su pirmuoju bandymu. Greičio spektrinis tankis gautas 3.17 paveiksle parodo taip pat gerus rezultatus, greičio netolygumas sumažėjo du kartus, todėl galima daryti išvadą jog, labiau įtempus juostą, ji mažiau deformuojasi. Tai suteikia galimybę pasiekti didesnius rastrų formavimo tikslumus.



3.16 pav. Juostos pagreičio spektrinis tankis

Šaltinis: sudaryta autoriaus



3.17 pav. Juostos greičio spektrinis tankis

Šaltinis: sudaryta autoriaus

4. TYRIMO REZULTATŲ APŽVALGA

Šio tyrimo pagrindinis tikslas buvo sukurti rastrų formavimo įrenginyje, tolygumą užtikrinantį mechanizmą juostos transportavime, tarp matavimo būgno ir lazerio. Išnagrinėti jo modelį ir įvertinti veiksnių galimą poveikį rastrų formavimui, dinaminiu režimu.

Išanalizavus gaminamų skalių duomenis pamatėme, kad metalinės juostos paklaidos didėja didėjant juostos ilgiui. Ilgiui iki 1 m paklaida siekia $\pm 1,5 \mu\text{m}$, kai, tuo tarpu, ilgiui iki 5 m paklaida yra $\pm 5,5 \mu\text{m}$. Taigi, norint pagaminti skales, kurios tokia ilgyje turėtų santykinai mažas paklaidas, reikia ypatingai tikslaus rastrų formavimo proceso nepertraukiamai gaminant juostą.

Teorinis bandymas atliktas trimis skirtingais būdais. Keitėme viršutinio ritinėlio paviršių dengiančią medžiagą į gumą (hypaloną), akrilo plastiką ir plieną, taip pat metalinės juostos prispaudimo jėgą. Atlikus juostos parametrų skaičiavimo tyrimus pastebėta, kad sąveikaujant matavimo prispaudimo būgnams, juostos prispaudimo matavimo junginio zonoje vyksta kintamosios juostos deformacijos, dėl kurių kinta juostos ilgis tarp matavimo junginio ir lazerio spindulio veikimo zonos. Taip pat matoma, jog keičiant medžiagas, gaunamos skirtingos deformacijos reikšmės, pakeitus trinties koeficientus iškart pasirodo kitokios gaunamų nuokrypių reikšmės. Bandymų rezultatai pateikti prieduose. Modeliuojant „Comsol“ programa, reikia apgalvoti prieš pasirenkant kiekvieną sąlygos parametą, patikrinti medžiagų savybių reikšmes, ar jos atitinka jau apskaičiuotus koeficientus, įvairiuose mechanikos inžinerijos vadovuose. Atsiradus skaičiavimo klaidų sistema visada pateikia nuorodą į jos kūrėjų puslapį, kuriame galima rasti informacijos, kaip eliminuoti klaidas.

Eksperimentiniame virpesių tyrime buvo atlikti du bandymai, esant skirtingoms juostos įtempimo sąlygoms. Gautos reikšmės parodė, kad virpesių svyravimo amplitudžių maksimumas yra nuo 0 iki 40 Hz. Teorinis modeliavimas, padėjo priartėti prie norimų rezultatų, Teoriniame tyrime įvertinamas prispaudimo jėgų matavimo būgnų zonoje, poveikis juostai, kurį nėra taip lengva išmatuoti eksperimento sąlygomis, o pats eksperimentas suteikia galimybę geriau suprasti dinامينius procesus, vibracijas ir juostos transportavimo netolygumą, jo įtaką rastrų kokybei.

IŠVADOS

1. Naudojant „Comsol“ programą buvo sukurtas metalinės juostos modelis ir atliktas jos parametrų tyrimas, kuriame gauta plieninės juostos ilgio priklausomybė nuo kintančios apkrovos bei ritinėlių dengiančios medžiagos, kuri kontaktuoja su metaline juosta. Tyrimo metu gauti rezultatai apie juostos elgseną matavimo junginio zonoje.

2. Sąveikaujant matavimo prispaudimo būgnams, juostos prispaudimo matavimo junginio zonoje vyksta kintamosios juostos deformacijos, dėl kurių kinta juostos ilgis tarp matavimo junginio ir lazerio spindulio veikimo zonos. Tai yra tiesioginė rastrų formavimo paklaidų priežastis.

3. Didžiausią įtaką turi juostos deformacijos statmenai paviršiui, ant kurio formuojami rastrai. Deformacijos kitų ašių kryptimis yra mažos ir neturi praktinės įtakos rastrų formavimo paklaidai.

4. Juostos deformacijos statmenos juostos plokštumai kryptimi sukelia juostos slinkimo greičio svyravimus.

5. Modeliavimo ir eksperimentiniais virpesių tyrimais nustatyta, kad virpesių pikų maksimumas yra ties 0, 20, 40, 60 Hz. Jų poveikis tikslumui, įvertinant lazerio spindulio skenavimo statmenai juostai greitį, yra toks:

- Žemo dažnio virpesiai sukelia rastrinių elementų padėties paklaidas.
- Vidutinių virpesių dažniai sukelia krypties paklaidas.
- Aukšto dažnio virpesiai sukelia rastrinių elementų tiesumo nuokrypius.

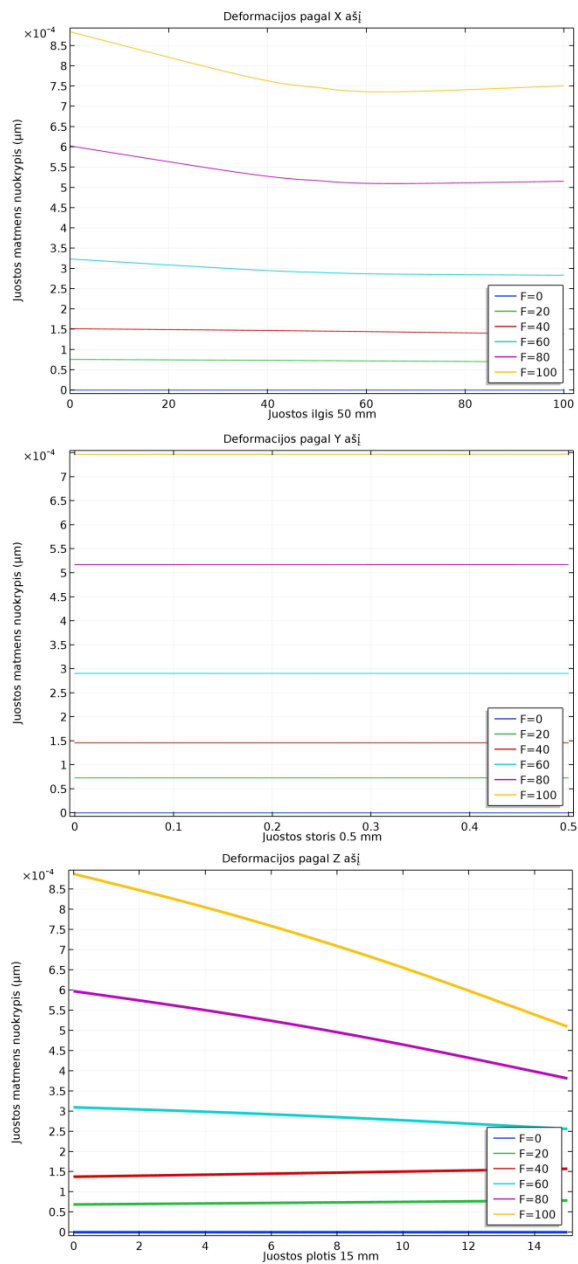
6. Siūloma daugiau dėmesio skirti rastrų gamybos mechanizms ir procesams tirti, nes šiuo metu yra daug abstrakčios informacijos apie visą procesą, o konkrečių rezultatų tik keletas. Reikėtų atlikti daugiau tyrimų su skirtingomis ritinėlio medžiagomis, pabandyti patobulinti plieninės juostos prispaudimo mechanizmą.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

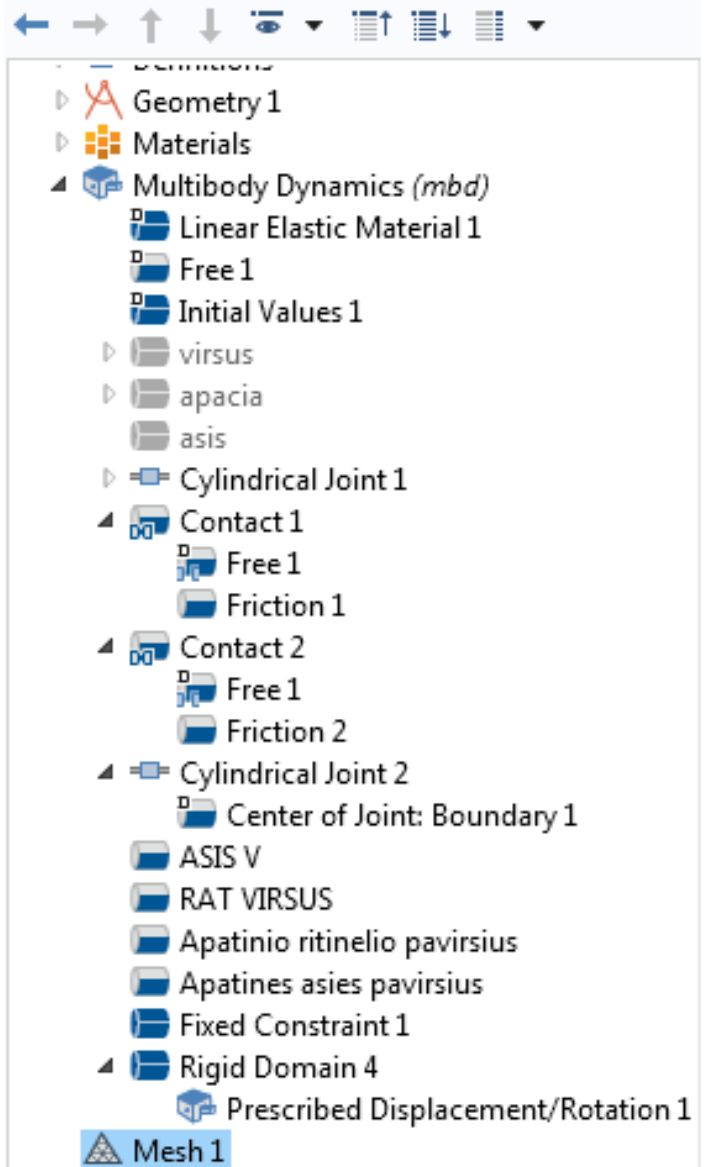
1. Brüel & Kjær, *Vibration testing and validation* [interaktyvus] 1942. [žiūrėta 2017 m. Kovo 24 d.]. Prieiga per internetą: <https://www.bksv.com/en/Applications/product-vibration/vibration-testing-and-validation>
2. Chakraborty, G.; Mallik A.K. 1999. Non-linear vibration of a travelling beam having an intermediate guide, *Journal of Nonlinear Dynamics* 20: 247–265.
3. Chen, J.S. 1997. Natural frequencies and stability of an axially—travelling string in contact with a stationary load system, *Journal of Vibrations and Acoustics* 119: 152–157.
4. Cheng, S.P.; Perkins N.C. 1991. The vibration and stability of a friction-guided translating string, *Journal of Sound and Vibration* 144: 281–292.
5. Floquet teorija [interaktyvus] 1883. [žiūrėta 2017 m. Sausio 30 d.]. Prieiga per internetą: http://www.math.ubc.ca/~ward/teaching/m605/every2_floquet1.pdf
6. Kaušinis, S., Jakštas, A., Barauskas, R., Kasparaitis, A., Investigation of Dynamic Properties of Line Scales Calibration Systems. Proceedings of IMECO World Congress 2006. – Rio de Janeiro. September 17–22, 2006.
7. L. Meirovitch, Fundamentals of Vibrations, *mcgraw-Hill*, New York, USA, 2001.
8. Miranker, W.L. 1960. The wave equation in a medium in motion, *IBM Journal of Research and Development* 4(1): 36–42.
9. Mote, C.D. Jr. 1975. Stability of systems transporting accelerating axially moving materials, *Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, Acoustics* 97: 96–98.
10. Oz, H.R.; Pakdemirli M. 1999. Vibrations of an axially moving beam with time-dependent velocity, *Journal of Sound and Vibration* 227(2): 239–257.
11. Ozkaya, E.; Pakdemirli M. 1999. Lie group theory and analytical solutions for the axially accelerating string problem, *Journal of Sound and Vibration* 230(4): 729–742.
12. Pakdemirli, M.; Batan H. 1993. Dynamic stability of a constantly accelerating strip, *Journal of Sound and Vibration* 168(2): 371–378.
13. Pakdemirli, M.; Ulsoy A.G.; Ceranoglu A. 1994. Transverse vibration of an axially accelerating string, *Journal of Sound and Vibration* 169(2): 179–196.
14. Pakdemirli, M.; Ulsoy G. 1997. Stability analysis of an axially accelerating string, *Journal of Sound and Vibration* 203(5): 815–832.
15. Runge-kutta metodai [interaktyvus] 1900. [žiūrėta 2017 m. Vasario 2 d.]. Prieiga per internetą: <http://mathworld.wolfram.com/Runge-kuttamethod.html>

16. Slydimo trinties koeficientai [interaktyvus] 2017. [žiūrėta 2017 m. Vasario 3 d.]. Prieiga per internetą: <<https://www.de2.lt/naudinga-informacija/lentel%C4%97s/685-slydimo,-trinties-koeficientai>>
17. Slydimo trinties koeficientų reikšmės [interaktyvus] 2017. [žiūrėta 2017 m. Vasario 20 d.]. Prieiga per internetą: <<http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm>>
18. Ulsoy, A.G. 1986. Coupling between spans in the vibrations of axially moving materials, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design* 108: 207–212.
19. Vilniaus Gedimino technikos universitetas, *Skaičiavimo metodai netiesinėje mechanikoje* [interaktyvus] 2017. [žiūrėta 2017 m. Kovo 4 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.techmat.vgtu.lt/konspektai/Skaicmet_netiesmech.html>
20. Wickert, J.A. 1992. Nonlinear vibration of a travelling tensioned beam, *International Journal of Non-Linear Mechanics* 27: 503–517.
21. Wickert, J.A. 1996. Transient vibration of gyroscopic systems with unsteady superposed motion, *Journal of Sound and Vibration* 195(5): 797–807.
22. Wickert, J.A.; Mote C.D, Jr. 1990. Traveling load response of an axially moving string, *Journal of Sound and Vibration* 149: 267–284.
23. Wickert, J.A.; Mote C.D. Jr. 1990. Classical vibration analysis of axially moving continuation, *Journal of Applied Mechanics* 57: 738–744.
24. Zen, G.; Muftu S. 2003. Friction induced transverse vibrations of an axially accelerating string, *Proceedings of 2003 STLE/ASME International Joint Tribology Conference* 262.
25. Zen, G.; Muftu S. 2006. Stability of an axially accelerating string subjected to frictional guiding forces, *Journal of Sound and Vibration* 289: 551–576
26. Zhu, W.D.; Guo B.Z. 1998. Free and forced vibration of an axially moving string with an arbitrary velocity profile, *Journal of Applied Mechanics* 65: 901–907.

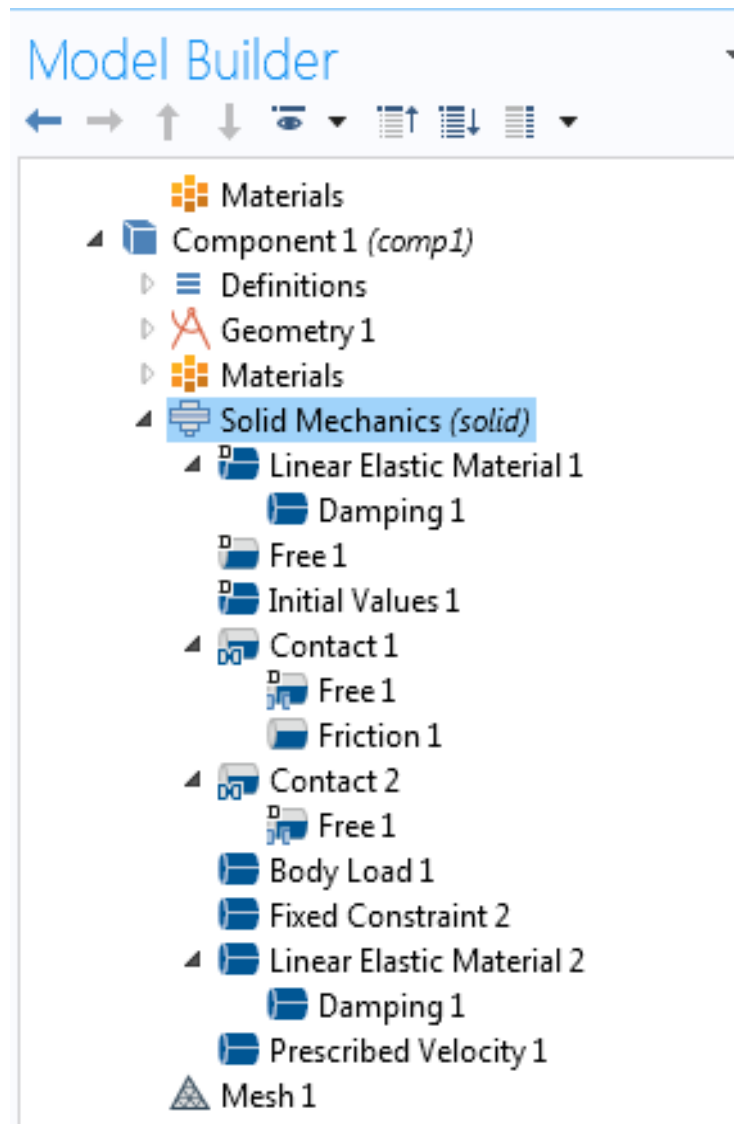
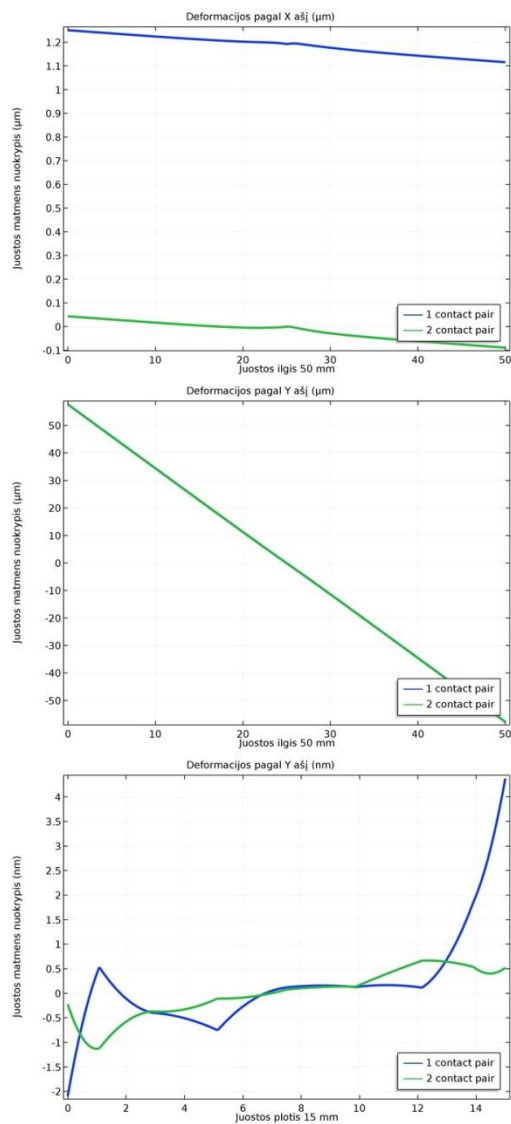
PRIEDAI



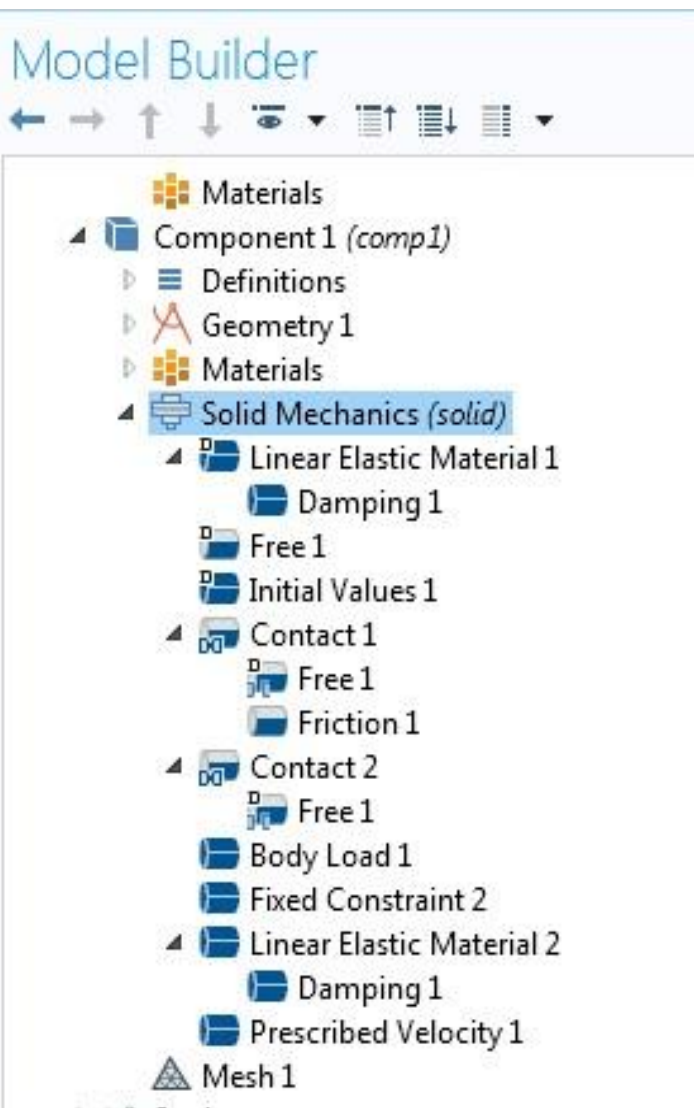
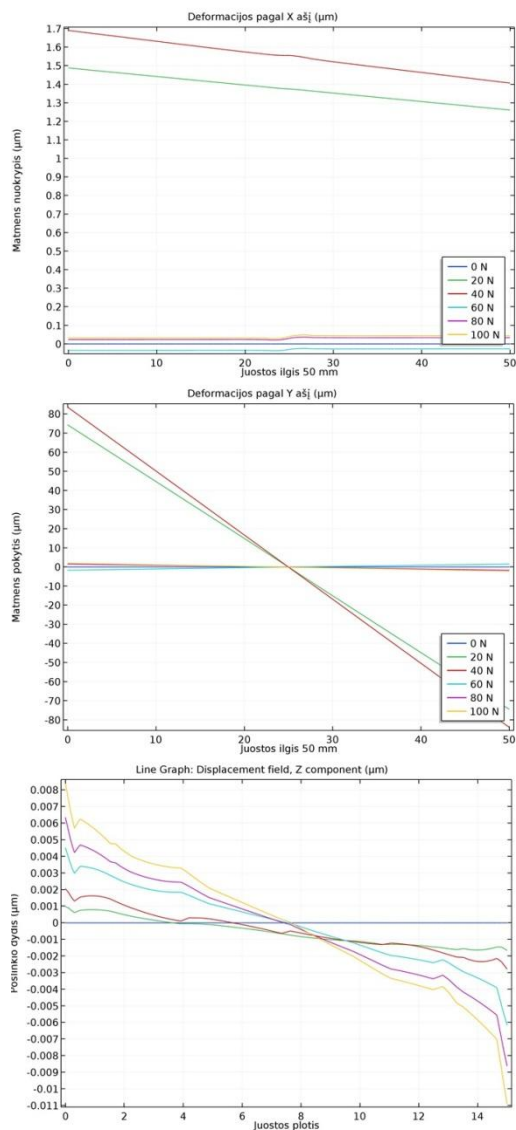
Model Builder



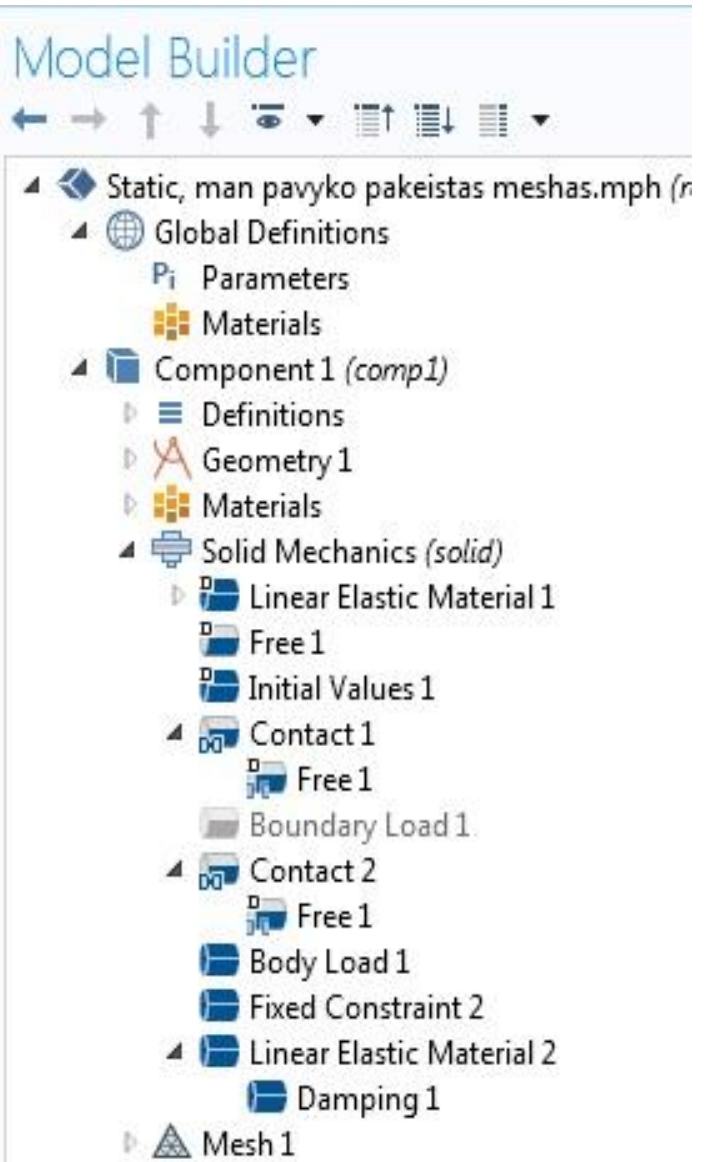
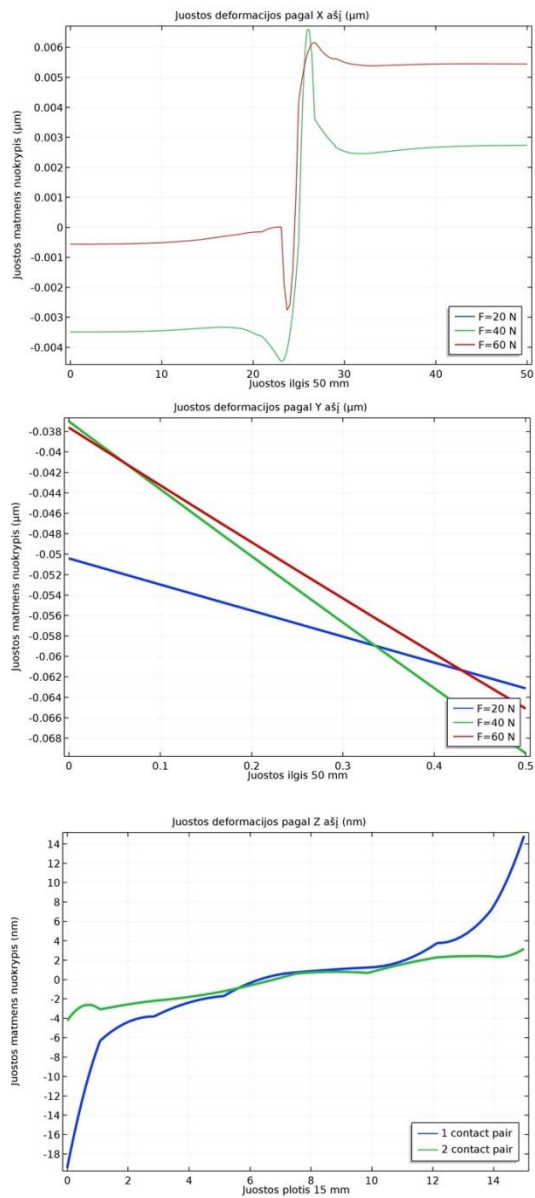
PRIEDAS 1



PRIEDAS 2



PRIEDAS 3



PRIEDAS 4