



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Vibracinio konvejerio kūrimas ir tyrimas

Baigiamasis magistro studijų projektas

Juozas Žentelis
Projekto autorius

Doc. dr. Sigitas Kilikevičius
Vadovas

Kaunas, 2018



Kauno technologijos universitetas
Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Vibracinio konvejerio kūrimas ir tyrimas

Baigiamasis magistro studijų projektas
Mechanikos inžinerija (621H30001)

Juozas Žentelis
Projekto autorius

Doc. dr. Sigitas Kilikevičius
Vadovas

Doc. dr. Kristina Liutkauskienė
Recenzentė

Kaunas, 2018



Kauno technologijos universitetas

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

Juozas Žentelis

Vibracinio konvejerio kūrimas ir tyrimas

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad mano, Juozo Žentelio, baigiamasis projektas tema „Vibracinio konvejerio kūrimas ir tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

Studijų programa: Mechanikos inžinerija (621H30001)

MAGISTRANTŪROS STUDIJŲ BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Studentui(-ei)

1. Baigiamojo projekto tema

Vibracinio konvejerio kūrimas ir tyrimas / Research and development of a vibratory conveyor. (Tema patvirtinta dekanų potvarkiu 2018-04-12 Nr. V25-11-6)

2. Projekto tikslas ir uždaviniai

Projekto tikslas - sukurti vibracinio konvejerio prototipą, prieskonių ir kitų mikrodalelių transportavimui, panaudojant pneumatinį raumenį, kaip virpesių generatorių, bei ištirti transportavimo efektyvumą, priklausomai nuo sistemos darbo parametrų.

Uždaviniai - atlikti literatūros apžvalgą apie vibracinio transportavimo įrengimus, išrinkti virpesių žadinimo įtaisą; sukurti vibracinį konvejerį; nustatyti konvejerio pakabos rezonansinius dažnius bei reakciją į žadinimą pneumatiniu raumeniu; ištirti transportavimo efektyvumo priklausomybę nuo žadinimo parametrų; palyginti transportavimo efektyvumo teorinius ir eksperimentinius rezultatus.

3. Pradiniai Projekto duomenys

Transportuojamas krovinyje prieskoniai; skirtas eksploatuoti maisto pramonėje; gabaritiniai matmenys: 80x300x118mm.

4. Pagrindiniai reikalavimai ir sąlygos

Transportuojant mikrodaleles užtikrinti, kad kiltu pavojus jas išbarstyti po visą aplinką; išnaudoti įmonės turimus suspausto oro resursus; pritaikyti naudojamas valdymo sistemas; lengvai išardoma konstrukcija.

5. Projekto aprašomosios dalies struktūra

Literatūros analizė; Vibracinio konvejerio kūrimas; Vibracinio konvejerio tyrimas; Išvados.

6. Grafinės Projekto dalies sudėtis

Brėžinys; Lentelės; Programos kodas.

7. Projekto konsultantai

Magistrantas:

(vardas, pavardė, parašas, data)

Projekto vadovas.....

(vardas, pavardė, parašas, data)

Krypties studijų programos vadovas.....

(vardas, pavardė, parašas, data)

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS	7
LENTELIŲ SĄRAŠAS	9
Santrauka	10
Summary	11
ĮVADAS	12
1. LITERATŪROS APŽVALGA	13
1.1 Vibracinio transportavimo efektas	13
1.2 Transportavimo režimai ir jų veikimo principai	14
1.2.1 Slydimo režimas	14
1.2.2 Šokinėjimo ir šokinėjimo-slydimo režimai	16
1.3 Vibracinio transportavimo įrengimai	17
1.4 Virpesių šaltiniai	21
1.4.1 Pjezoelektrinis vibratorius	21
1.4.2 Elektromagnetinis vibratorius	23
1.4.3 Ekscentrinis vibratorius	24
1.4.4 Pneumatiniai raumenys	24
1.5 Vibracinių įrengimų transportavimo efektyvumas	25
1.6 Literatūros apžvalgos išvados	26
2. VIBRACINIO KONVEJERIO KŪRIMAS	28
2.1 Vibracinio konvejerio struktūra	28
2.1.1 Virpesių šaltinio parinkimas	29
2.1.2 Virpesių izoliavimo elementų parinkimas	29
2.1.3 Plokštelių spyruoklių parinkimas	30
2.1.4 Lovio ir pagrindo medžiagų parinkimas	32
2.2 Vibracinio konvejerio kūrimo dalies išvados	32
3. VIBRACINIO KONVEJERIO TYRIMAS	33
3.1 Amplitudės dažninių charakteristikų nustatymas	33
3.2 Nešančiojo lovio savųjų dažnių ir formų nustatymas	37
3.3 Konvejerio pakabos rezonansinio dažnio nustatymas	39
3.4 Vibracinio konvejerio pakabos reakcijos į žadinimą pneumatiniu raumeniu tyrimas 41	
3.5 Krovinio transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo dažnio	45
3.6 Krovinio transportavimo dinaminė analizė	51
3.7 Eksperimentinių ir modeliavimo rezultatų palyginimas	53

IŠVADOS	56
LITERATŪROS ŠALTINIAI	58
1 Priedas. Matlab programos kodas.	61
2 Priedas. 3.6 lentelė, 3.7 lentelė, 3.8 lentelė ir 3.9 lentelė	65
3 Priedas. Vibracinio konvejerio surinkimo brėžinys ir detalių sąrašas.....	68

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Kūno judėjimo ant harmoniniu dėsniu virpančios horizontaliosios plokštumos schema [1].	13
1.2 pav. Vibracinio transportavimo slydimo režimu schema [2].	15
1.3 pav. Vibracinio transportavimo šokinėjimo režimu schema [5].	16
1.4 pav. Vibracinio transportavimo slydimo-šokinėjimo režimu schema [6].	17
1.5 pav. Vibracinis transporteris [9].	18
1.6 pav. Vibracinis maitintuvas [10].	19
1.7 pav. Vibracinis bunkeris [11].	20
1.8 pav. Bimorfino tipo pjezoelektrinis vibratorius [12].	22
1.9 pav. Lenkimo deformacijos pjezoelektrinis vykdyklis [14].	23
1.10 pav. Elektromagnetinio vibratoriaus schema [15].	23
1.11 pav. Ekscentrinio vibratoriaus struktūrinė schema [16].	24
1.12 pav. Pneumatinio raumens struktūrinė schema. [18]	25
2.1 pav. Vibracinio konvejerio struktūrinė schema.	28
2.2 pav. Pneumatinis raumuo DMSP [19].	29
2.3 pav. Virpesių slopinimo elementas [24].	30
2.4 pav. Plokštelinės spyruoklės [26].	30
2.5 pav. Plokštelių spyruoklių tvirtinio galimybės.	31
3.1 pav. Vibracinio konvejerio skaičiuojamoji schema.	33
3.2 pav. Amplitudės dažninė charakteristika.	36
3.3 pav. Fazės dažninė charakteristika.	36
3.4 pav. Vibracinio konvejerio lovio modelis.	37
3.5 pav. Pirmoji moda - dažnis 749.82 Hz.	38
3.6 pav. Antroji moda - dažnis 906.29 Hz.	38
3.7 pav. Trečioji moda – dažnis 934.2 Hz.	38
3.8 pav. Ketvirtoji moda – dažnis 1305.8 Hz.	39
3.9 pav. Penktoji moda - dažnis 1600.1 Hz.	39
3.10 pav. Vibracinio konvejerio reakcijos į žadinimą nustatymui naudojama įranga.	40
3.11 pav. Vibracinio konvejerio pakabos reakcija į žadinimą smūgiu.	41
3.12 pav. Žadinimo įjungimas – išjungimas, kai žadinimo dažnis 52,6Hz.	42
3.13 pav. Žadinimo įjungimas – išjungimas, kai žadinimo dažnis 50Hz.	42
3.14 pav. Žadinimo įjungimas – išjungimas, kai žadinimo dažnis 55Hz.	43
3.15 pav. Vibracinis konvejeris su valdymo sistema.	45
3.16 pav. Vibracinis konvejeris pakrautas pipirais.	46
3.17 pav. Vibracinis konvejeris pakrautas krapais.	46
3.18 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio grafikas.	47
3.19 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio grafikas.	47
3.20 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybė nuo impulso pločio.	49
3.21 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybė nuo impulso pločio.	49
3.22 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės.	50
3.23 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės.	50
3.24 pav. EDEM skaičiavimuose naudojamas modelis.	51
3.25 pav. Simuliacijos metu skaičiavimai atliekami su a) pipirų grudeliai; b) krapų mikrodalelės.	52

3.26 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės, palaikant pastovų sistemos slėgį 4bar.	52
3.27 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės, palaikant pastovų sistemos slėgį 4bar.	53
3.28 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybės nuo impulso pločio rezultatų palyginimas.	54
3.29 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybės nuo impulso pločio rezultatų palyginimas.	55

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.1 lentelė. Pjezoelektrinės ir dielektrinės PZT-PNSN medžiagos savybės [12].	22
2.1 lentelė. Pneumatinio raumens DMSP-5-30N-RM-RM charakteristikos [19].	29
2.2 lentelė. Virpesių slopinimo/izoliavimo elemento DVA.4-15-10-M4-10-40 parametrai [24].	30
2.3 lentelė. Plokštelinės spyruoklės standumas.	31
2.4 lentelė. Nerūdijančio plieno AISI 304 mechaninės charakteristikos [28].	32
2.5 lentelė. Nerūdijančio plieno AISI 316 mechaninės charakteristikos [28].	32
3.1 lentelė. Perskaičiuotos rezonansinių dažnių reikšmės.	37
3.2 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant žadinimo dažnį.	43
3.3 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant impulso plotį, kai sistema veikia prie <i>2bar</i> slėgio.	44
3.4 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant impulso plotį, kai sistema veikia prie <i>4bar</i> slėgio.	44
3.5 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant impulso plotį, kai sistema veikia prie <i>6bar</i> slėgio.	44

Žentelis, Juozas. Vibracinio konvejerio kūrimas ir tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Sigitas Kilikevičius; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Studijų kryptis ir sritis (studijų krypčių grupė): Mechanikos inžinerija, Technologijos mokslų.

Reikšminiai žodžiai: virpesiai, konvejeris, birus, prieskoniai, raumuo, dažnis.

Kaunas, 2018. 59 p.

Santrauka

Darbe atliekant literatūros analizę, nustatomi kriterijai darantys įtaką transportavimo efektyvumui. Pagal nustatytus kriterijus „Solidworks“ programa sukuriamas vibracinio konvejerio kompiuterinis modelis, pagal kurį pagaminamas prototipas. Panaudojant „Matlab“ programinę įrangą apskaičiuojami konvejerio pakabos rezonansiniai dažniai, kurie vėliau palyginami su eksperimento metu nustatyta reikšme. Atliekami eksperimentai su vibracinio konvejerio prototipu, siekiant nustatyti žadinimo priklausomybes nuo sistemos parametrų bei krovinio transportavimo efektyvumo priklausomybę nuo žadinimo parametrų. Rezultatų palyginimui atliekama krovinio transportavimo simuliacija EDEM programine įranga. Pateikiamos atlikto darbo išvados.

Žentelis, Juozas. Research and development of vibratory conveyor. Master's Final Degree Project / supervisor assoc. prof. Sigitas Kilikevičius; Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

Study field and area (study field group): Mechanical Engineering, Technological science.

Keywords: vibrations, conveyor, bulk, spices, muscle, frequency.

Kaunas, 2018. 59 pages.

Summary

This thesis provides a comprehensive analysis of literature, which defines the criteria that influence the efficiency of transportation. According to established criteria, by using “Solidworks” program, a 3D CAD model of a vibratory conveyor is created based on which a prototype is then produced. With “Matlab” software resonant frequencies of the conveyor chute are calculated, which are then compared to the value determined during the experiment. Experiments with a vibratory conveyor prototype are carried out in order to determine the dependency of the excitation from the system parameters, and the dependence of transportation efficiency from the excitation parameters. Cargo transport simulation is then performed by using “EDEM” software for the results comparison. In the end of the thesis, conclusions are presented.

ĮVADAS

Temos aktualumas. Maisto pramonėje, kaip ir kitose gamybos srityse, yra svarbus procesų automatizavimas. Rankiniu darbu atliekamos operacijos keičiamos nepertraukiamu įrengimų darbu, taip taupomas laikas ir lėšos skirtos produkcijos gamybai.

Maisto gamybos procese dažnai susiduriama su biriais produktais, ar jų priedais, kuriuos reikia transportuoti ir dozuoti. Tam dažniausiai naudojami vibraciniai konvejeriai arba vibraciniai bunkeriai. Transportavimas pasitelkiant virpesius yra plačiai išnagrinėtas ir daug kur pritaikomas. Toks transportavimo būdas yra mechaniškai elementarus, jam nereikia trauklių, varančiųjų ašių ir kitų papildomų detalių, kurios naudojamos tradiciniuose konvejeriuose. Svarbiausias įtaisas vibraciniame konvejeriye yra virpesių generatorius. Populiariausi virpesių generatoriai yra elektromagnetiniai vibratoriai bei ekscentriniai varikliai. Jie yra brangūs, mechaniškai sudėtingi bei dažnu atveju nepritaikomi agresyviose terpėse. Kaip alternatyva buvo pasiūlyta naudoti pneumatinį raumenį, jie yra pigūs ir itin paprasti mechaniškai.

Darbo tikslas - sukurti vibracinio konvejerio prototipą, prieskonių ir kitų mikrodalelių transportavimui, panaudojant pneumatinį raumenį, kaip virpesių generatorių, bei ištirti transportavimo efektyvumą, priklausomai nuo sistemos darbo parametrų.

Uždaviniai:

1. atlikti literatūros apžvalgą apie vibracinio transportavimo įrengimus, išrinkti virpesių žadinimo įtaisą;
2. sukurti vibracinį konvejerį;
3. nustatyti konvejerio pakabos rezonansinius dažnius bei reakciją į žadinimą pneumatiniu raumeniu;
4. ištirti transportavimo efektyvumo priklausomybę nuo žadinimo parametrų;
5. palyginti transportavimo efektyvumo teorinius ir eksperimentinius rezultatus.

1. LITERATŪROS APŽVALGA

1.1 Vibracinio transportavimo efektas

Vibracinis transportavimas – kryptingas mechaninės sistemos arba jos dalies judėjimas, kuris vyksta dėl pačios sistemos arba vibracinio sužadavimo asimetrijos.

Apskritai vibracija suprantama kaip periodinis kinematinis arba žadinantis jėgos poveikis.

$$\xi(t + T) = \xi(t),$$

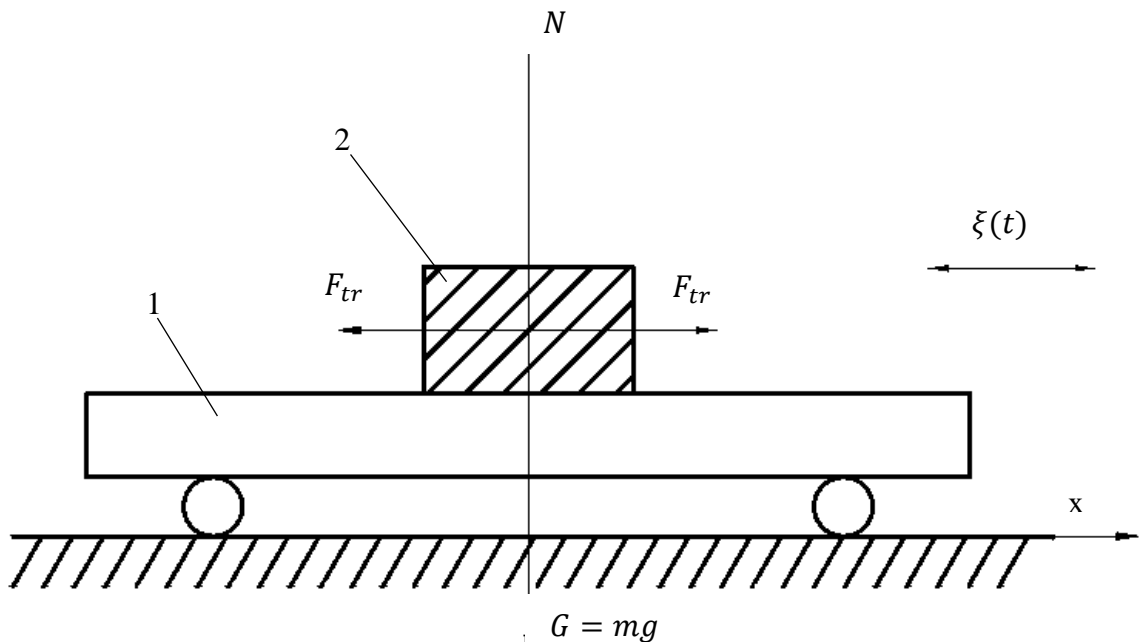
tenkinantis sąlygą:

$$\int_0^T \xi(t) dt = 0;$$

čia ξ – vibracijos poslinkis, arba jėga; t – laikas, T – periodas.

Toks poveikis laikomas „vidutiniškai nekryptingu“. Jei žadinančioji vibracinio poveikio vidutinė reikšmė per periodą nelygi nuliui, tai atitinkamą pastoviąją dedamąją galima laikyti papildomu pastoviu poveikiu [1].

Sakykime, ant horizontalios šiurkščios plokštumos 1 guli standus kūnas 2 (1.1 pav.).



1.1 pav. Kūno judėjimo ant harmoniniu dėsniu virpančios horizontaliosios plokštumos schema [1].

Platforma juda harmoniniu dėsniu, tenkinančiu lygties sąlygą. Tarp kūno ir plokštumos atsiranda sausosios trinties jėga $F_{tr} = f_0 N$ (čia f_0 – trinties koeficientas, N – normalinė reakcija), kuri yra priešinga kūno judėjimo greičio krypčiai. Normalinė reakcija $N = mg$; čia m – masė, g – laisvojo kritimo pagreitis.

Sausosios trinties jėgą galima daug kartų sumažinti, jei sąlyčio zonoje bus naudojami aukštojo dažnio virpesiai išilgine arba vertikalia kryptimi. Ilgą laiką buvo manoma, kad dėl vibracijų trinties koeficientas sumažėja. Tai nulemia virpesių dažnis, amplitudė ir kiti virpesių parametrai. Tačiau sausosios slydimo trinties sumažėjimo efektą geriau paaikškinti padeda efektinis sausosios trinties koeficientas. Jis yra dinaminių procesų, vykstančių sąlyčio zonoje rezultatas ir gali būti išreikštas klasikiniais trinties koeficientais bei virpesių parametrais.

$$f_1^* = \frac{S_{1min}^*}{N} = f_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_0}{f_1 N}\right)^2};$$

čia S_1^* - kūną veikianti jėga, N – normalinė reakcija, Φ_0 – pagal harmoninį dėsni kintanti jėga.

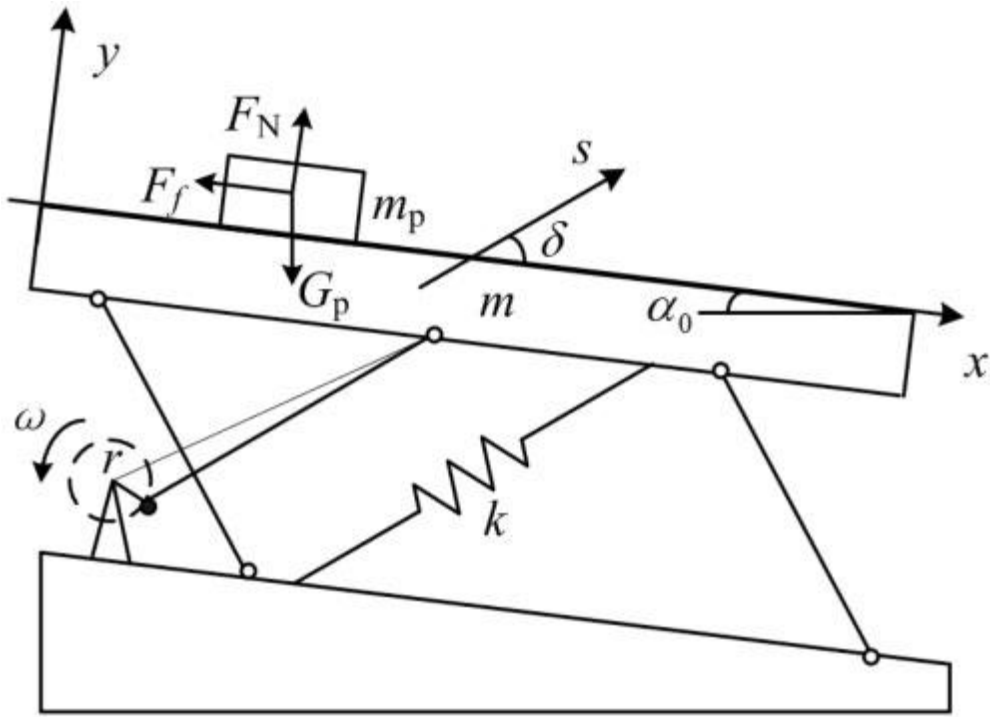
Taigi, keičiant virpesių parametrus, galima reikiamai valdyti efektinį sausosios trinties koeficientą ir kartu trinties jėgą tarp dviejų vienas kito atžvilgiu slenkančių kūnų [1].

1.2 Transportavimo režimai ir jų veikimo principai

Priklausomai nuo įrengimo tipo ir žadinimo virpesių parametru, krovinys gali būti transportuojamas keliais skirtingais režimais, tai: slydimo režimas, kai krovinys, virpesiais veikiant konvejerio lovį, juda dėl trinties, esančios tarp krovinio ir latako paviršiaus; šokinėjimo režimas, kai krovinys periodiškai šokinėja ant latako paviršiaus transportavimo kryptimi, bei režimai, kai pasireiškia slydimo ir šokinėjimo efektai.

1.2.1 Slydimo režimas

Šis režimas dažniausiai naudojamas vibraciniuose maitintuvuose kur gali būti reikalingas orientavimas ar skirtingų frakcijų atskyrimas. Slydimo režimą galima apibūdinti taip: kai y koordinatė yra stati vidiniam latako paviršiui, o x koordinatė lygiagrečiai jam, transportuojamas krovinys nepraranda sąlyčio su paviršiumi y koordinatės kryptimi. Dėl šios priežasties, krovinio pagreitis kiekvienu periodu yra lygus latako judėjimo pagreičiui y koordinatės kryptimi. Tačiau x koordinatės kryptimi pasireiškia trys skirtingos judesio formos: rimties būseną, slydimą transportavimo kryptimi ir slydimą priešinga transportavimui kryptimi. Dėl tokio nepastovaus judesio pobūdžio, krovinio pagreitis nėra lygus latako pagreičiui x koordinačių kryptimi. Kaip tai atrodo schematiškai pateikiama (1.2 pav.).



1.2 pav. Vibracinio transportavimo slydimo režimu schema [2].

Nepaisant to, netiesinė jėga $F_p(s'', s', s, \tau)$ yra išreiškiama kaip:

$$F_p(s'', s', s, \tau) = F_{px} \cos \delta + F_{py} \sin \delta,$$

kur

$$F_{px} = \begin{cases} \omega^2 m_p s'' \cos \delta, & \text{kai } \tau_a - 2\pi \leq \tau \leq \tau_a \\ & \text{arba } \tau_b \leq \tau \leq \tau_c \\ -F_f, & \text{kai } \tau_a \leq \tau \leq \tau_b \\ +F_f, & \text{kai } \tau_c \leq \tau \leq \tau_c \end{cases},$$

$$F_{py} = \omega^2 m_p s'' \sin \delta;$$

čia m_p visa krovinio masė; τ_a ir τ_b yra krovinio slydimo transportavimo kryptimi pradžios ir pabaigos kampai, o τ_c ir τ_d yra krovinio slydimo priešinga transportavimui kryptimi pradžios ir pabaigos kampai; F_f yra Kulono trinties jėga, kuri lygi μF_N , kur μ yra trinties koeficientas tarp krovinio ir latako vidinio paviršiaus ir F_N yra normalinė reakcijos jėga [2].

Trinties jėgoms, tarp krovinio ir konvejerio latako, nugalėti reikia sistemą žadinti tiek horizontalia, tiek vertikalia kryptimis. Horizontalusis žadinimas yra atsakingas už trinties jėgų sukūrimą. Jėgų dydis ir kryptis gali būti reguliuojama vertikaliojo judėjimo parametrais. Kiekvienas žadinamo latako taškas p_{t0} aprašomas sekančiai:

$$p_t(t) = p_{t0} + \begin{bmatrix} a_h \cos(\omega_t t) \\ a_h \sin(\omega_t t) \end{bmatrix};$$

čia amplitudė a_h yra horizontalaus apskritiminio judesio spindulys. Apskritiminis dažnis ω_t nusako vieno žadinimo periodo trukmę $T = 2\pi/\omega_t$. Yra pravartu pasirinkti vertikalųjį žadinimą, kuris yra periodinis ir turi tapatų dažnį kaip ir horizontalusis žadinimas. Grįžtamasis pagreitis negali viršyti laisvojo kritimo pagreičio, kad nebūtų nutrauktas krovinio ir latakų tarpusavio kontaktas. Lygtys, nusakanti latakų vertikalojo žadinimo poslinkį, greitį ir pagreitį yra [3]:

$$z(t) = a_v \cos(\omega_t + \alpha),$$

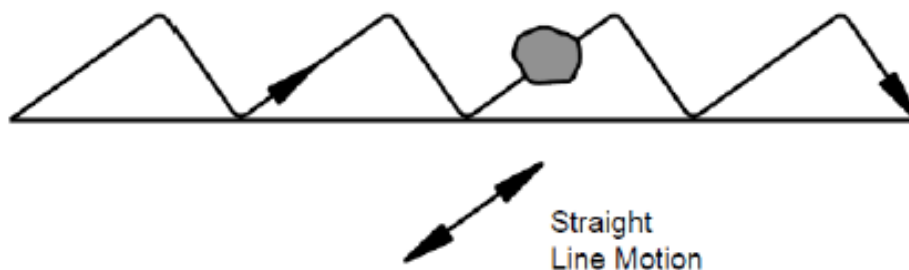
$$z'(t) = -a_v \omega_t \sin(\omega_t + \alpha),$$

$$z''(t) = -a_v \omega_t^2 \cos(\omega_t + \alpha);$$

Kaip matoma, transportuojamo krovinio poslinkiai priklauso nuo trinties koeficiento μ , kurį keičiant, keičiasi ir poslinkiai, didinant trinties koeficientą, poslinkiai mažėja, o mažinant didėja. Peržvelgus keletą skirtingų šaltinių, pastebima, kad visi autoriai sutinka su tuo, kad keičiant virpesių parametrus, tokius kaip dažnis, amplitudė ir fazė, galima lengvai pakeisti transportuojamo krovinio judėjimo kryptį ir greitį [4].

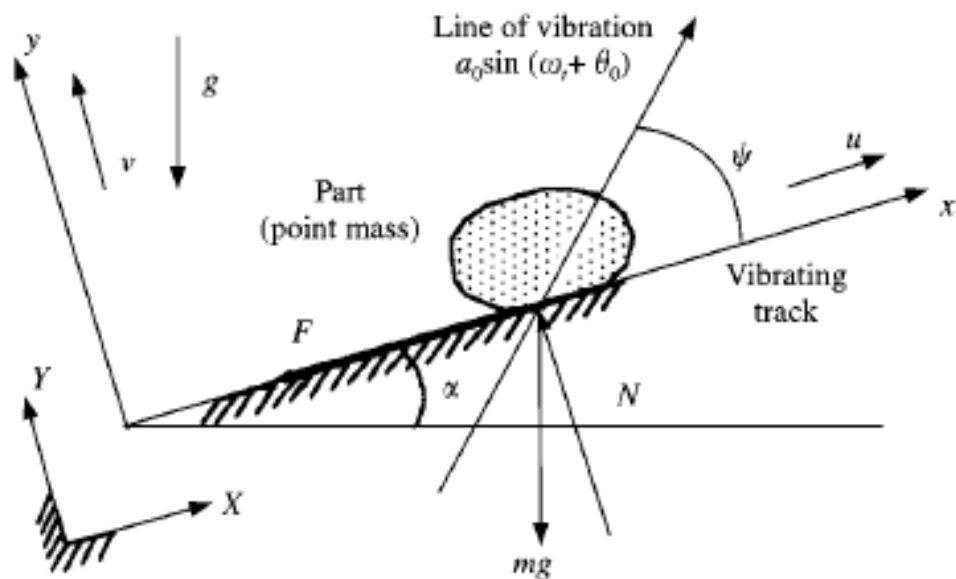
1.2.2 Šokinėjimo ir šokinėjimo-slydimo režimai

Šokinėjimo efektas transportuojant birus krovinius pasireiškia, kai krovinio pagreitis y koordinatės ašies kryptimi yra didesnis už laisvojo kritimo pagreitį [2]. Kaip, šokinėjimo režimu, transportuojamas krovinys parodoma (1.3 pav.).



1.3 pav. Vibracinio transportavimo šokinėjimo režimu schema [5].

Taip pat kokiame režime dirbs vibracinis maitintuvas ar konvejeris, galima nustatyti pasitelkus kontrolės parametą λ , kuriam esant $\lambda > 1$, krovinys išlaikys sukibimą su latakais y ašies kryptimi, kuris yra pagrindinis faktorius slydimo režimui [6]. Esant kontrolės parametrai $0 < \lambda \leq 1$ pasireiškia šokinėjimo ir šokinėjimo-slydimo režimai, birus krovinius įgauna fluido savybes ir atskiros dalelės pradeda judėti nepriklausomai viena nuo kitos, taip visas krovinys teka pastoviu greičiu transportavimo kryptimi [7]. Kaip, slydimo-šokinėjimo režimu, transportuojamas krovinys parodoma (1.4 pav.).



1.4 pav. Vibracinio transportavimo slydimo-šokinėjimo režimu schema [6].

Kontrolės parametras λ yra bedimensis dydis apsprendžiamas virpesių dažniu ir amplitude

$$\lambda = \frac{g \cos \alpha}{a_0 \omega^2 \sin \psi};$$

čia, g – laisvojo kritimo pagreitis; α – latako posvyrio kampas; a_0 – amplitudė; ω – kampinis dažnis; ψ – virpesių veikimo kampas.

Esant šokinėjimo režimui, biraus krovinio laisvojo kritimo, tarp nepriklausomų pašokimų nuo latako, lygtis užrašoma taip:

$$\ddot{x} = a_0 \omega^2 \sin(\omega t + \Theta_0) \cos \psi - g \sin \alpha,$$

$$\ddot{y} = a_0 \omega^2 \sin(\omega t + \Theta_0) \sin \psi - g \cos \alpha;$$

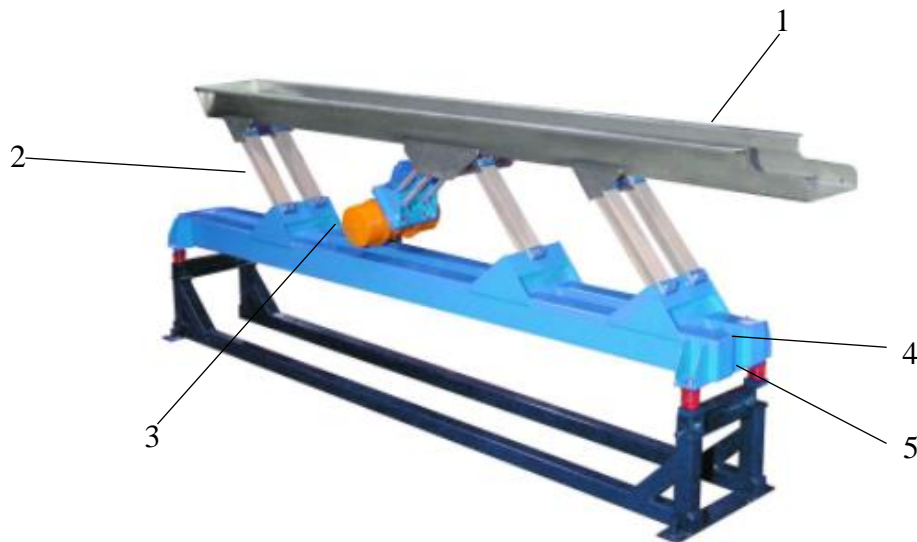
Esant šokinėjimo-slydimo režimui krovinys pakartotinai sukimba ir atšoka nuo latako vidinio paviršiaus. Dalelės, susidūrusios su latakais išlieka sukibusios ir juda kartu su juo, kol pasiekia atšokimo stadiją. Reikia pabrėžti, kad krovinio dalelės atkimba nuo pagrindo tik tada, kai $\lambda \leq 1$ ir lieka sukibusios su pagrindu kai $\lambda > 1$ [6].

1.3 Vibracinio transportavimo įrengimai

Vibraciniai transportavimo įrengimai skirstomi į konvejerius, maitintuvus, maitintuvus – smulkintuvus, keltuvus ir bunkerius – dozatorius. Universalūs vibraciniai konvejeriai ir maitintuvai, naudojami vienetiniams kroviniams ir birioms medžiagoms transportuoti, yra labiausiai paplitę. Jie

pasižymi didele principinės ir konstrukcinės sandaros įvairove, gaminami įvairiems gamybiniam pajėgumams. Vertikaliam krovinių transportavimui naudojami vibraciniai konvejeriai su spiraliniu krovinių perkėlimo lataku ir konvejeriai su tiesiniu krovinių perkėlimo lataku, kuris atlieka: dvikomponenčius poliharmoninius, elipsinius ir vertikalius virpesius (kai krovinyje prilaikomas). Metalo apdirbimo įrengimų automatinėse linijose smulkiems ruošiniams ir detalėms transportuoti naudojami vibraciniai maitintuvai ir bunkeriai – dozatoriai. Aukšto našumo vibraciniai maitintuvai – smulkintuvai užtikrina optimalias didelių gabaritų abrazyvinių krovinių tiekimo į magistralinius konvejerius sąlygas [8].

Vibracinio konvejerio transportavimo vamzdis arba lovis 1 yra tvirtinamas prie laikančiojo rėmo 4 panaudojant labai standžius elementus 2 dažniausiai tai būna plokštelinės spyruoklės. Konvejerio lovio virpesius žadina pavara 3, kuri kietai pritvirtinta prie lovio dugno kampu, statmenai 2 standiems elementams. Vibracinis konvejeris pastatomas ant tamprų elementų 5, tai gali būti spyruoklės ar kiti virpesių slopinimo savybes turintys elementai. Vibracinio transporterio pavzdydis pateikiamas (1.5 pav.).



1.5 pav. Vibracinis transporteris [9].

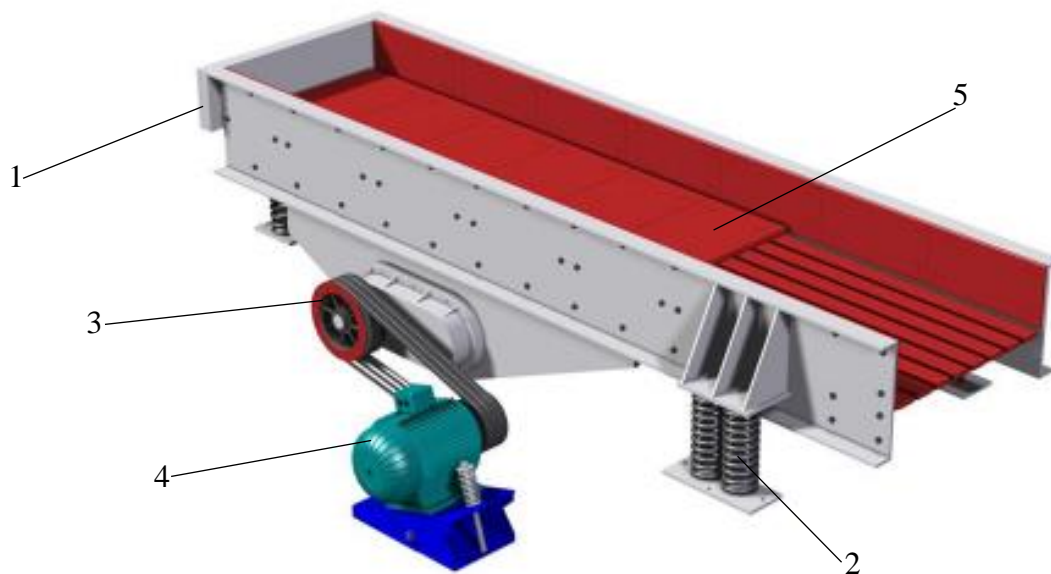
Medžiaga transportuojama išilgai lovio veikiami mikrojudesiai, kuriuos sužadina virpesių šaltinis. Pagal transportuojamą krovinį, ir visą sistemą, paskaičiuojami virpesių parametrai: dažnis, amplitudė, jėga, bei kiti, su virpesiais susiję dydžiai.

Privalumai:

- minimalus elementų susidėvėjimas transportuojant, net ypatingai abrazyvias medžiagas;
- galimybė suderinti transportavimo procesą su medžiagos sijojimu, pašildymu, ataušinimu ir kitomis technologinėmis operacijomis;
- nežymūs transportavimo nuostoliai;
- patikimumas;

- žemas triukšmo lygis;
- paprasta, lengvai prižiūrima ir išvaloma konstrukcija.

Vibracinį maitintuvą sudaro: rėmas 1, kuris pastatomas ant spyruoklių 2, virpesiams slopinti. Visi vibracinio transportavimo įrenginiai turi pavara, kuri tuos virpesius žadina. Ne išimtis ir (1.6 pav.) pavaizduotas vibracinis maitintuvas, kurio pavara 3 yra įmontuota į rėmo vidų ir ją suka elektrinis motoras 4. Į rėmą 1 įmontuota pavara 3 žadina latako 5 virpesius. Vibracinio maitintuvo pavyzdys pateikiamas (1.6 pav.).



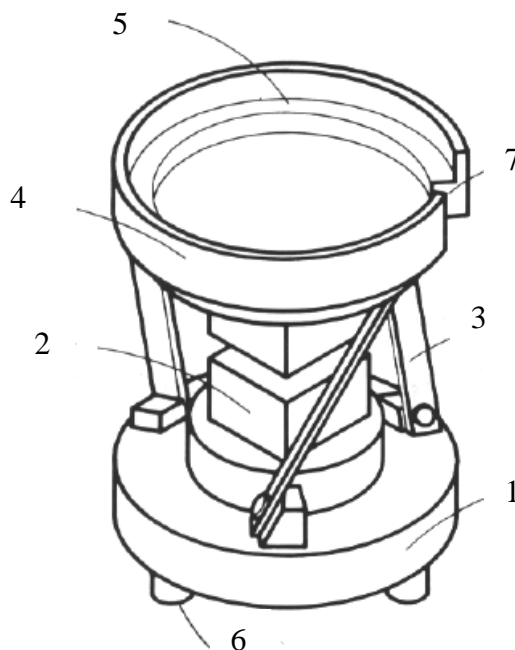
1.6 pav. Vibracinis maitintuvas [10].

Vibraciniuose maitintuvuose kroviniai transportuojami slydimo režimu, kaip minėta anksčiau krovinyms yra veikiamas gravitaciniu ir Kulono trinties jėgų. Gravitacinė jėga ir jos veikimo kryptis, kartu su perduodamais pavaros impulsais, transportuojant krovinių jų veikimo kryptimi. Panašiu principu veikia ir vibraciniai maitintuvai – smulkintuvai. Pavyzdžiui, transportuojant akmens skaldą ji skyla į mažesnius gabaliukus, kurie pralenda pro tarpus esančius latake, taip vyksta frakcijų atskyrimas.

Privalumai:

- lengva pritaikyti automatizuotoms sistemoms;
- gali būti pritaikyti įvairiems kroviniams transportuoti;
- pasiekiamas didelis maitinimo greitis;
- žemas gedimų lygis;
- nedidelis energijos sunaudojimas;
- didelis našumas.

Vibracinį bunkerį sudaro pagrindas 1, prie kurio tvirtinasi elektromagnetinis vibratorius 2 ir standžios prilaikymo plokštės 3. Plokštės 3 apjungia bunkerį 4 ir pagrindą. Bunkerio 4 viduje yra įmontuotas spiralinis latakas 5, kuriuo transportuojamas kroviny. Bunkeryje taip pat yra detalių išnešimo anga 7, per kurią jos patenka į tolimesnius įrengimus. Visas vibracinis bunkeris pastatytas ant virpesius sugeriančių kojelių 6. Vibracinio bunkerio pavyzdys pavaizduotas (1.7 pav.).



1.7 pav. Vibracinis bunkeris [11].

Detalės supilamos į bunkerį 4. Veikiant elektromagnetiniam vibratoriumi 2, bunkeryje sužadunami virpesiai bei atsiranda ekscentrinė jėga, kuri padeda transportuoti krovinį spiraliniu latakais 5, kol pasiekia išėjimo angą 7.

Privalumai:

- didelis našumas;
- paprasta konstrukcija;
- mažas gendamumas;
- nedidelis energijos naudojimas.

Vibracinis transportavimas yra labai patogus, kai detalės turi būti orientuojamos tam tikru atžvilgiu. Panaudojant virpesius ir orientavimo įtaisus galima atlikti daug operacijų, kurios yra sunkiai įgyvendinamos kitais transportavimo metodais. Dėl šios priežasties yra labai daug vibracinių transporterių ir bunkerių naudojamų surinkimuose. Detalių orientavimui gali būti naudojami pagalbinių kreiptuvai, trafaretai, vakuuminė fiksacija, fiksacija ant lipnios juostos ar magnetinis orientavimas.

1.4 Virpesių šaltiniai

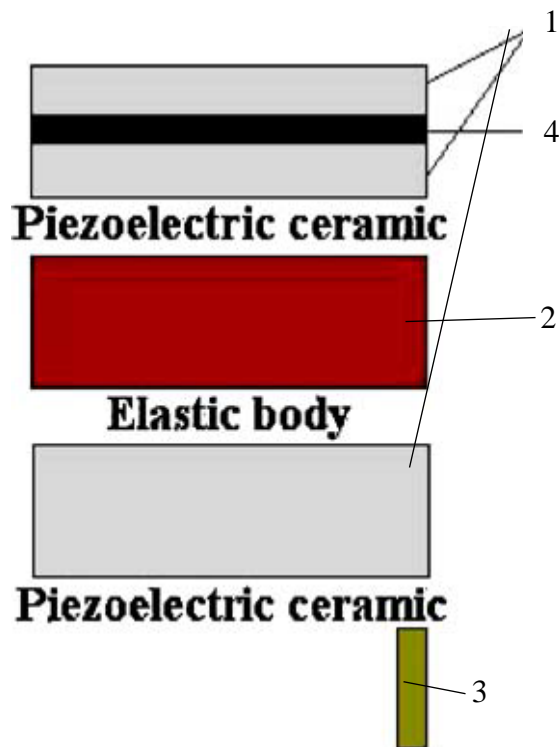
Vibracinio įrengimo pavara, nustatytame režime, veikiant žadinančiai jėgai, suteikia krovinių transportuojančiam organui virpesius. Ši jėga nugali transportuojamo krovinio apkrovas ir vidinius pasipriešinimus, taip pat virpinamos masės inercijos jėgas ir tampriųjų ryšių atstatomąsias jėgas. Pavara virpinamoms masėms suteikia pirminį išibėgėjimą su tam tikra kinetinės energijos atsarga.

Pavara, dinaminę sistemą, gali virpinti dažniu, kuris skiriasi nuo savųjų dažnių. Jei priverstinių virpesių dažnis yra mažesnis už sistemos dažnius, tai turime iki rezonansinį režimą. Tokiu režimu dirbantys vibratoriai pasižymi amplitudės stabilumu, visiška virpesių amplitudės nepriklausomybę nuo technologinės apkrovos. Porezonansinis vibracinių transportavimo įrengimų režimas būdingas tuo, kad priverstinių virpesių dažnis, sužadinamas pavara, ženkliai didesnis už sistemos savuosius virpesių dažnius. Tai įrengimai, sudaryti iš vienos virpančios masės, sujungtos su nejudančiu pagrindu standžia pakaba. Kai priverstinių virpesių dažnis sutampa su vienu iš savųjų sistemos virpesių dažniu arba artimas jam, vibracinio transportavimo įrengimas dirba rezonansiniame režime. Vienas iš šios sistemos privalumų yra tas, kad atsiranda galimybė sukurti daugiamasių vibracino transportavimo įrengimus, turinčius gan didelių matmenų transportuojančius organus, įgalinančius pasiekti aukštą krovinių transportavimo našumą. Rezonansiniai vibracinio transportavimo įrengimai dažniausiai naudojami šiuolaikinėje pramonėje [8].

1.4.1 Pjezoelektrinis vibratorius

Pjezoelektriniai vibratoriai, dažniausiai naudojami aukšto dažnio virpesiams žadinti. Šiems vibratoriams naudojamos pjezokeramikinės medžiagos. Jos pasižymi greitu atsaku, maža kaina ir didele sukuriama energija.

Bimorfinio tipo pjezoelektrinis vibratorius, sudarytas iš dviejų pjezokeramikiniu plokštelių 1, plastiškos medžiagos 2 ir pridėtinės masės 3, kad sumažintų pjezoelektrinio vibratoriaus rezonansinį dažnį. Visi elementai yra suklijuoti epoksidiniais klijais. Viena pjezokeramikinė plokštelė yra padalinta į tris dalis. Dvi iš jų yra panaudojamos kaip vibraciniai elementai, o likusi dalis naudojama kaip virpesių žadinimo elementas 4, kaip pavaizduota (1.8 pav.) [12].



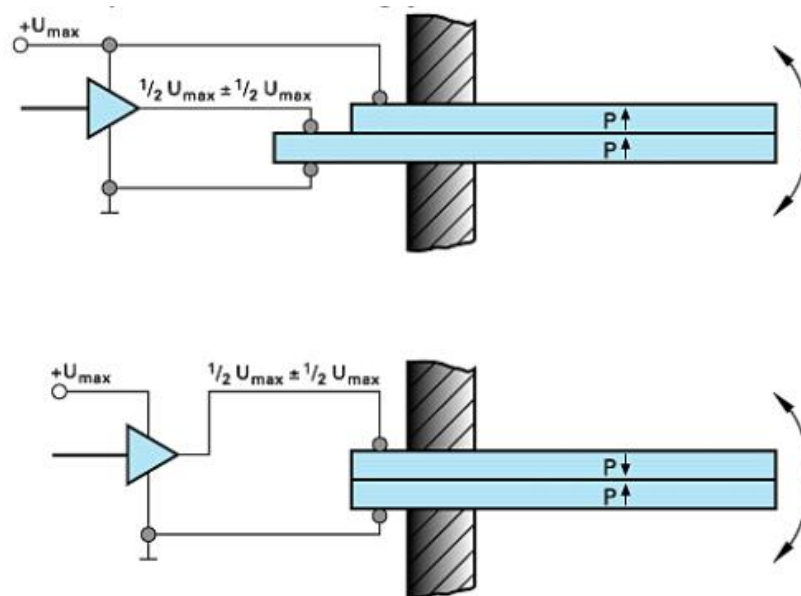
1.8 pav. Bimorfinio tipo pjezoelektrinis vibratorius [12].

Pjezoelektrinės ir dielektrinės pjezokeramikos savybės yra pateiktos (1.1 lentelė.). Svarbiausios pjezokeramikos savybės yra didelė pjezoelektrinė konstanta, elektromechaninio ryšio koeficientas ir dielektrinė konstanta didelėms nuokrypoms. Taip pat mechaninės kokybės faktorius turi būti mažas pačiam temperatūrų intervalui [12].

1.1 lentelė. Pjezoelektrinės ir dielektrinės PZT-PNSN medžiagos savybės [12].

Kp [%]	Qm	$\varepsilon_{33}^T/\varepsilon_0$	$d_{33}[pC/N]$	$T_c[^\circ C]$
63	360	2000	470	290

Vibracijoms sukurti gali būti pasitelkti lenkimo deformacijų pjezoelektriniai vykdikliai. Pjezoelektrinių lenkimo deformacijų vykdiklių judesys gaunamas dėl pjezoelektrinio sluoksnio pailgėjimo. Tokie vykdikliai susideda iš dviejų ir daugiau sluoksnių (bent vienas iš jų turi būti pjezoelektrinės keramikos sluoksnis). Jie poliarizuoti taip, kad šalia esantys sluoksniai ilgėtų - trauktųsi į priešingas puses. Priešingi pjezoelektrinių sluoksnių pailgėjimai sukuria vidinį lenkimo momentą, panašų į lenkiamų strypų. Siekiant vykdiklio stabilumo, jo konstrukcijoje gali būti naudojami ir pasyvūs armuojantys sluoksniai. Daugelyje tokių vykdiklių pjezoelektrinis sluoksnis ilgėja per visą vykdiklio ilgį (1.9 pav.) [13].

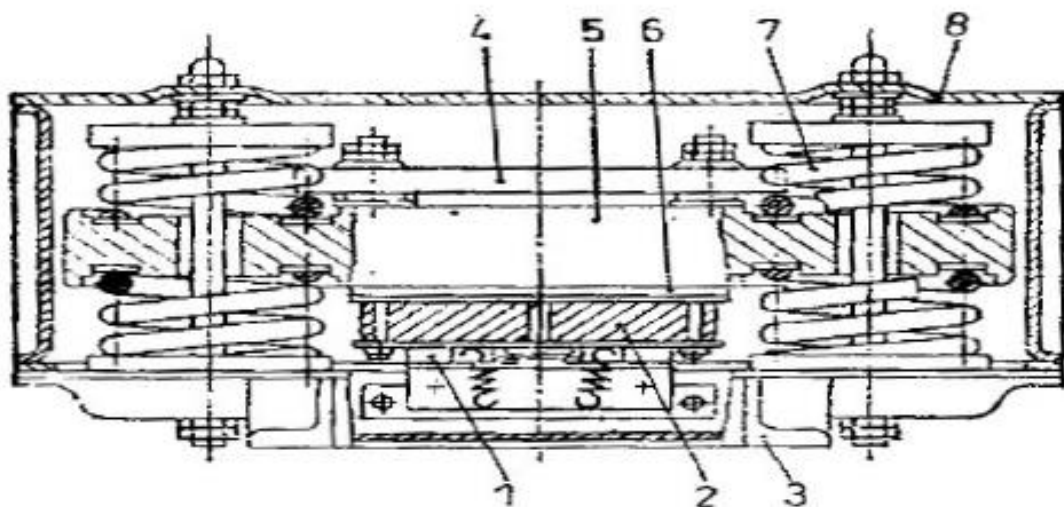


1.9 pav. Lenkimo deformacijos pjezoelektrinis vykdiklis [14].

1.4.2 Elektromagnetinis vibratorius

Elektromagnetiniai vibratoriai yra plačiai naudojami maitintuvuose, svarstyklėse, mažuose ir vidutinio dydžio vibraciniuose konvejeriuose ir kituose įrengimuose. Taip yra dėl jų pažangumo lyginant su kitais virpesių šaltiniais. Elektromagnetiniai vibratoriai pasižymi paprastu dizainu ir naudojimu, jų didelis patikimumas ir ilgaamžiškumas, lengvas reguliavimas ir praktiškai betriukšmis veikimas [14].

Paveiksle (1.10 pav.) pavaizduota elektromagnetinio vibratoriaus schema. Kietai įtvirtinta elektromagneto apvija 1 kartu su rite 2, prijungtos į tinklą per lygintuvą 5, kuris laisvai jungiasi su konvejerio pagrindu 3 per kirtimo juosta 6, aprūpinta plastikom jungtim 7 ir lyginamaisiais svoriais 4, bei viskas uždaryta kartu su spyruoklėmis ir dangčiu 8 [15].



1.10 pav. Elektromagnetinio vibratoriaus schema [15].

Lyginant su ekscentriniais vibratoriais galima išskirti elektromagnetinio vibratoriaus pranašumus:

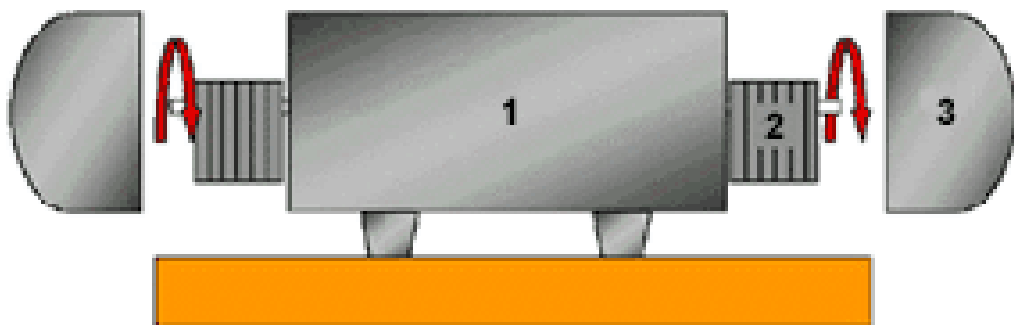
- paprastesnė kinematinė grandinė;
- mažiau sudėtingų detalių;
- paprastesnis valdymas;
- mažesnės taisymo išlaidos.

1.4.3 Ekscentrinis vibratorius

Virpesiai gali būti generuojami panaudojant elektrinį variklį su ekscentriškai besisukančiais kūnais. Ekscentrinės masės naudojamos vibratoriuose dažniausiai būna apvalūs diskai su skylė, kurios centras nesutampa su variklio veleno centru arba pusrėmens formos diskas. Vibracijos sukuriama išcentrinės jėgos F_c :

$$F_c = \begin{cases} F_{c,x} = m\omega_a^2 e \cos(\omega_a) \\ F_{c,y} = m\omega_a^2 e \sin(\omega_a) \end{cases};$$

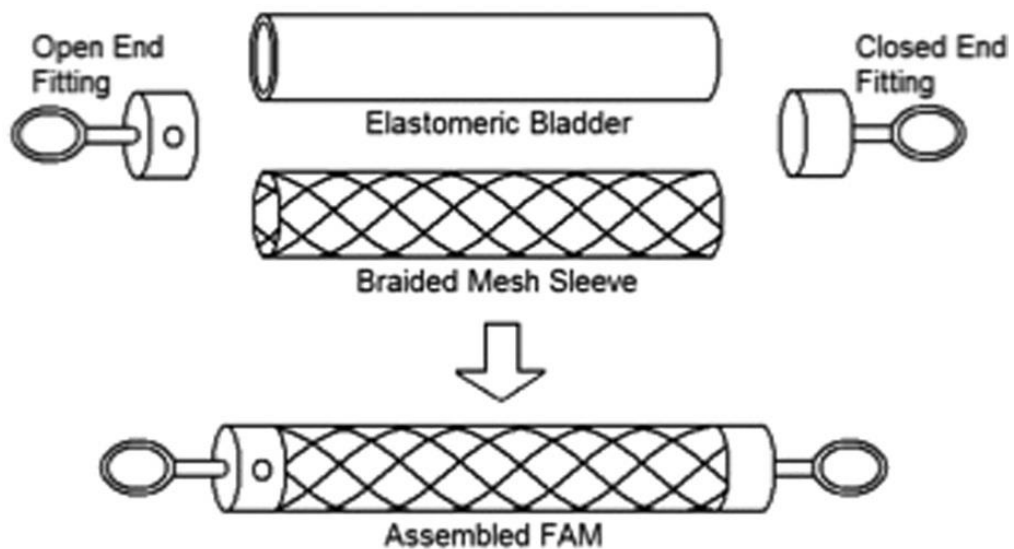
Ekscentrinį vibratorių sudaro trys pagrindinės detalės, tai elektrinis variklis 1, ekscentrinės masės 2 uždėtos abiejuose varančiojo veleno galuose bei dangčiai 3. Vibratoriaus struktūrinė schema pavaizduota (1.11 pav.) [16].



1.11 pav. Ekscentrinio vibratoriaus struktūrinė schema [16].

1.4.4 Pneumatiniai raumenys

McKibeno raumuo (1.12 pav.) arba dar kitaip vadinami pneumatiniai raumenys yra sudaryti iš pripučiamo armuoto guminio vamzdelio. Kai į vamzdelį paduodamas suslėgtas oras raumuo išsipučia ir susitraukia radialine kryptimi. Tuo pat metu sukuriama traukiamoji jėga susitraukimo kryptimi [17].



1.12 pav. Pneumatinio raumens struktūrinė schema. [18]

Nors pneumatiniai raumenys pasižymi nelinijinėmis charakteristikomis, dėl suslėgto oro, neapibrėžtų gumos mechaninių savybių, lanksčios konstrukcijos ir nuo vožtuvų priklausančio paleidimo [13], juos galima pritaikyti virpesių generavimui. Lyginant su jų svoriu pneumatiniai raumenys išvysto ganėtinai didelę jėgą, turi platų tvirtinimo pasirinkimą, mažai dėvėsi, yra pigūs ir nepavojingi žmonių naudojimui. Parinkus tinkamą valdymo struktūrą galima keisti jų veikimo dažnį iki 150Hz, bei amplitudę [19]. Pneumatiniai raumenys yra pigūs ir ilgą laiką, juos tinkamai eksploatuojant.

1.5 Vibracinių įrengimų transportavimo efektyvumas

Efektyvumą galima apibrėžti, kaip parametą, kuris nusako ar atliekamas darbas tenkina iškeltus tikslus. Dažnu atveju, gamyboje, tai yra pagaminamos produkcijos kiekis ir laikas, per kurį ta produkcija pagaminta. Jei įrengimo atliekamas darbas telpa į numatytus laiko rėmus, jo darbas traktuojamas kaip efektyvus.

Vibracinių transportavimo įrengimų efektyvumas dažniausiai siejamas su krovinio transportavimo greičiu [20] [21]. Atsižvelgiant į daugybę, vibracinio konvejerio ir krovinio, parametų, nuo kurių priklauso transportavimas, teoriškai yra labai sudėtinga nustatyti, kaip transportavimo metu elgsis tiek krovinsys, tiek pats konvejeris. Tačiau yra parametų kurie gali būti žinomi [20]:

Vibracinio konvejerio:

- virpesių tipas,
- dažnis,
- amplitudė,
- konvejerio posvyrio kampas,
- savieji nešančiojo elemento dažniai,

- nešančiojo elemento paviršiaus švarumas;

Biraus krovinio:

- dalelės forma,
- dydžio pasiskirstymas,
- trintis tarp dalelių,
- trintis tarp dalelių ir nešančiojo paviršiaus,
- tankumas;

Didžiausią įtaką transportavimo greičiui turi dažnis, amplitudė, trinties koeficientas ir posvyrio kampas, todėl toliau bus apžvelgiama tik šių veiksnių daroma įtaka.

Virpesių dažnis yra vienas iš pagrindinių parametru tiriant vibracinius konvejerius. Daugumoje mokslinių tyrimų aprašoma, kaip keičiant virpesių dažnį, kinta transportavimo greičiai. Transportavimo greitis yra atvirkščiai proporcingas žadinimo dažniui, jį didinant greitis mažėja ir atvirkščiai. Teigiama, kad norint pasiekti didelį transportavimo greitį ir didelį krovinio pernešimo kiekį, reikia stengtis naudoti kiek įmanoma mažesnę virpesių dažnį [5] [21] [22].

Virpesių amplitudė dažnu atveju priklauso nuo dažnio. Kuo dažnis didesnis tuo amplitudė mažesnė ir atvirkščiai. Galima pastebėti, kad amplitudė taip pat yra priklausoma nuo virpesių dažnio, kaip ir transportavimo greitis. Akivaizdu, kad jei amplitudė bus labai maža, krovinys taip gali ir nepajudėti iš vietos. Kad taip nenutiktų virpesiai turi būti žadinami tokia amplitude, kad kroviniui suteikta inercija kiekvieno ciklo metu būtų didesnė už trinties jėgą [20] [21].

Trinties koeficientas yra labai svarbus vibracinio transportavimo metu, kadangi krovinys sukibęs su pagrindu, judėti pradeda tik tada, kai inercija, suteikta žadinimo metu, nugalai trinties jėgą. Jei trinties koeficientas būtų labai mažas, krovinys pradėtų judėti tiek žadinama kryptimi, tiek priešinga žadinimui kryptimi. Transportavimo greitis būtų mažas ir konvejeris veiktų neefektyviai [20] [21].

Vibracinio konvejerio transportavimo kampas, numatomas pagal tai, kas siekiama atlikti operacijos metu. Didinant transportavimo kampą, greitis mažėja, kadangi krovinių pradeda judėti priešinga transportavimo kryptimi, dėl gravitacinės jėgos traukos. Jei kampas leidžiamas žemyn, nuo horizontalios padėties, tada krovinio transportavimo greitis didėja [21].

1.6 Literatūros apžvalgos išvados

Apžvelgus esamą literatūrą pastebėta, kad vibracinio transportavimo įrengimai yra plačiai pritaikomi, ekonomiškai bei labai naudingi šiuolaikinėje pramonėje. Populiariausi virpesių šaltiniai,

naudojami vibraciniuose transportavimo įrengimuose, yra ekscentriniai varikliai bei elektromagnetiniai vibratoriai.

Prieskonių transportavimo tyrimui pasirinktas vibracinis konvejeris. Konvejerius galima išskirti tuo, kad jie yra ganėtinai kompaktiški, paprastos konstrukcijos bei pasiekia didelį efektyvumą. Krovinyms kuriems reikės transportuoti yra prieskoniai, tai neapibrėžtos formos ir dydžio mikrodalelės. Dėl šios priežasties nuspręsta kaip virpesių šaltinį naudoti pneumatinį raumenį. Jis tinkamiausias, dėl savo žadinimo galimybių, prieinamos kainos ir sąlyginai didelės generuojamos jėgos. Maisto pramonėje keliami aukšti higienos reikalavimai, todėl konstrukcija bus gaminama iš nerūdijančio plieno. Efektyvumui pasiekti prasmingiau naudoti išardomą konstrukciją, kuri esant reikalui gali būti pakeista ar modifikuota.

2.1.1 Virpesių šaltinio parinkimas

Virpesių šaltinis yra vienas iš svarbiausių vibracinio transporto elementų. Šiame darbe naudojamas pneumatinis raumuo DMSP-5-30N-RM-RM [19] (2.2 pav.), jo charakteris pateikiamas (2.1 lentelė).



2.2 pav. Pneumatinis raumuo DMSP [19].

2.1 lentelė. Pneumatinio raumens DMSP-5-30N-RM-RM charakteristikos [19].

Raumens parametras	Parametro dydis	Matavimo vienetas
Darbinis slėgis	0 ... 6	<i>bar</i>
Jėga prie darbinio slėgio	140	<i>N</i>
Svoris	11	<i>g</i>
Darbinis dažnis	1 ... 150	<i>Hz</i>

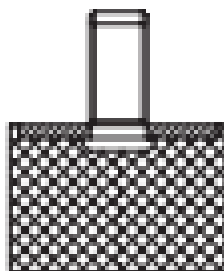
Pneumatinis raumuo, virpesių žadinimui, pasirinktas dėl paprastos konstrukcijos, adaptyvių tvirtinimo galimybių bei mažos kainos lyginant su kitais virpesių generavimo šaltiniais. Darbe yra tiriami tinkamiausi žadinimo parametrai, prieskonių transportavimui ir dozavimui, todėl yra svarbu, kad žadinimo dažnį ir amplitudę būtų galima keisti nepriklausomai vienas nuo kito. Pasak gamintojo su pneumaticiniu raumeniu tokios galimybės yra užtikrinamos [19].

2.1.2 Virpesių izoliavimo elementų parinkimas

Virpesių izoliavimas yra konstrukcinis būdas sumažinti mechaniniams virpesiams, veikiantiems įrengimą iš išorės ar pačio įrenginio perduodamiems į aplinką per pagrindą, pamatą ir panašiai. Dažniausiai įrengimuose naudojami vibracijas izoliuojantys ir slopinantys elementai [23].

Vibracijoms izoliuoti ir slopinti naudojamos spyruoklės, guminės kojytės, guminės plokštės ir kiti elementai. Kaip tinkamiausias parenkamas guminis (NR), su nerūdijančio plieno šerdimi, virpesių slopinimo elementas DVA.4-15-10-M4-10-40 (2.3 pav.) [24].

DVA.4



2.3 pav. Virpesių slopinimo elementas [24].

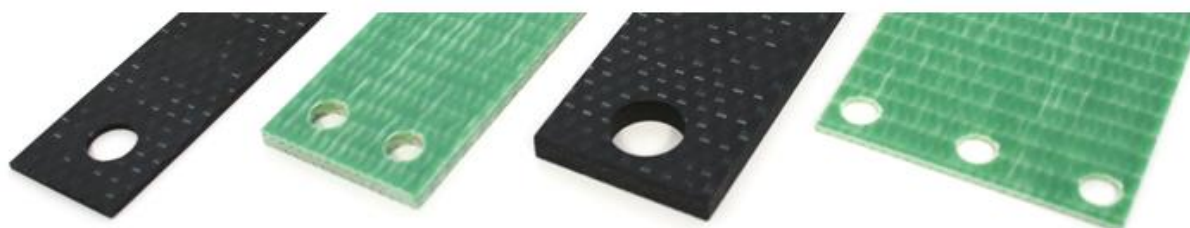
Svarbiausi virpesių slopinimo elemento parametrai pateikiami (2.2 lentelė.):

2.2 lentelė. Virpesių slopinimo/izoliavimo elemento DVA.4-15-10-M4-10-40 parametrai [24].

Elemento parametrai	Parametro dydis	Matavimo vienetai
Maksimali apkrova	110	<i>N</i>
Maksimali deformacija	2	<i>mm</i>
Standumo koeficientas	55	<i>N/mm</i>

2.1.3 Plokštelių spyruoklių parinkimas

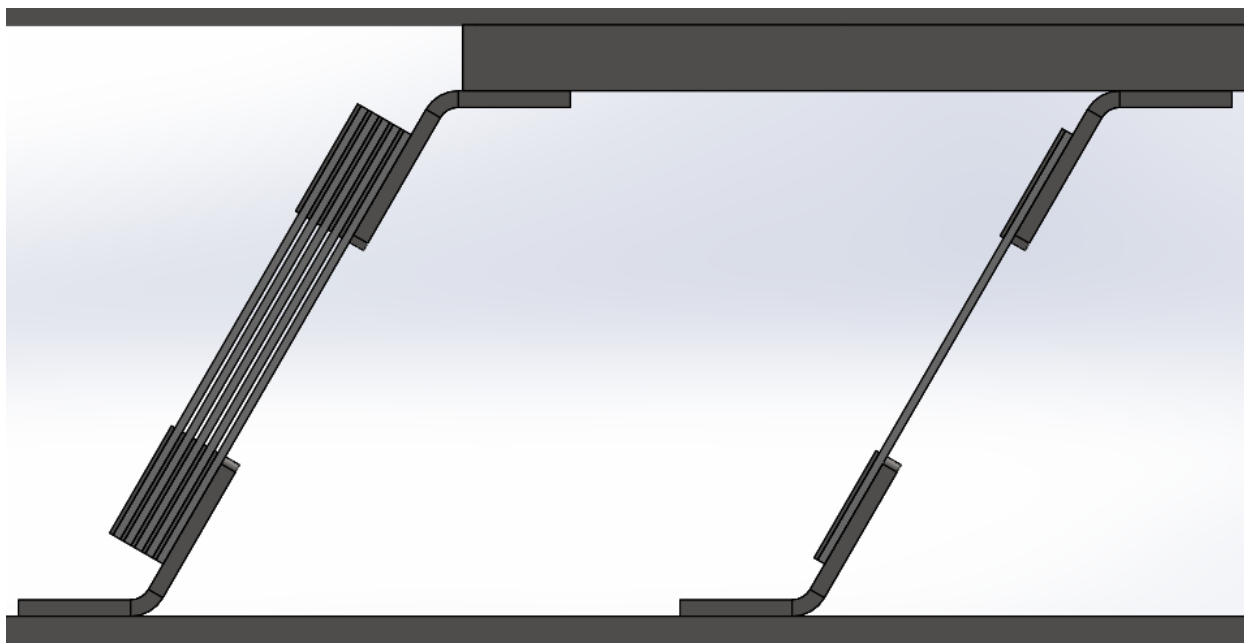
Plokštelinės spyruoklės naudojamos kryptinėms vibracijoms, kaip tamprus elementas jungiantis pagrindą su latakais. Dėl jų struktūros, jos pasižymi dideliu atsparumu dinaminiam ir statiniam įtempimams [25]. Dažnu atveju, kaip plokštelinės spyruoklės, galima panaudoti kompozitines medžiagas ar stiklo pluoštą (2.4 pav.).



2.4 pav. Plokštelinės spyruoklės [26].

Konstruojant svarbu atkreipti dėmesį į kampą α , kuris turi būti toks, kad plokštelinė spyruoklė būtų statmena, virpesių šaltinio, generuojamos jėgos vektoriui. Eksperimento metu bus siekiama nustatyti tam tikrų virpesių parametrų bei konstrukcijos elementų parametrų daromą įtaką transportavimo efektyvumui, dėl šios priežasties pasirinktos plokštelinės spyruoklės yra tekstolito PT 1mm storio

plokštelės. Nešantysis lovyv tvirtinamas dviejose vietose, kur tvirtinamos plokštelės. Kiekvienoje vietoje galima pritvirtinti iki 5 plokštelių (2.5 pav.).



2.5 pav. Plokštelių spyruoklių tvirtinio galimybės.

Keičiant plokštelių kiekį – keisis standumo koeficientas, o kartu ir krovinio transportavimo greitis, kadangi virpesiai bus mažiau arba daugiau slopinami. Plokštelių standumo koeficientas nustatomas bandymo metu, apkraunant jas tam tikra jėga ir pagal gautus poslinkius apskaičiuojant:

$$k = \frac{F}{l};$$

čia, F – apkrovimo jėga (N); l – poslinkis apkrovus (mm).

2.3 lentelė. Plokštelinės spyruoklės standumas.

Plokštelių kiekis	Apkrovimo jėga, N	Poslinkis, mm	Apskaičiuotas standumo koef., N/mm
1	1,9	1,23	1,547
2		0,37	5,144
3		0,33	5,767
4		0,29	6,56
5		0,18	10,573

2.1.4 Lovio ir pagrindo medžiagų parinkimas

Parinkinėjant medžiagas, iš kurių bus gaminami komponentai, turi būti atsižvelgtą į tai, kokioje pramonės šakoje ir aplinkoje įrengimas bus eksploatuojamas. Kadangi numatoma įrengimo eksploatavimo vieta yra susijusi su maisto gaminimu, turi būti parinktos medžiagos, kurios atitinka reglamentą (EB) Nr.1935/2004 [27].

Dažniausiai maisto pramonėje naudojamas nerūdijantis plienas, kurio markė AISI 304 (EN 1.4301) arba AISI 316 (EN 1.4401) priklausomai nuo to ar terpėje bus agresyvių cheminių medžiagų, kurios galėtų išėsdinti metalo paviršių. Lentelėse (2.4 lentelė. ir 2.5 lentelė.) pateikiamos medžiagų mechaninės charakteristikos.

2.4 lentelė. Nerūdijančio plieno AISI 304 mechaninės charakteristikos [28].

Jungo modulis, <i>GPa</i>	Nuovargio stiprumas, <i>MPa</i>	Stiprumo riba, <i>MPa</i>	Takumo riba, <i>MPa</i>	Šlities riba, <i>MPa</i>
200	210	580	230	410

2.5 lentelė. Nerūdijančio plieno AISI 316 mechaninės charakteristikos [28].

Jungo modulis, <i>GPa</i>	Nuovargio stiprumas, <i>MPa</i>	Stiprumo riba, <i>MPa</i>	Takumo riba, <i>MPa</i>	Šlities riba, <i>MPa</i>
200	210	520	230	350

Kadangi vibracinis konvejeris neturės sąlyčio su labai agresyviomis cheminėmis medžiagomis, lovio ir pagrindo gamybai bus naudojamas AISI 304 markės nerūdijantis plienas.

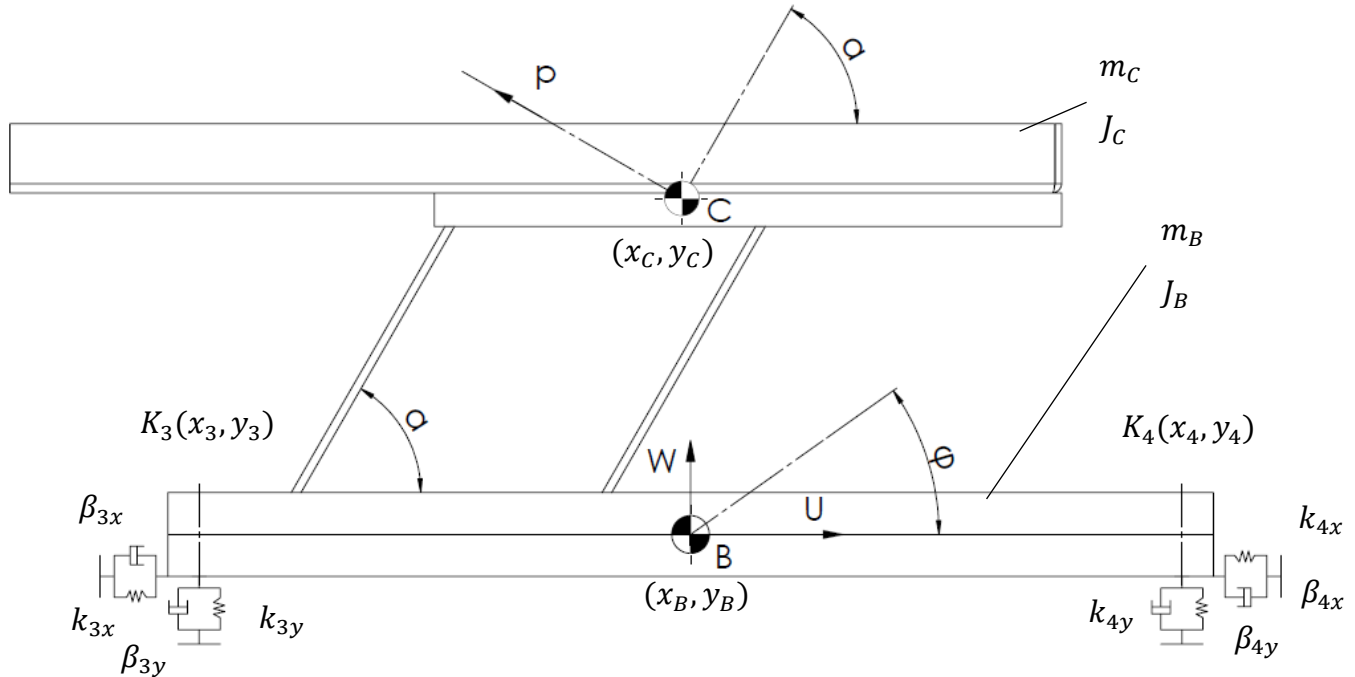
2.2 Vibracinio konvejerio kūrimo dalies išvados

Projektavimo metu remtasi žiniomis, gautomis atliekant literatūros apžvalgą. Vibracinio konvejerio prototipo konstrukcija sukurta taip, kad esant būtinybei ją būtų galima lengvai pakeisti ar patobulinti. Virpesių žadinimui parinktas pneumatinis raumuo DMSP-5-30N-RM-RM, juo galima generuoti iki 150Hz virpesius. Plokštelinės spyruoklės pagamintos iš 1mm storio tekstolito plokštelės. Plokštelių standumas nustatytas bandymo metu. Įrengimo prototipas skirtas eksploatuoti maisto pramonėje, todėl visa konstrukcija pagaminta iš nerūdijančio plieno. Sukurto vibracinio konvejerio surinkimo brėžinys pateikiamas 3 priede.

3. VIBRACINIO KONVEJERIO TYRIMAS

3.1 Amplitudės dažniųjų charakteristikų nustatymas

Amplitudės dažninėms charakteristikoms apskaičiuoti naudojama „Matlab“ programinė įranga. Skaičiavimai atliekami baigtinių elementų metodu, sudarant matricinę modelio dinamikos lygtį. Sudaroma modelio skaičiuojamoji schema (3.1 pav.):



3.1 pav. Vibracinio konvejerio skaičiuojamoji schema.

Ši schema yra supaprastinto modelio, pagal kurį atliekami tolimesni skaičiavimai. Kadangi virpesių slopinimo elementai pagaminti iš gumos ir buvo projektuojami, kaip tamprūs slopinantieji dviejų laisvės laipsnių elementai jų standumo ir klampumo koeficientai išskaidomi x ir y kryptimis.

Toliau sudaroma dinaminė modelio lygtis [23]:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_C\} \cos \omega t + \{F_S\} \sin \omega t ;$$

Sudaromos masių, slopinimo ir standumo matricos:

$$M = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} \\ m_{21} & m_{22} & 0 & m_{24} \\ m_{31} & 0 & m_{33} & m_{34} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} \end{bmatrix},$$

Surašomos masių matricos koeficientų reikšmės:

$$m_{11} = m_C;$$

$$m_{12} = m_{21} = -m_C \sin \alpha ;$$

$$m_{13} = m_{31} = m_C \cos \alpha;$$

$$m_{14} = m_{41} = m_C(y_C - y_B) \sin \alpha + m_C(x_C - x_B) \cos \alpha;$$

$$m_{22} = m_{33} = m_C + m_B;$$

$$m_{23} = m_{32} = 0;$$

$$m_{24} = m_{42} = -m_C(y_C - y_B);$$

$$m_{34} = m_{43} = m_C(x_C - x_B);$$

$$m_{44} = J_C + J_B + m_C[(x_C - x_B)^2 + (y_C - y_B)^2];$$

Slopinimo matrica:

$$B = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{22} & 0 & b_{24} \\ 0 & 0 & b_{33} & b_{34} \\ 0 & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix};$$

Surašomos slopinimo matricos koeficientų reikšmės:

$$b_{11} = 2\beta;$$

$$b_{12} = b_{21} = 0;$$

$$b_{13} = b_{31} = 0;$$

$$b_{14} = b_{41} = 0;$$

$$b_{22} = 2\beta_x;$$

$$b_{23} = b_{32} = 0;$$

$$b_{24} = b_{42} = \beta_x[(y_B - y_{K3}) + (y_B - y_{K4})];$$

$$b_{33} = 2\beta_y;$$

$$b_{34} = b_{43} = \beta_y[(x_{K3} - x_B) + (x_{K4} - x_B)];$$

$$b_{44} = \beta_x[(y_B - y_{K3})^2 + (y_B - y_{K4})^2] + \beta_y[(x_{K3} - x_B)^2 + (x_{K4} - x_B)^2];$$

Standumo matrica:

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{22} & 0 & k_{24} \\ 0 & 0 & k_{33} & k_{34} \\ 0 & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix};$$

Surašomos standumo matricos koeficientų reikšmės:

$$k_{11} = 2k;$$

$$k_{21} = k_{21} = k_{13} = k_{31} = k_{14} = k_{41} = 0;$$

$$k_{22} = 2k_x; k_{23} = k_{32} = 0;$$

$$k_{24} = k_{42} = k_x[(y_B - y_{K3}) + (y_B - y_{K4})];$$

$$k_{33} = 2k_y;$$

$$k_{34} = k_{43} = k_y[(x_{K3} - x_B) + (x_{K4} - x_B)];$$

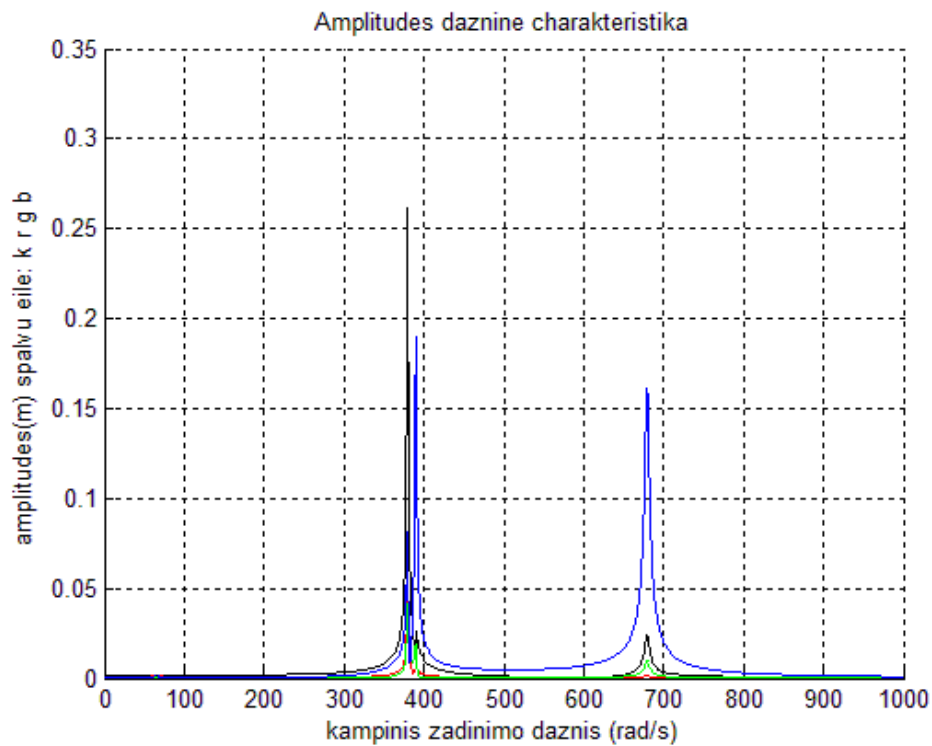
$$k_{44} = k_x[(y_B - y_{K3})^2 + (y_B - y_{K4})^2] + k_y[(x_{K3} - x_B)^2 + (x_{K4} - x_B)^2];$$

Poslinkių vektorius:

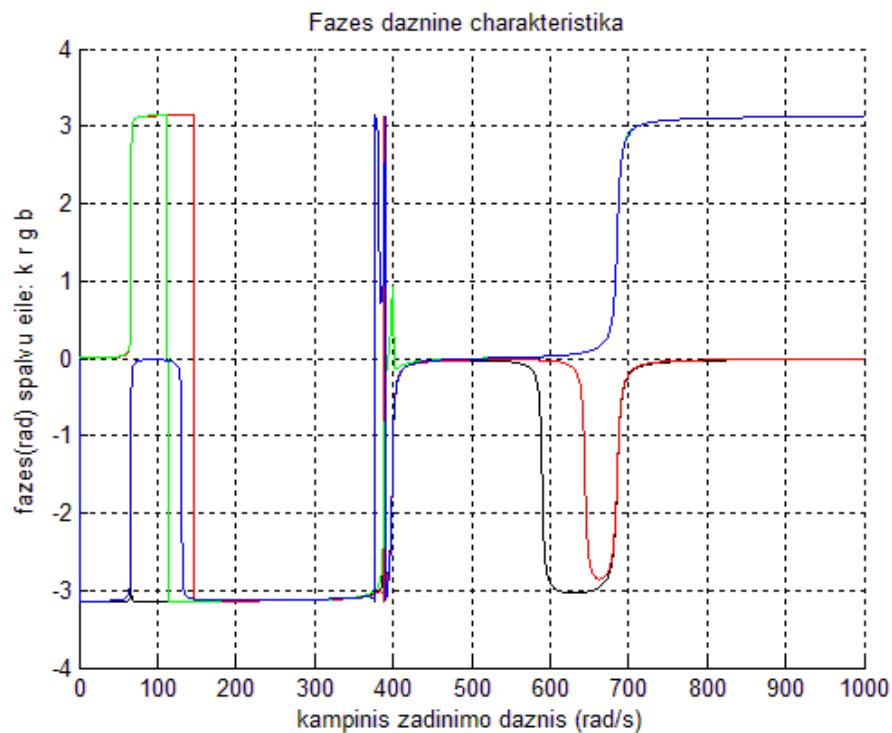
$$q = \begin{bmatrix} p \\ u \\ w \\ \varphi \end{bmatrix};$$

Sudarius visas dinaminės lygties matricas, jų duomenys suvedami į „Matlab“ programą, kuri suskaičiuoja amplitudės dažnines charakteristikas ir fazių dažnines charakteristikas. Programos kodas pateikiamas priede Nr. 1.

Gauti rezultatai pateikiami (3.2 pav. ir 3.3 pav.):



3.2 pav. Amplitudės dažninė charakteristika.



3.3 pav. Fazės dažninė charakteristika.

Paveikslėlyje (3.2 pav.) galima matyti, prie kokių kampinių žadinimo dažnių atsiranda rezonansas pakaboje ir konvejerio pagrinde. Gautos rezonansinių dažnių reikšmės pateikiamos programos apskaičiuotais dydžiais rad/s ir dažniau sutinkamais dydžiais Hz (3.1 lentelė):

3.1 lentelė. Perskaičiuotos rezonansinių dažnių reikšmės.

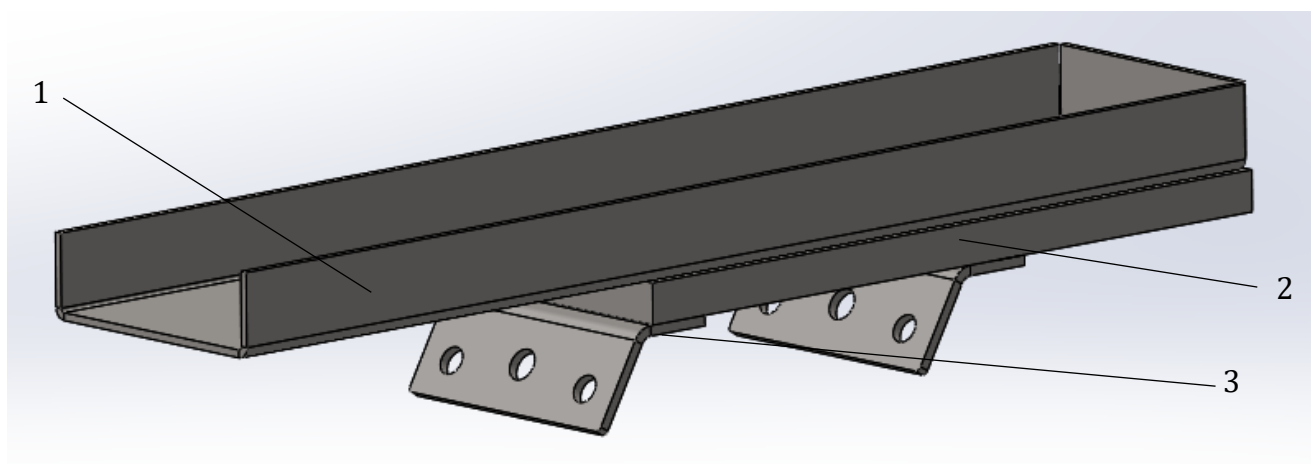
Dažnis <i>rad/s</i>	380	680
Dažnis <i>Hz</i>	60.5	108.3

Peržvelgus esamus literatūros šaltinius apie atliktus vibracinio transportavimo eksperimentus pastebėta, kad optimalias virpesių žadinimo charakteristikas siūloma laikyti: žadinimo dažnį nuo 5Hz iki 120Hz, o amplitudę nuo 0,1mm iki 20mm. Galima atkreipti dėmesį, kad nešantįjį lovį geriausia yra žadinti pakabos rezonansiniais dažniais, kurie ir buvo gauti (3.1 lentelė) atlikus skaičiavimus „Matlab“ programa [23], [25].

3.2 Nešančiojo lovio savųjų dažnių ir formų nustatymas

Savieji virpesiai kūnuose atsiranda veikiant vidinėms jėgoms. Jeigu žadinimo dažnis sutaps su savaisiais virpesiais įvyks rezonansas, todėl juos būtina nustatyti siekiant išvengti nešančiojo lovio rezonanso, atliekamo darbo metu. Savieji virpesiai ir formos nustatomos pasinaudojant „SolidWorks“ programine įranga. Nustatyti šias reikšmes yra svarbu siekiant apsisaugoti nuo netinkamų transportavimo režimų. Sužadinus savuosius latako virpesius galimi netik netinkami režimai, bet ir sugadintas įrengimas, bei patirti nuostoliai.

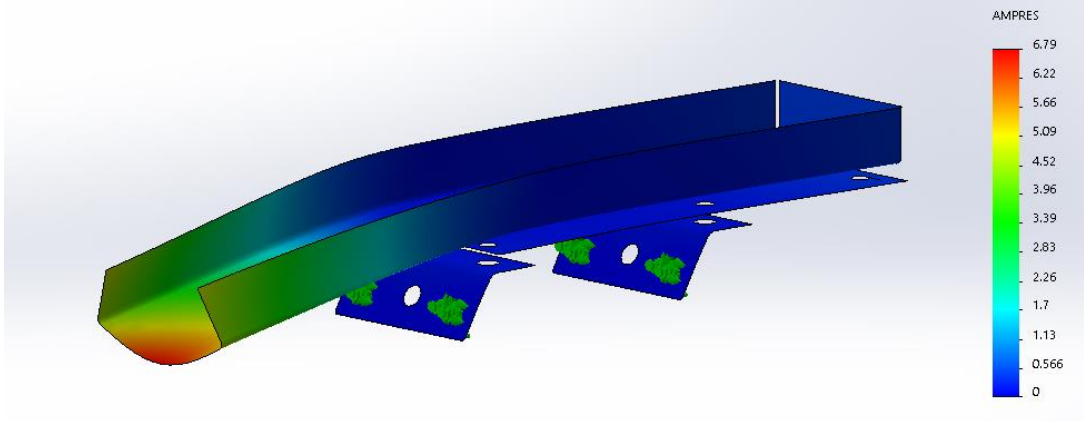
Skaičiuojamasis modelis pateiktas (3.4 pav.). Atlikus simuliaciją gautos penkios savųjų dažnių ir formų reikšmės (3.5 pav., 3.6 pav., 3.7 pav., 3.8 pav., 3.9 pav.):



3.4 pav. Vibracinio konvejerio lovio modelis.

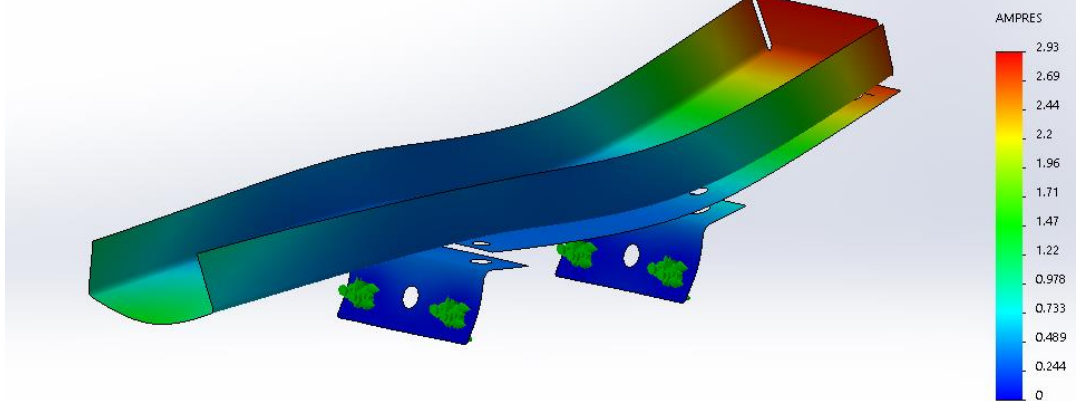
Skaičiuojamąjį modelį (3.4 pav.) sudaro nešantysis lovis 1, prie lovio privirinta storesnė plokštelė 2, prie kurios prisukamos laikančiosios plokštelės 3. Prie plokštelių 3 prisukamos plokštelinės spyruoklės ir taip nešantysis lovis 1 sujungiamas su pagrindu. Skaičiavimuose kraštinės sąlygos uždedamos ant laikančiųjų plokštelių skylių, suvaržant visus laisvės laipsnius.

Model name:latak0 modu skaičiavimas
Study name:Frequency 1(-Default-)
Plot type: Frequency Amplitude1
Mode Shape : 1 Value = 749.82 Hz
Deformation scale: 0.00370752



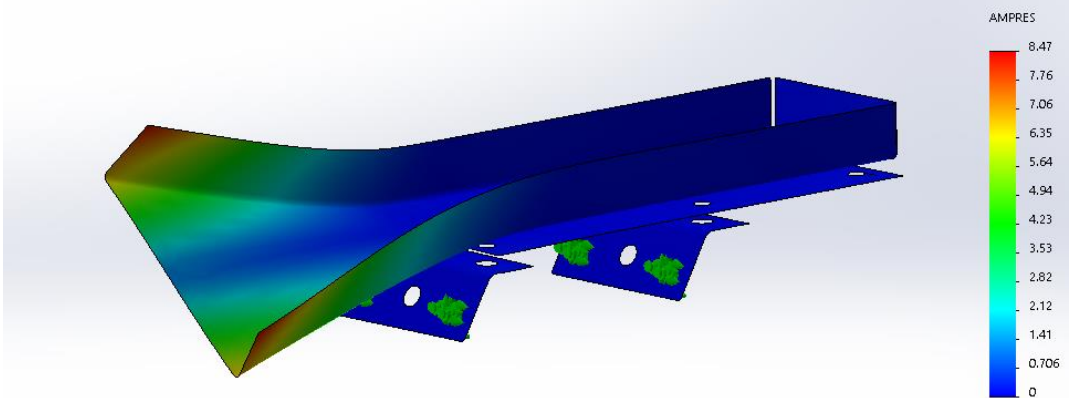
3.5 pav. Pirmoji moda - dažnis 749.82 Hz.

Model name:latak0 modu skaičiavimas
Study name:Frequency 1(-Default-)
Plot type: Frequency Amplitude2
Mode Shape : 2 Value = 906.29 Hz
Deformation scale: 0.00300587



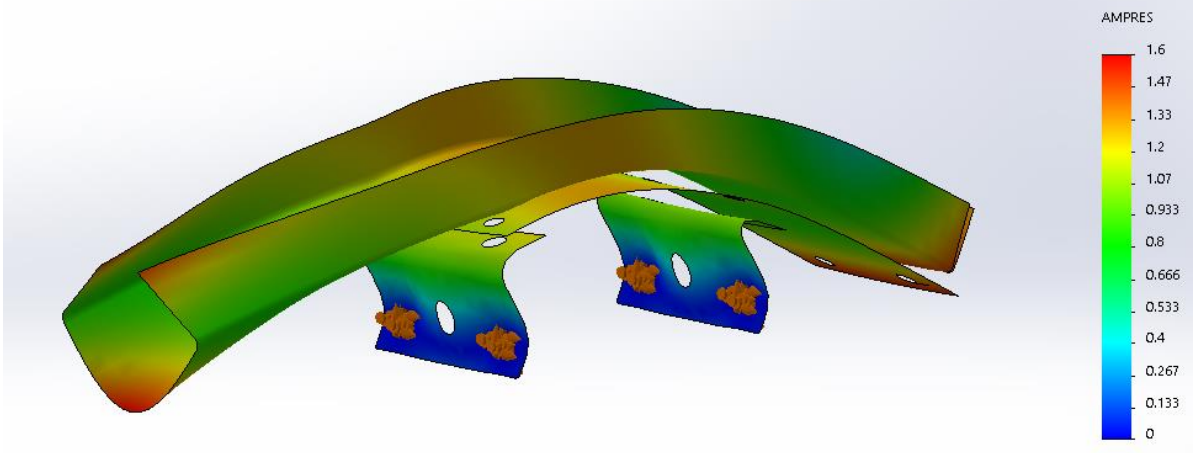
3.6 pav. Antroji moda - dažnis 906.29 Hz.

Model name:latak0 modu skaičiavimas
Study name:Frequency 1(-Default-)
Plot type: Frequency Amplitude3
Mode Shape : 3 Value = 934.2 Hz
Deformation scale: 0.0036938



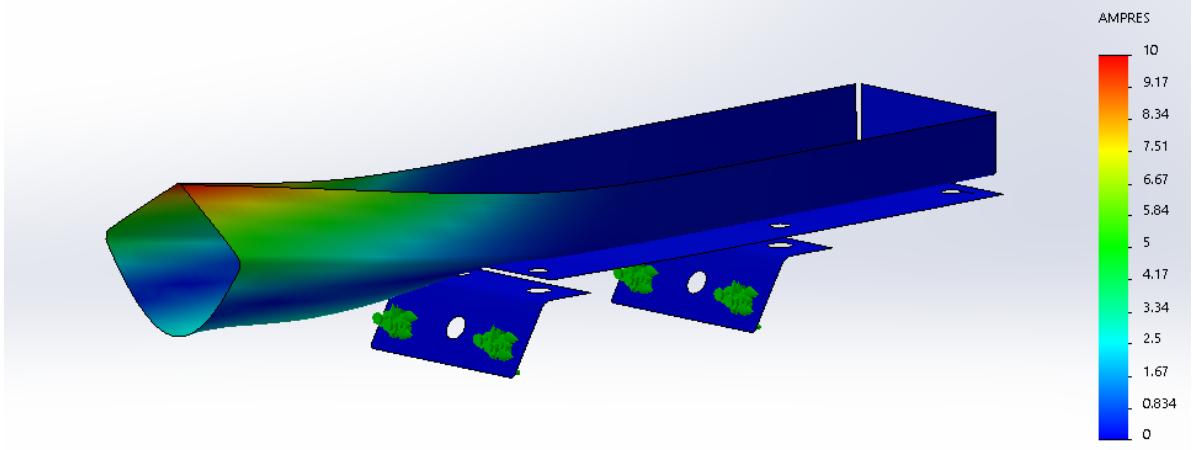
3.7 pav. Trečioji moda – dažnis 934.2 Hz.

Model name:latakų modų skaičiavimas
Study name:Frequency 1(-Default-)
Plot type: Frequency Amplitude4
Mode Shape : 4 Value = 1305.8 Hz
Deformation scale: 0.0184556



3.8 pav. Ketvirtoji moda – dažnis 1305.8 Hz.

Model name:latakų modų skaičiavimas
Study name:Frequency 1(-Default-)
Plot type: Frequency Amplitude5
Mode Shape : 5 Value = 1600.1 Hz
Deformation scale: 0.00288681



3.9 pav. Penktoji moda - dažnis 1600.1 Hz.

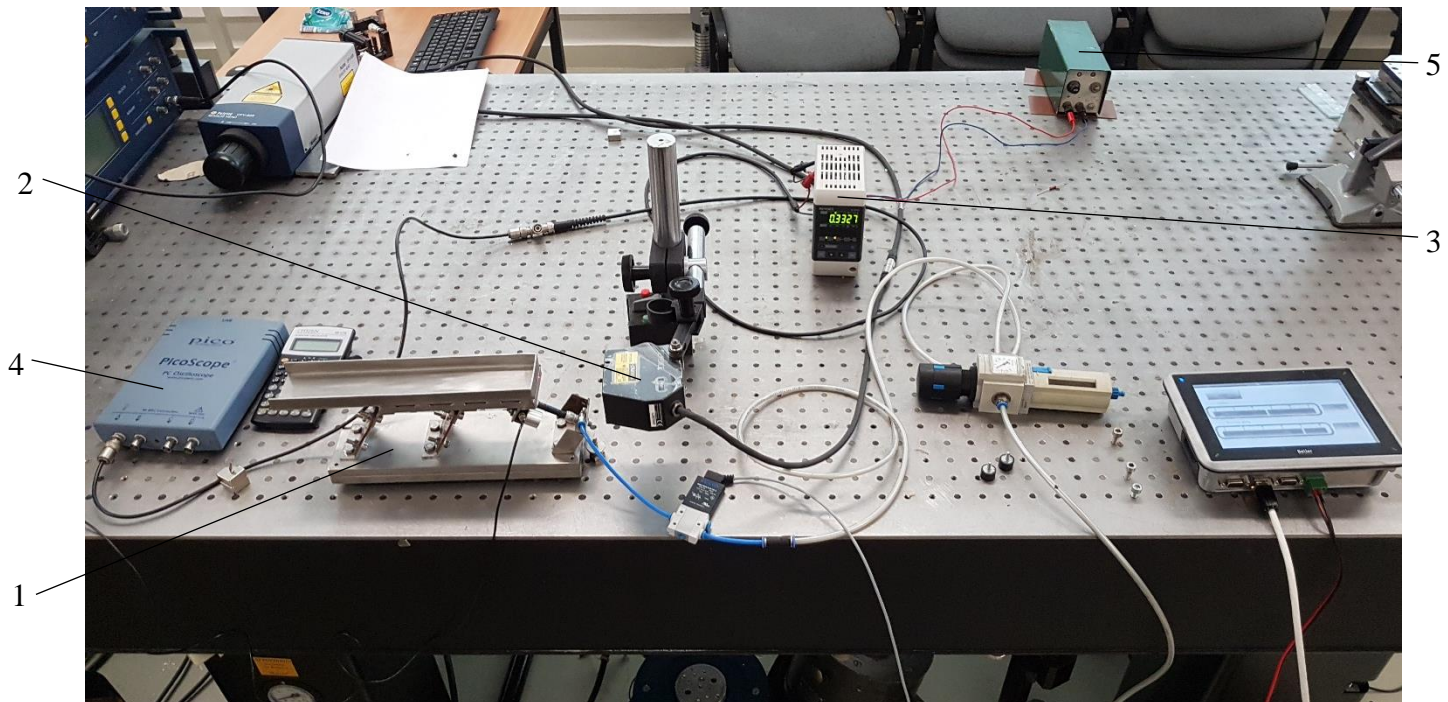
Palyginus gautus rezultatus su „Matlab“ programa apskaičiuotomis amplitudės dažninės charakteristikos reikšmėmis (3.1 lentelė), kuriomis bus atliekamas žadinimas, galima teigti, kad eksperimento metu nešantysis lovyš nerezonus.

3.3 Konvejerio pakabos rezonansinio dažnio nustatymas

Transportavimo efektyvumas, vibraciniu konvejeriu, priklauso nuo daugumos veiksnių, vienas iš jų yra žadinimo dažnis. Atliekant literatūros apžvalgą pastebėta, kad didžiausias efektyvumas pasiekiamas sistemą žadinant vibracinio konvejerio pakabos rezonansiniais dažniais. Šie dažniai jau buvo nustatyti atliekant skaičiavimus „Matlab“ programa, todėl eksperimentiškai gautus duomenis bus

galima palyginti su teoriniais ir įvertinti programos skaičiavimo tikslumą. Tyrimas atliekamas mechatronikos instituto robotikos ir pjezomechanikos laboratorijoje.

Tyrimui atlikti panaudota ši įranga: vibracinis konvejeris 1 su valdymo sistema ir kitais pneumatiniiais komponentais, lazerinis poslinkių matavimo daviklis 2 Keyence LK-G82, jis prijungtas prie valdiklio 3 Keyence LK-GD500, valdiklis 3 perduoda signalą osciloskopui 4 Picoscope 3424, kuris apdoroja gautus duomenis ir perduoda juos į kompiuterį. Valdiklis 3 ir lazerinis matavimo daviklis 2 maitinami elektros srove per transformatorių 5.

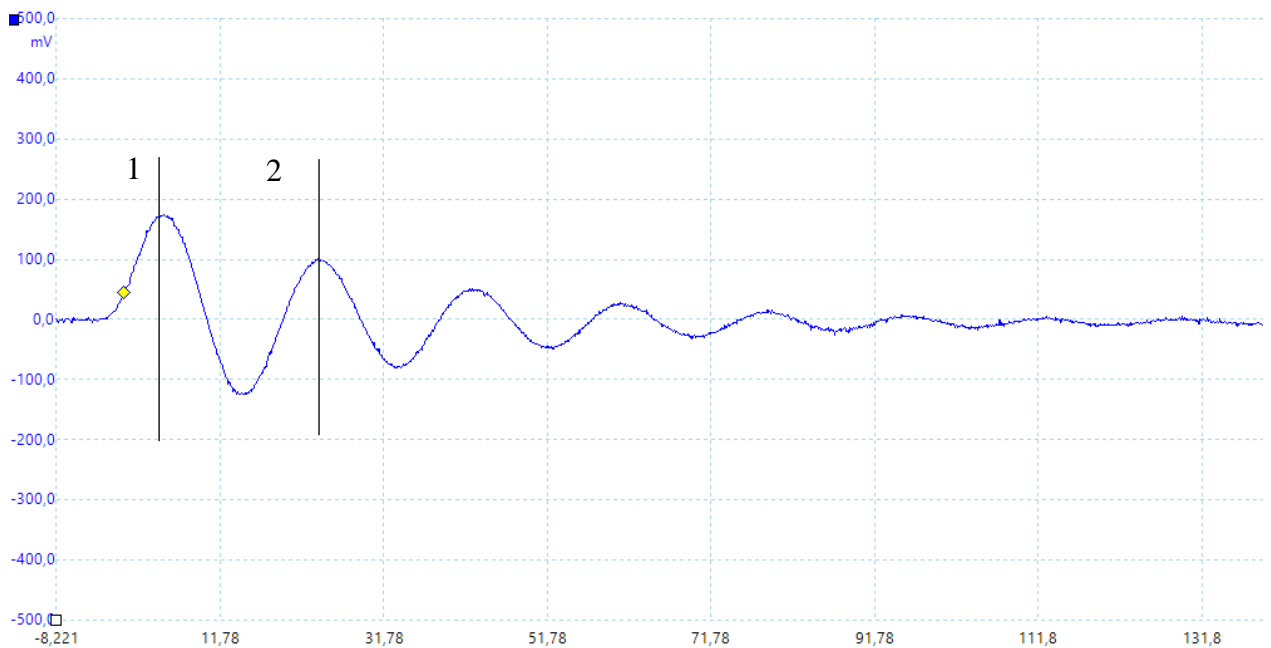


3.10 pav. Vibracinio konvejerio reakcijos į žadinimą nustatymui naudojama įranga.

Lazerinis poslinkių matavimo daviklis Keyence LK-G82 matavimus atlieka trianguliaciniu principu. Kintant matuojamo objekto pozicijai erdvėje, kartu kinta lazerio šviesos atspindžio pozicija. Daviklis fiksuoja šį pokytį ir taip apskaičiuojami poslinkiai.

Naudojant šią įrangą buvo atliekami du eksperimentai. Smūginis testas, rezonansiniam dažniui nustatyti bei amplitudės nustatymas keičiant žadinimo parametrus.

Smūginis bandymas atliekamas ganėtinai paprastai. Vibracinis konvejeris pastatomas ant vibroizoliacinio stalo, pagrindas pritvirtinamas, kad po smūgio neatsirastų signalo triukšmų. Lazerinis matavimo prietaisas pastatomas ir sukalibruojamas taip, kad valdiklio ekrane reikšmė būtų artima 0. Atlikus pasiruošimą, lovio virpesiai žadinami smūgių, stuktelint į latako priekinę dalį, koku nors minkštu daiktu. Po smūgio fiksuojami duomenys pateikiami grafike (3.11 pav.).



3.11 pav. Vibracinio konvejerio pakabos reakcija į žadinimą smūgiu.

Kaip matyti iš kreivės, po smūgio, virpesiai yra slopinami. Pagal gautus duomenis galima apskaičiuoti plokštelių spyruoklių slopinimo koeficientą panaudojant logaritminį dekrementą:

$$b = \ln \frac{A_{n+1}}{A_n} = \ln \frac{101,3}{46,97} = 0,769 N/(m/s);$$

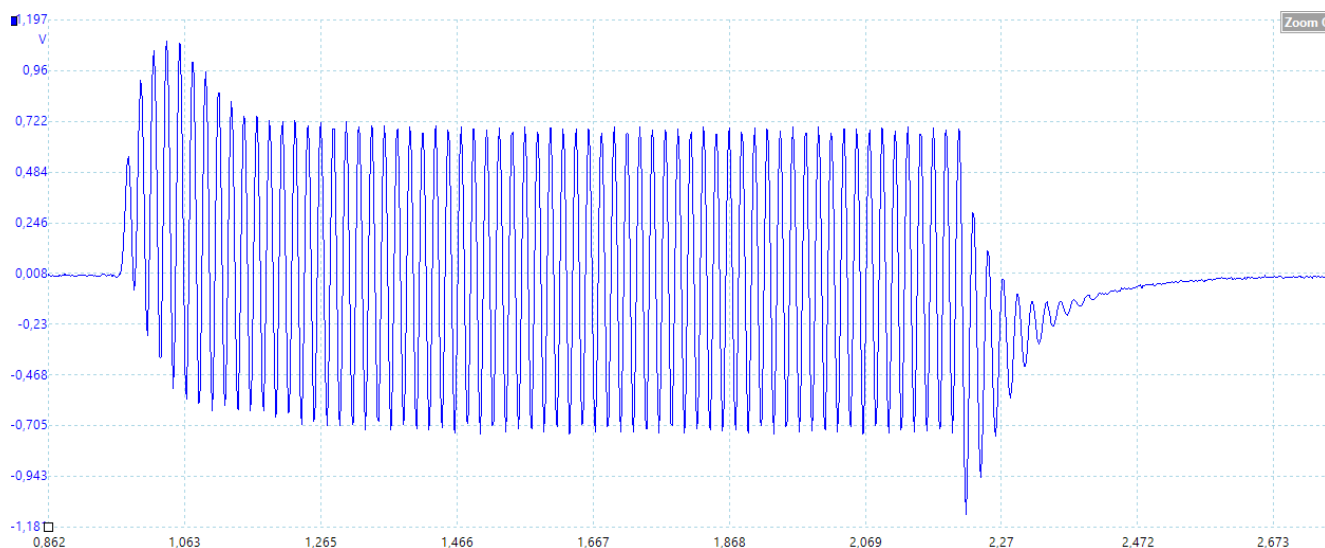
Grafike nubrėžtos linijos 1 ir 2 yra periodo plotis, pagal tai galima apskaičiuoti koks yra lovio rezonansinis dažnis. Periodas yra lygus $T = 42.86 - 23.86 = 19ms$, turint periodą apskaičiuojamas rezonansinis dažnis:

$$f_r = \frac{1}{T} = \frac{1}{19} = 0.0526mHz = 52.6Hz$$

3.4 Vibracinio konvejerio pakabos reakcijos į žadinimą pneumatiniu raumeniu tyrimas

Atliekant amplitudės nustatymo tyrimą buvo naudojama ta pati eksperimentinė įranga, tik šiuo atveju virpesiai konvejeriye buvo žadinami pneumatiniu raumeniu, keičiant žadinimo parametrus. Kai konvejeris yra žadinamas, lazerinis poslinkių matavimo daviklis fiksuoja jo poslinkius ir perduoda signalą į valdiklį. Valdiklis juos toliau siunčia į osciloskopą, kur duomenys yra apdorojami ir išvedami į kompiuterio ekraną. Gavus lovio poslinkių kreivę, išmatuojamas amplitudės dydis. Kadangi matavimo prietaisas poslinkius matuoja tik viena kryptimi, gauti rezultatai yra x ašies atžvilgiu. Tolimesniuose skaičiavimuose prireiks amplitudės x ir y ašimis. Amplitudė y ašies kryptimi apskaičiuojama panaudojant trigonometrines stataus trikampio formules, $\tan \alpha = \frac{x}{y}$, kai $\alpha = 60^\circ$.

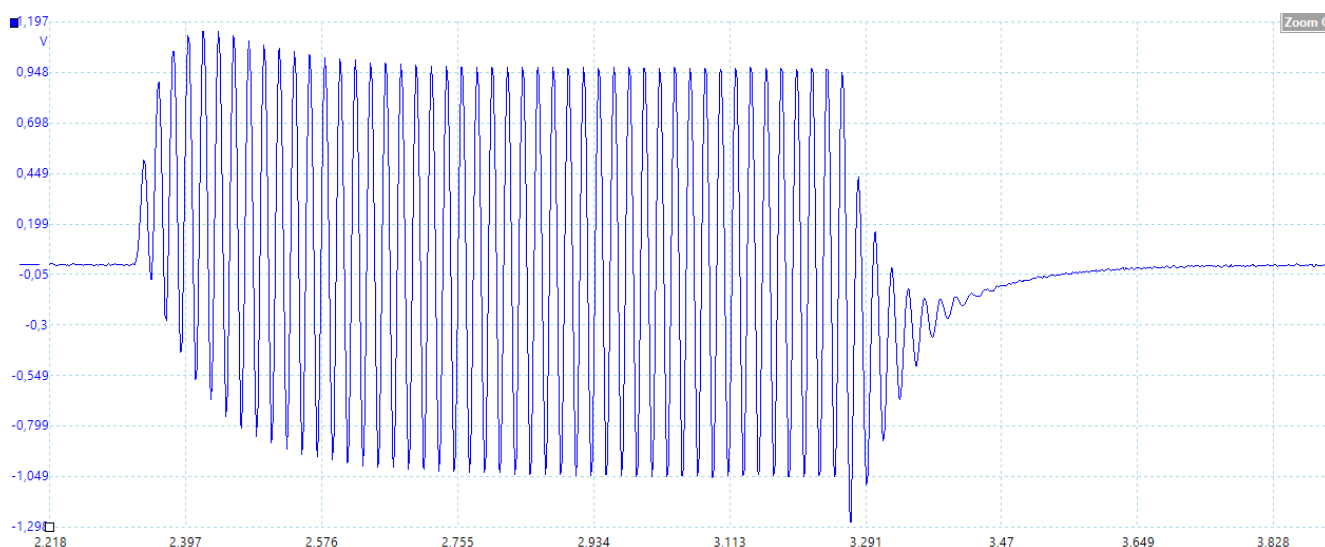
Toliau pateikiamuose paveikslėliuose (3.12 pav.; 3.13 pav.; 3.14 pav.) ir lentelėse (3.2 lentelė; 3.3 lentelė; 3.4 lentelė; 3.5 lentelė) atsispinti tyrimo rezultatai.



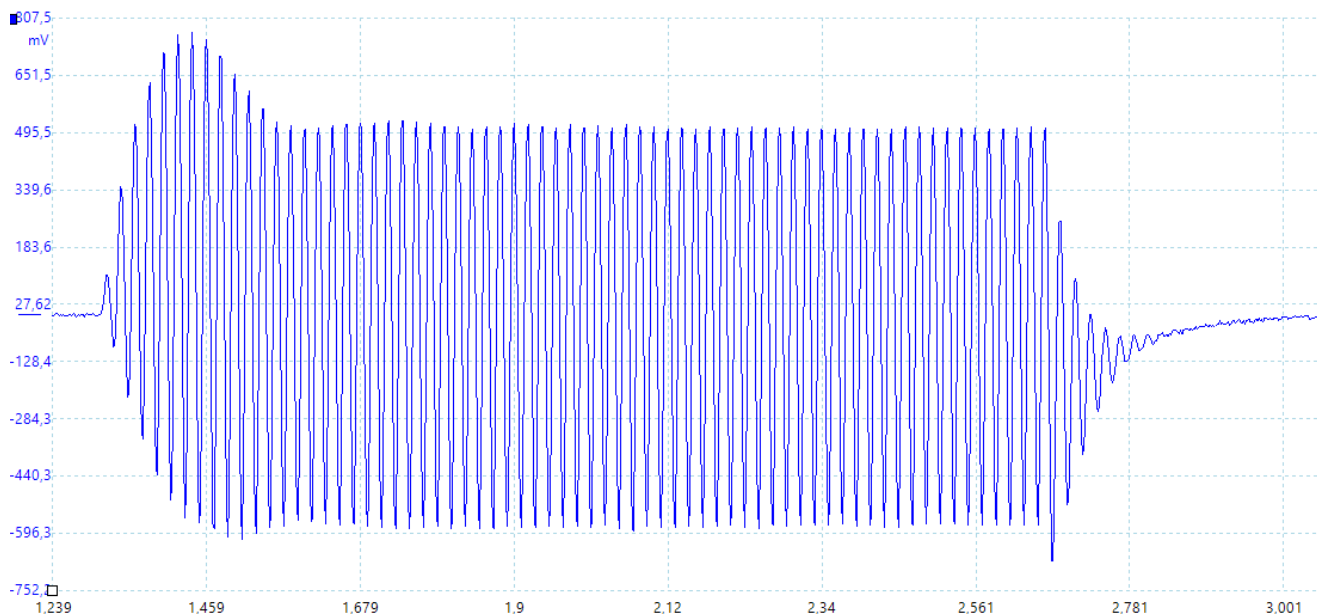
3.12 pav. Žadinimo įjungimas – išjungimas, kai žadinimo dažnis 52,6Hz.

Paveikslėlyje 3.12 pavaizduota kreivė, žadinant lovį, smūginio testu, nustatytu rezonansiniu dažniu. Iš grafiko išskaičiuojama gauta amplitudė $A_{52,6} = 1.435\text{mm}$. Siekiant užtikrinti, kad konvejeris dirbtų pakabos rezonansiniais dažniais, patikrinama ar žadinant lovį rezonansinis dažnis nepasikeičia. Patikrinimas atliekamas keičiant žadinimo dažnį į didesnę ir mažesnę puses, nuo smūginio testo metu nustatyto dažnio.

Rezultatai pateikiami 3.13 pav. ir 3.14 pav.. Lovys žadinamas 50 ir 55Hz dažniu.



3.13 pav. Žadinimo įjungimas – išjungimas, kai žadinimo dažnis 50Hz.



3.14 pav. Žadinimo įjungimas – išjungimas, kai žadinimo dažnis 55Hz.

Iš gautų kreivių nustatomos žadinimo amplitudės: $A_{50} = 2,177mm$, $A_{55} = 1,13mm$. Akivaizdu, kad žadinant konvejerio lataką 50Hz dažniu rezonansas sustiprėja. Todėl galima teigti, kad žadinant lataką pneumatiniu raumeniu, rezonansinis dažnis yra lygus 50Hz.

Efektyviam transportavimui užtikrinti, reikia žinoti, kaip kinta žadinimo amplitudė keičiant sistemos parametrus. Toliau pateiktose lentelėse atsispindi eksperimento rezultatai, kurie buvo gauti nustatant žadinimo amplitudę prie skirtingų sistemos parametrų.

Pirmojoje lentelėje 3.2 pateikiami duomenys, kai keičiama žadinimo amplitudė palaikant tą patį impulso plotį ir sistemos slėgį. Kitose lentelėse 3.3, 3.4 ir 3.5 išlaikomas tas pats žadinimo dažnis, tai tyrimo metu nustatytas rezonansinis dažnis 50Hz, keičiamas sistemos slėgis ir impulso plotis.

3.2 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant žadinimo dažnį.

Eilės Nr.	Žadinimo dažnis, Hz	Impulso plotis, %	Amplitudės dydis x ašies atžvilgiu, mm	Apskaičiuota amplitudės reikšmė y ašies atžvilgiu, mm
1	40	80	0,939	0,542
2	50		0,952	0,549
3	60		1	0,577
4	70		0,627	0,362
5	80		0,262	0,151

3.3 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant impulso plotį, kai sistema veikia prie 2bar slėgio.

Eilės Nr.	Žadinimo dažnis, Hz	Oro slėgis, bar	Impulso plotis, %	Amplitudės dydis x ašies atžvilgiu, mm	Apskaičiuota amplitudės reikšmė y ašies atžvilgiu, mm
1	50	2	70	0,804	0,464
2			80	0,767	0,443
3			90	0,616	0,356

3.4 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant impulso plotį, kai sistema veikia prie 4bar slėgio.

Eilės Nr.	Žadinimo dažnis, Hz	Oro slėgis, bar	Impulso plotis, %	Amplitudės dydis x ašies atžvilgiu, mm	Apskaičiuota amplitudės reikšmė y ašies atžvilgiu, mm
1	50	4	45	0,585	0,338
2			50	0,868	0,501
3			55	1,083	0,625
4			60	1,324	0,764
5			65	1,614	0,932
6			70	1,855	1,071
7			75	2,038	1,177
8			80	2,177	1,257
9			85	2,01	1,16
10			90	1,518	0,876

3.5 lentelė. Amplitudės kitimas keičiant impulso plotį, kai sistema veikia prie 6bar slėgio.

Eilės Nr.	Žadinimo dažnis, Hz	Oro slėgis, bar	Impulso plotis, %	Amplitudės dydis x ašies atžvilgiu, mm	Apskaičiuota amplitudės reikšmė y ašies atžvilgiu, mm
1	50	6	70	2,091	1,207
2			80	2,922	1,687
3			90	2,252	1,3

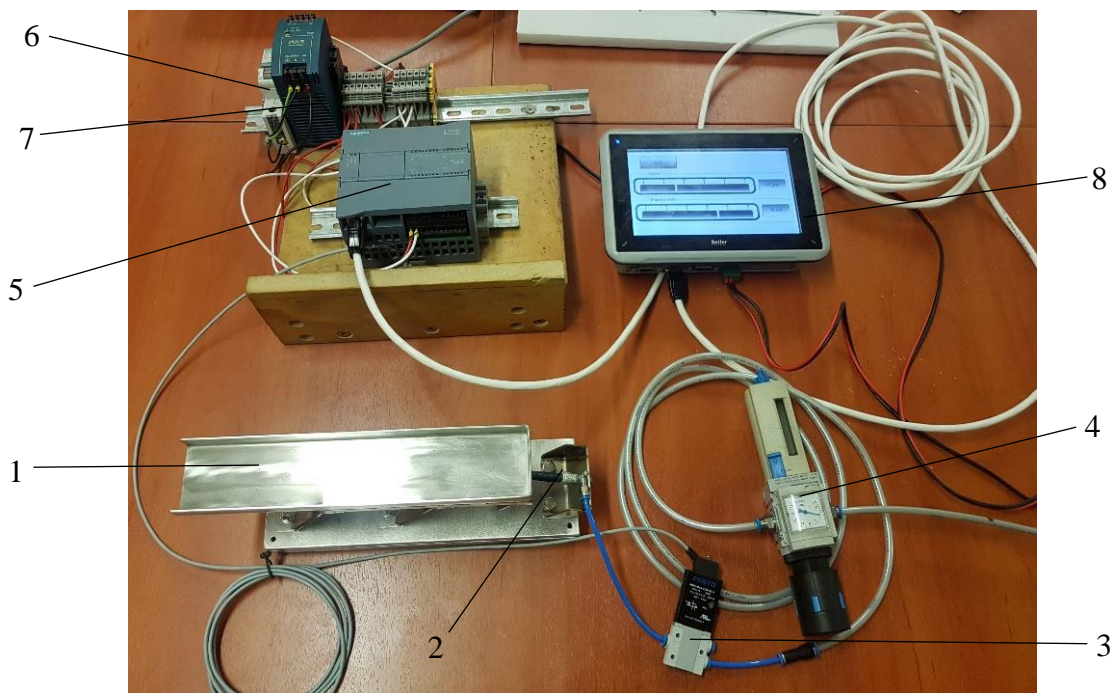
Iš lentelėse pateiktų tyrimo rezultatų, galima nustatyti priklausomybę, kaip žadinimo amplitudė kinta, keičiant žadinimo sistemos parametrus. Pirmiausia reikėtų apžvelgti sistemos slėgio daromą įtaką. Kadangi nuo slėgio tiesiogiai priklauso raumens generuojama jėga, tai atsispindi ir žadinimo amplitudėje. Esant mažesniam sistemos slėgiui žadinimo amplitudė yra mažesnė. Tai galima sieti su

raumens generuojama jėga ir susitraukimu. Kai slėgis mažesnis, per tą patį laiką, į raumenį patenka mažesnis kiekis oro ir jis susitraukia mažiau. Nepaisant didesnių amplitudžių gautų, kai sistemos slėgis *6bar*, priimama, kad sistemos darbinis slėgis *4bar*. Sprendimas priimtas naudojantis gamintojo rekomendacijomis.

Impulso plotis, tai signalas, iš valdiklio perduodamas skirstytuvui, kuris atidaro skirstytuve kanalą paduodantį orą į pneumatinį raumenį. Kuo signalo plotis didesnis, tuo ilgiau skirstytuvas yra atidarytas ir į raumenį patenka didesnis kiekis oro. Kaip jau minėta anksčiau, kuo didesnis kiekis oro patenka į raumenį, tuo didesni yra jo susitraukimai. Pastebima, kad esant sistemos slėgiui *2bar* didinant impulso plotį amplitudė mažėja, tačiau, kai slėgis sistemoje yra *4* ar *6bar* žadinimo amplitudė didėja. Pasiekus impulso plotį *80%* gaunama didžiausia žadinimo amplitudės reikšmė. Toliau didinant jo reikšmę amplitudė mažėja, kadangi oras nespėja pilnai pasišalinti iš pneumatinio raumens. Tačiau didelė amplitudė negarantuoja, kad krovinio transportavimas bus efektyvus, todėl toliau atliekami tyrimai leis nustatyti kokius žadinimo parametrai yra tinkamiausi.

3.5 Krovinio transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo dažnio

Greičio priklausomybei nuo žadinimo dažnio nustatyti naudojamas vibracinio konvejerio prototipas. Kadangi įrengimo prototipas sukurtas siekiant nustatyti prieskonių dozavimo galimybes, eksperimentams naudojami dviejų rūšių prieskoniai (pipirai ir krapai), dažniausiai naudojami žuvis pramonėje dozuojant juos į indelius.



3.15 pav. Vibracinis konvejeris su valdymo sistema.

Tyrimui atlikti skirtas standas, kartu su pačiu įrengimu surinktas įmonėje, kuri iniciavo tyrimo atlikimą. Įranga naudojama tyrimo metu yra pavaizduota (3.15 pav.). Ją sudaro: vibracinis konvejeris 1, pneumatinis raumuo 2, elektromagnetinis skirstytuvas 3, slėgio reguliatorius 4, programuojamas valdiklis 5, jungiklis 6, maitinimo šaltinis 7, valdymo pultas 8.

Eksperto metodika: prieskoniai pilami į lovį ir sustumiami iki numatytos ribos. Išmatuojamas atstumas nuo lovio krašto iki prieskonių krūvelės pradžios ir užduodamas dažnis kuriuo bus žadinamas lovis, bei impulso plotis. Laikui nustatyti naudojamas chronometras. Atlikus visus pasiruošimo darbus, valdymo pulte paspaudžiamas pradėti mygtukas ir latakas pradedamas žadinti. Kartu su žadinimu paleidžiamas ir chronometras. Transportuojamiems prieskoniams pradėjus byrėti laikas yra fiksuojamas. Kad rezultatai būtų tikslesni, bandymas kartojamas tris kartus, nekeičiant žadinimo dažnio. Turint visus duomenis išvedami laiko vidurkiai ir apskaičiuojamas transportavimo greitis. Eksperimentas taip kartojamas dažnių intervale, nuo 5 iki 100Hz žingsniu kas 5Hz.



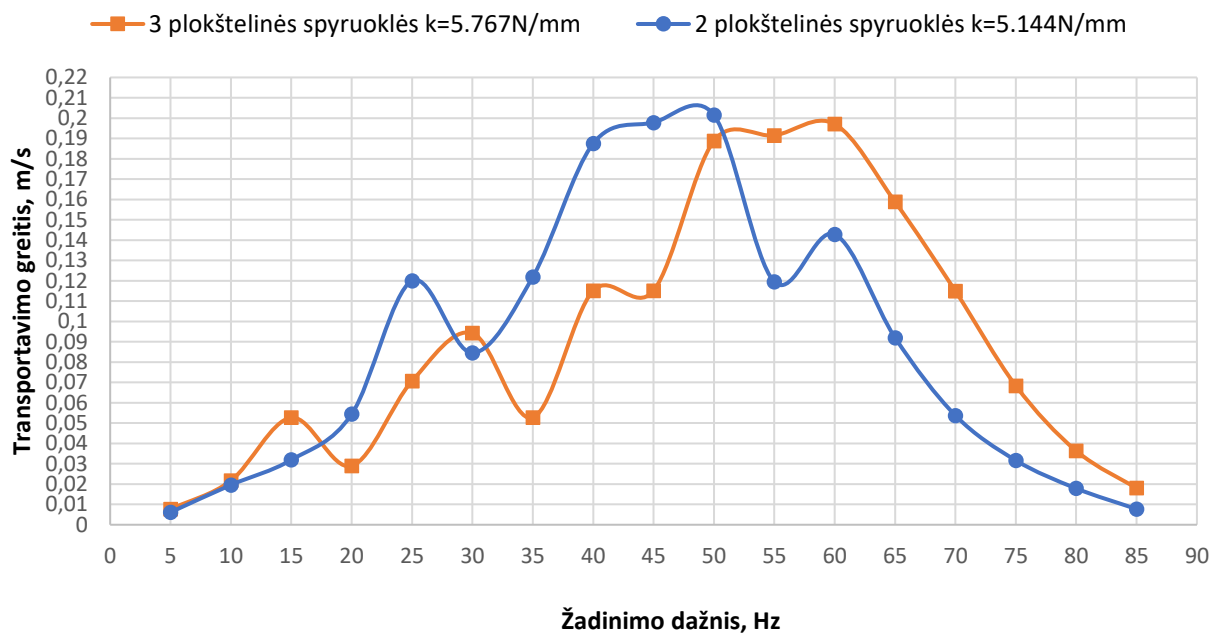
3.16 pav. Vibracinis konvejeris pakrautas pipirais.



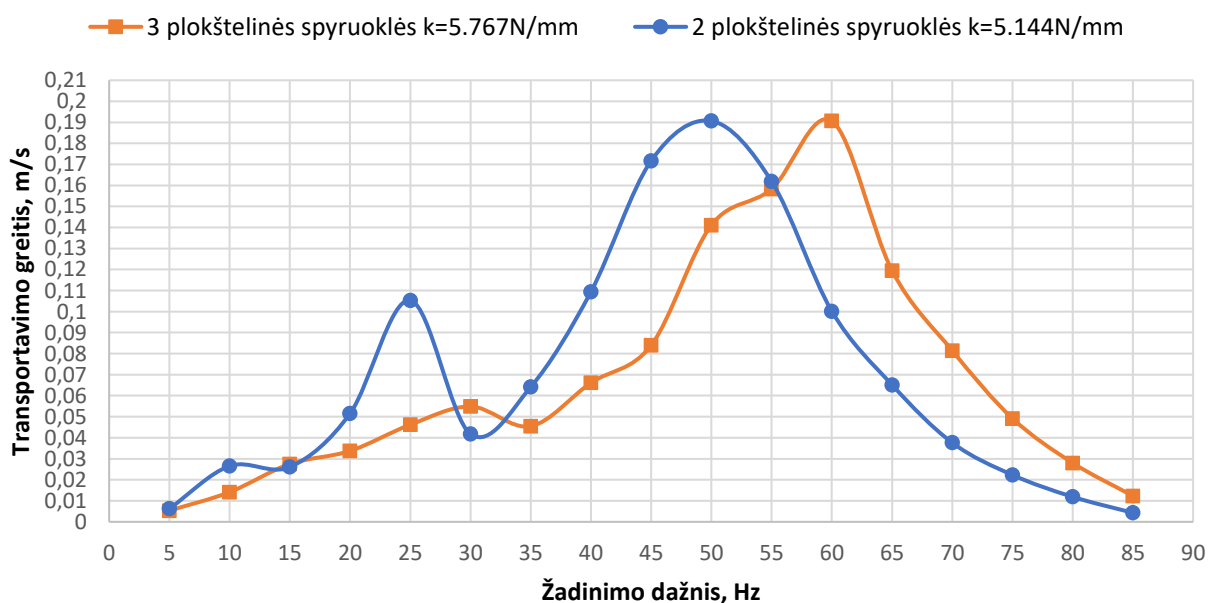
3.17 pav. Vibracinis konvejeris pakrautas krapais.

Atlikus tyrimą jis bus pakartojamas, pakeičiant naudojamų plokštelių spyruoklių kiekį. Tokiu būdu įvertinama jų standumo daroma įtaka, transportavimo efektyvumui. Projektavimo metu numatyta, kad plokštelių spyruoklių kiekį galima keisti nuo 1 iki 5 plokštelių. Pirminiam variantui, bandymai atliekami naudojant 3 tekstolines plokšteles. Atlikus tyrimą bus galima nustatyti ar plokštelių kiekį reikėtų pamažinti ar padidinti.

Lentelėse (3.6, 3.7, 3.8 ir 3.9) kurios pateiktos priede 2 ir grafikuose (3.18 pav. ir 3.19 pav.) pateikiama krapų ir pipirų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo dažnio:



3.18 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio grafikas.



3.19 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio grafikas.

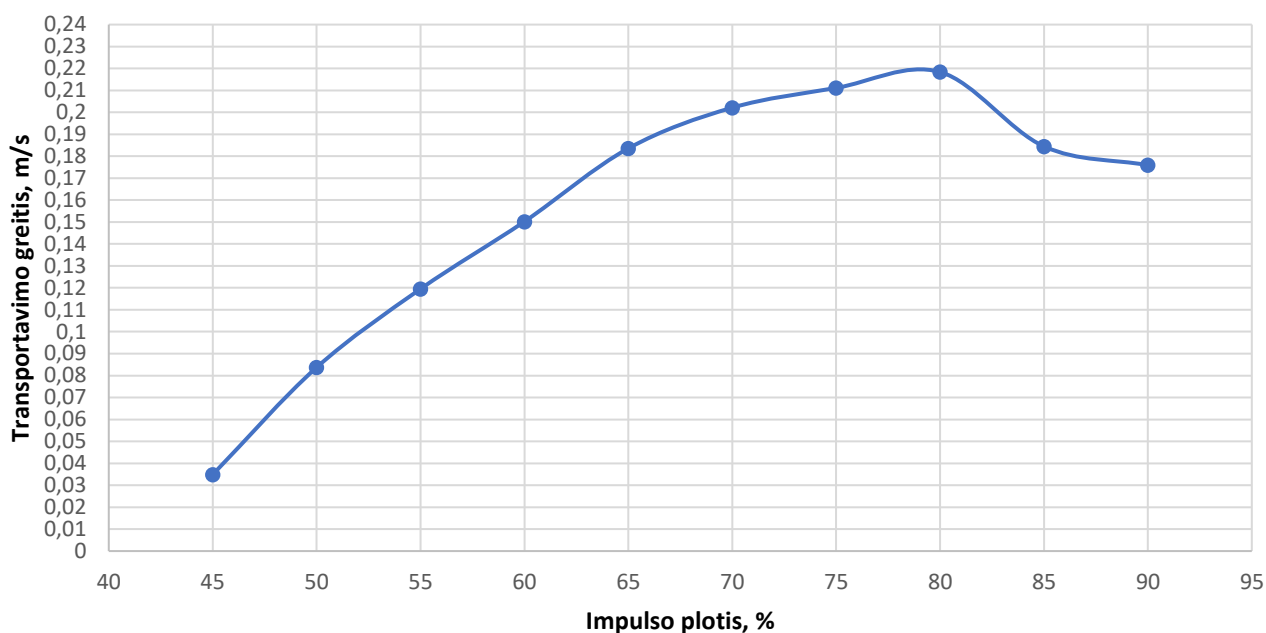
Iš gautų grafikų, galima pastebėti, kad greičio priklausomybė nuo dažnio yra netiesinė, nes žadinimo amplitudė tyrimo metu yra nekontroliuojama. Norint palaikyti pastovią amplitudę reikia ją matuoti kiekvieną kartą pakeitus žadinimo dažnį, tačiau tam reikia specialios įrangos, kuria gauti nėra paprasta, todėl žadinimas su žinoma amplitude atliekamas pagal rezultatus pateiktus 3.4 lentelėje.

Nesunkiai pastebima, kad plokštelinės spyruoklės ir jų standumas turi didelės įtakos vibracinio konvejerio efektyvumui. Sumažinus plokštelių kiekį, jų standumas sumažėjo nežymiai nuo 5.767 iki 5.144 N/mm, tačiau to pilnai užtenka konvejerio efektyvumui pagerinti. Sumažėjus standumui, žadinamas lovyς mažiau priešinasi ir pneumatinis raumuo suteikia loviui didesnius poslinkius, tai reiškia didesnę amplitudę. Žymesnis skirtumas tarp kreivių matomas pipirų žadinimo kreivėje, taip yra todėl, nes visi pipirų žirneliai yra panašaus dydžio ir formos. Jų kontaktinis paviršius su loviu yra mažesnis, todėl įveikti trinties jėgas yra paprasčiau. Tuo tarpu krapai, galima teigti, kad yra mikrodalelės. Beveik kiekvienas grūdelis yra skirtingos formos ir dydžio. Krapų kontaktinis paviršius su loviu yra gerokai didesnis, tam reikalinga didesnė generuojama jėga žadinimo metu. Šiuo atveju krovinys yra transportuojamas šokinėjimo režimu. Pneumatinio raumens žadinamas lovyς mēto krovinį ant savo paviršiaus, jėgos veikimo kryptimi. Tai reiškia, kad krovinys – prieskoniai, kurie gali būti ir mikrodalelių dydžio, yra veikiamas jėgos F , kuri yra didesnė už trinties jėgą tarp lovio ir dalelių. Kaip žinoma, ši jėga yra lygi $F = ma$, o pagreitis $a = A\omega^2$ iš pagreičio formulės matyti, kad didėjant žadinimo dažniui, pagreitis padidėja kelis kartus.

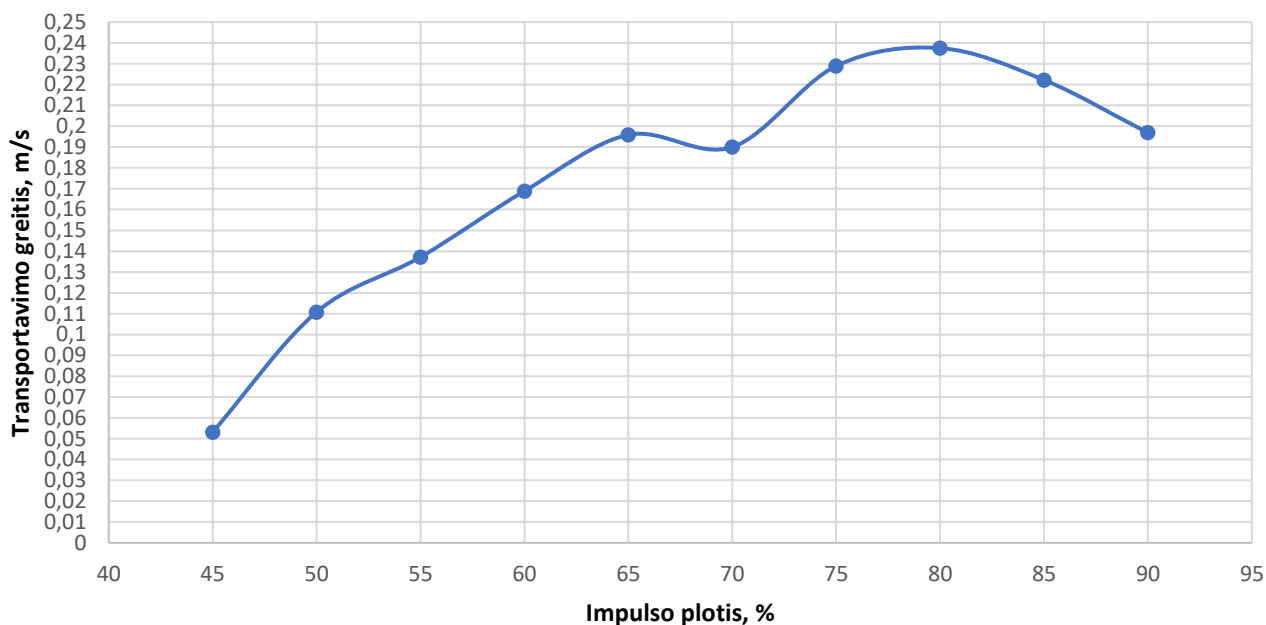
Svarbu paminėti žadinimo režimus, kurie yra netinkami. Grafikuose matoma, kad prie tam tikrų dažnių, kreivė smarkiai šokteli žemyn. Kai žadinimo dažnis pasidaro artimas viso konvejerio rezonansiniam dažniui, jis išeina iš rikiuotės. Krovinys pradeda kauptis lovio viduryje. Šis reiškinys labiau pastebimas, kai naudojamos trys plokštelinės spyruoklės. Kai žadinamas lovyς ir plokštelinės spyruoklės yra netinkamo standumo, dalis žadinimo virpesių persiduoda į pagrindą. Lovio pradžia, kur įtvirtintas pneumatinis raumuo, ir galas, pradeda virpėti skirtingais dažniais.

Atliekant bandymus taip pat buvo pastebēta, kad prie tam tikrų dažnių, tai 40 – 60Hz visas vibracinis konvejeris pradeda šokinėti ir judėti. To priežastis gali būti kojelės, ant kurių yra įrengimas pastatytas. Kadangi jos yra ganėtinai minkštos, kietumas 40 A, tikėtina, kad pasiekus paminėtą dažnių diapazoną, jos patenka į savo rezonansinę ir pradeda šokinėti kartu su visu įrengimu.

Nustačius, kad didžiausias transportavimo greitis pasiekiamas žadinant konstrukcija 50Hz dažniu, atliekamas tyrimas, kokią įtaką transportavimo greičiui daro impulso plotis bei žadinimo amplitudė. Eksperimentui atlikti panaudojami 3.4 lentelėje pateikti duomenys.



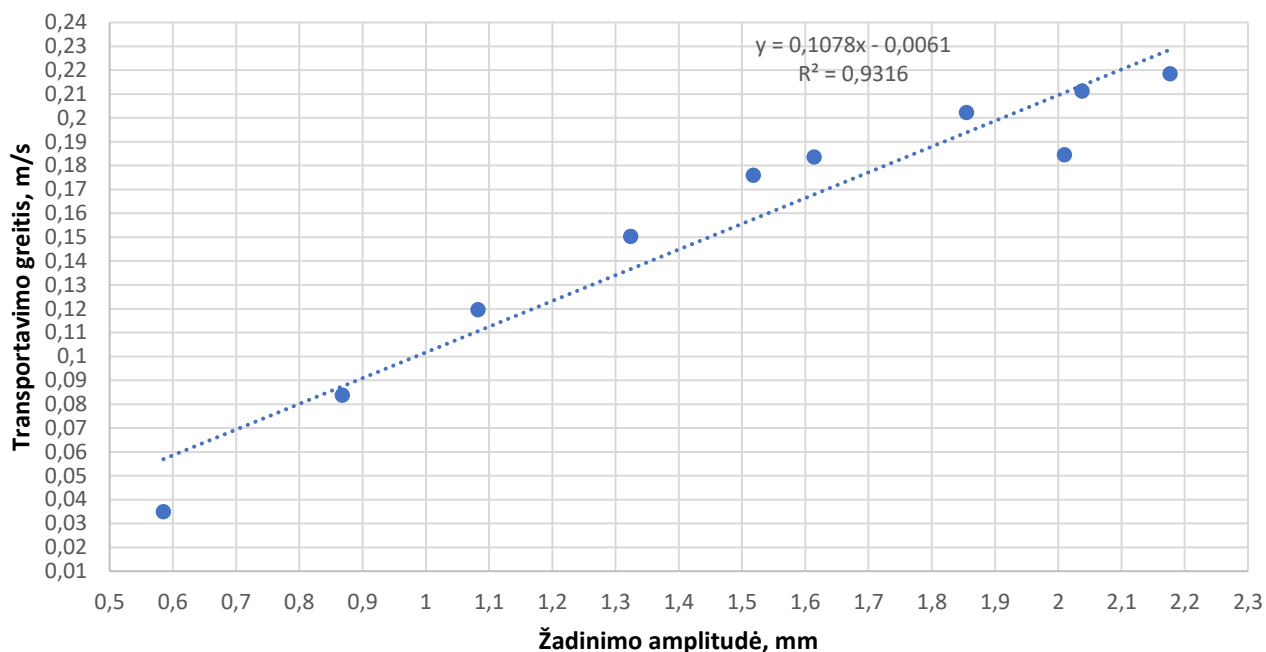
3.20 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybė nuo impulso pločio.



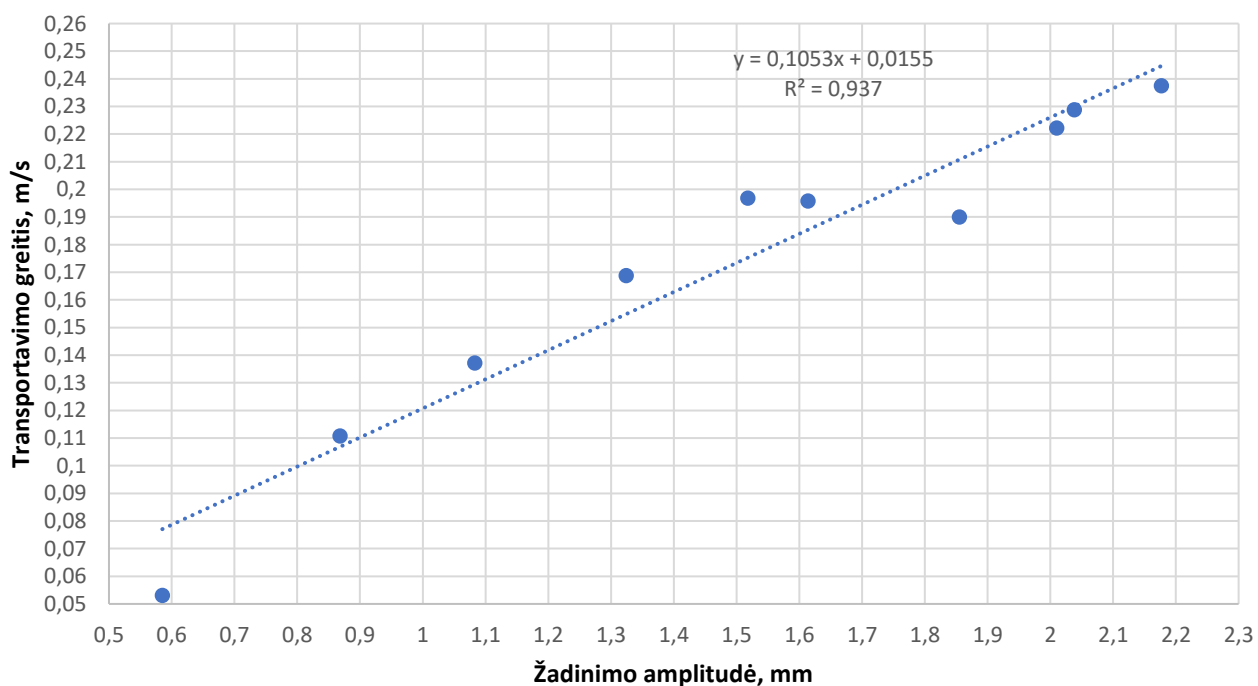
3.21 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybė nuo impulso pločio.

Reikia atkreipti dėmesį, kad impulso plotis yra valdymo įrankis. Keičiant šį dydį amplitudė kinta, tačiau impulso plotis išreiškiamas procentais ir jo negalima tiesiogiai sieti su žadinimo parametrais. Pastebima, kad didėjant impulso pločiui, transportavimo greitis didėja priklausomybe, artima. Greičio pikas pasiekiamas prie 80% impulso pločio, kai žadinimo amplitudė yra didžiausia. Toliau didinant impulso pločio reikšmę, skirstytuvai atlieka oro padavimo ciklą greičiau, nei oras, esantis pneumatiniame raumenyje, pasišalina. Raumu lieka nepilnai atleistas ir dėl to mažėja žadinimo amplitudė. Atliekant eksperimentą pastebėta, kad pasiekus impulso plotį 70%, krovinyje pradeda judėti

chaotiškai ant lovio paviršiaus. Toks režimas yra nepageidautinas. Palaikant impulso plotį iki 65%, kroviny transportuojant pasiekia didelius greičius ir gali būti lengvai suvaldomas.



3.22 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės.



3.23 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės.

Amplitudės kitimas turi didelį poveikį transportavimo greičiams. Kaip matyti iš grafikų pavaizduotų (3.22 ir 3.23 pav.) didėjant žadinimo amplitudei, transportavimo greitis didėja. Atliekant eksperimentą pastebėta, kad didinant amplitudės reikšmę, konvejeris pradeda dirbti režimais kurie yra

nepageidaujami. Pasiekus amplitudę 1,7mm ir daugiau, sužadinas konvejerio rezonansas, prieskoniai pradeda judėti chaotiškai. Nors transportavimo greitis padidėja, tačiau dozavimo metu būtų neįmanoma palaikyti pastovias bėrimo dozes.

3.6 Krovinio transportavimo dinaminė analizė

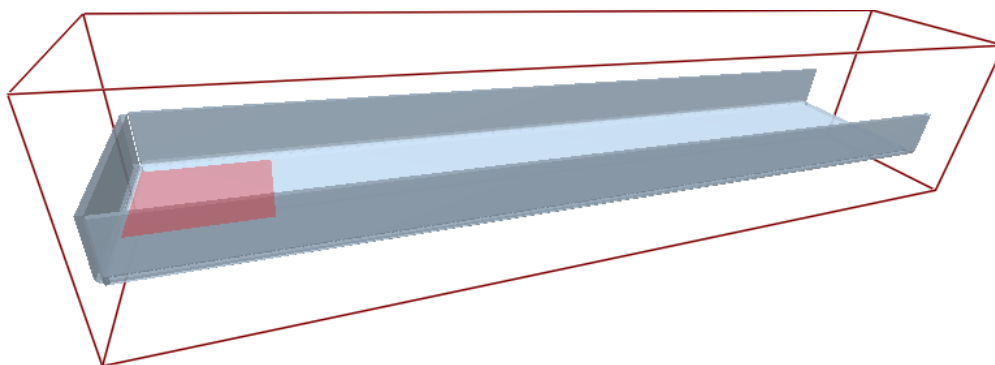
Krovinio transportavimo dinamikai nustatysi naudojama „EDEM 3.0“ programinė įranga, kuri atlieka DEM diskrečiųjų elementų metodu paremtus skaičiavimus. Diskrečiųjų elementų metodas, tai skaitinis modelis, skirtas atlikti skaičiavimus, kur naudojami dideli kiekiai mikrodalelių. DEM skaičiavimai yra labai artimi molekulinei dinamikai, esminis skirtumas, kad šis metodas dalelėms suteikia daugiau laisvės laipsnių, dalelės yra sudėtingesnių formų. Skaičiavimų metu gali būti sugeneruojama milijonai dalelių, kurios tarpusavyje sąveikauja. DEM metodu atsižvelgiama į dalelių transliacinio ir rotacinio judesio lygtis. Matematinis modelis apima sąveikas tarp dalelių, dalelių ir sienelių, taip pat van der Valso jėgas, elektrostazines jėgas, bei dalelių ir skysčių sąveikos jėgas.

$$m_i \frac{dV_i}{dt} = \sum_j F_{i,s}^c + \sum_k F_{i,j}^{nc} + F_i^f + F_i^g;$$

$$I_i \frac{d\omega_i}{dt} = \sum_{j=1}^k M_{i,j}.$$

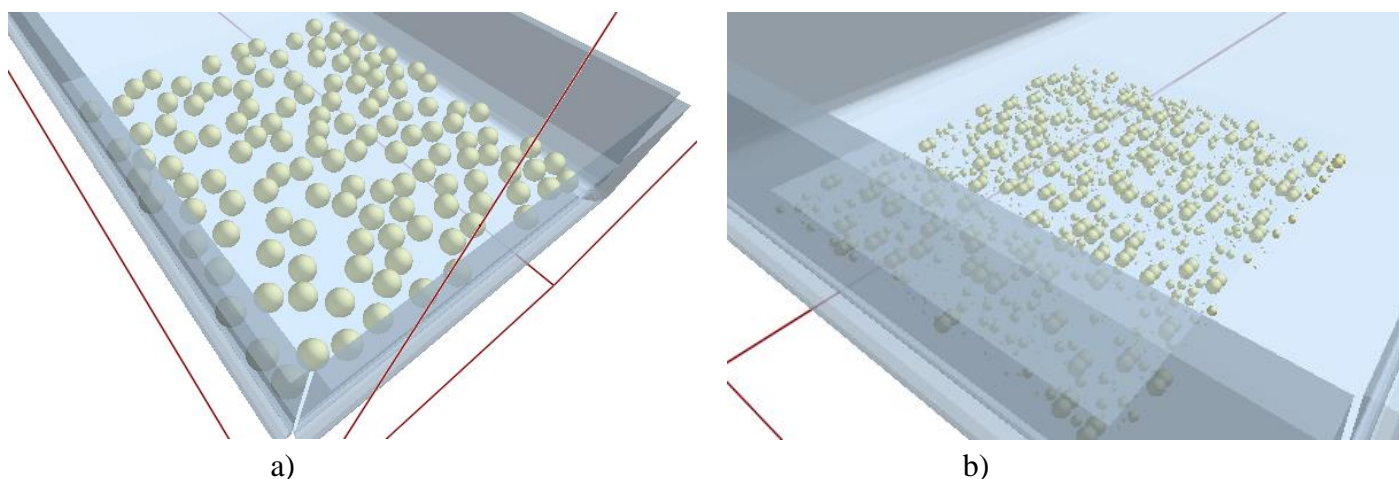
čia, m_i ir I_i yra i – tojo nario masė ir inercijos momentas; V_i ir ω_i yra i – tojo nario transliacinis ir rotacinis dalelių greitis; F_{ij}^c ir M_{ij} yra kontaktinė jėga ir sukimo momentas, dalelę i veikiant dalelei j ar sienelei; F_{ik}^{nc} yra nekontaktinė jėga, veikianti i dalelę dalele k ; F_i^t yra dalelių – skysčių sąveikos jėga ir F_i^g gravitacinė jėga [5].

Programoje skaičiavimams naudojamas supaprastintas vibracinio konvejerio modelis (3.22 pav.), rezultatams gauti, užtenka latako, kuriuo transportuojamas krovinys. Aprašant kraštines sąlygas galima tiksliai apibrėžti biraus krovinio fizikinius parametrus ir kiekius kuriuos norima transportuoti.

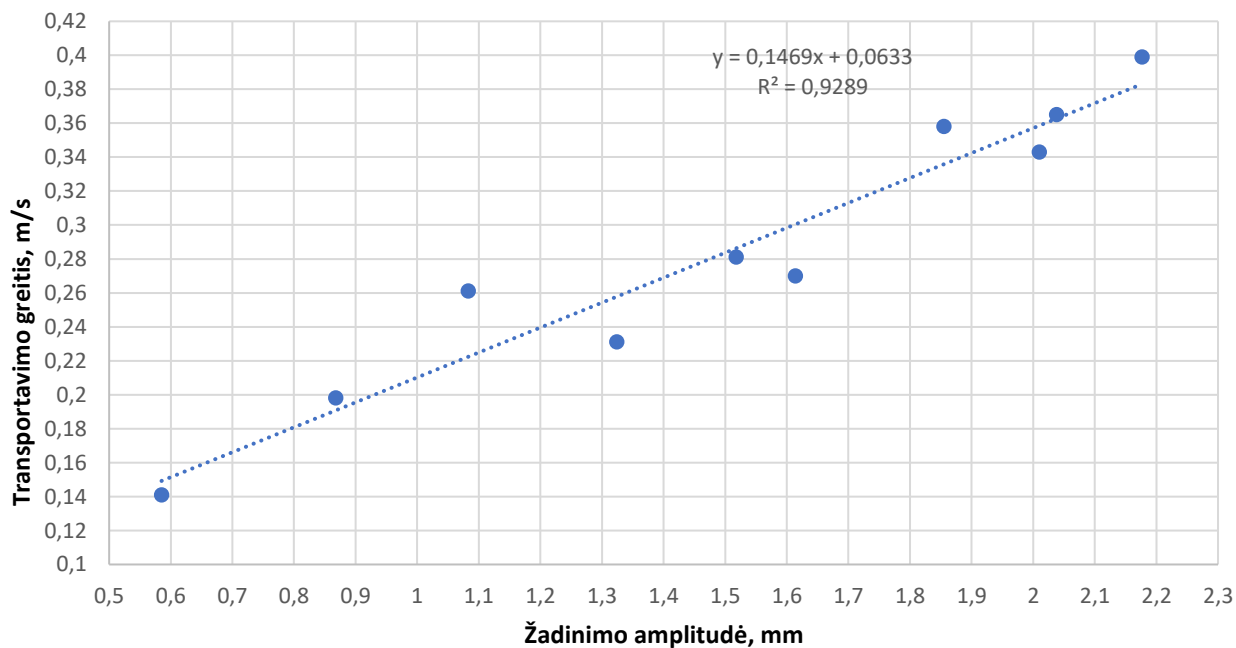


3.24 pav. EDEM skaičiavimuose naudojamas modelis.

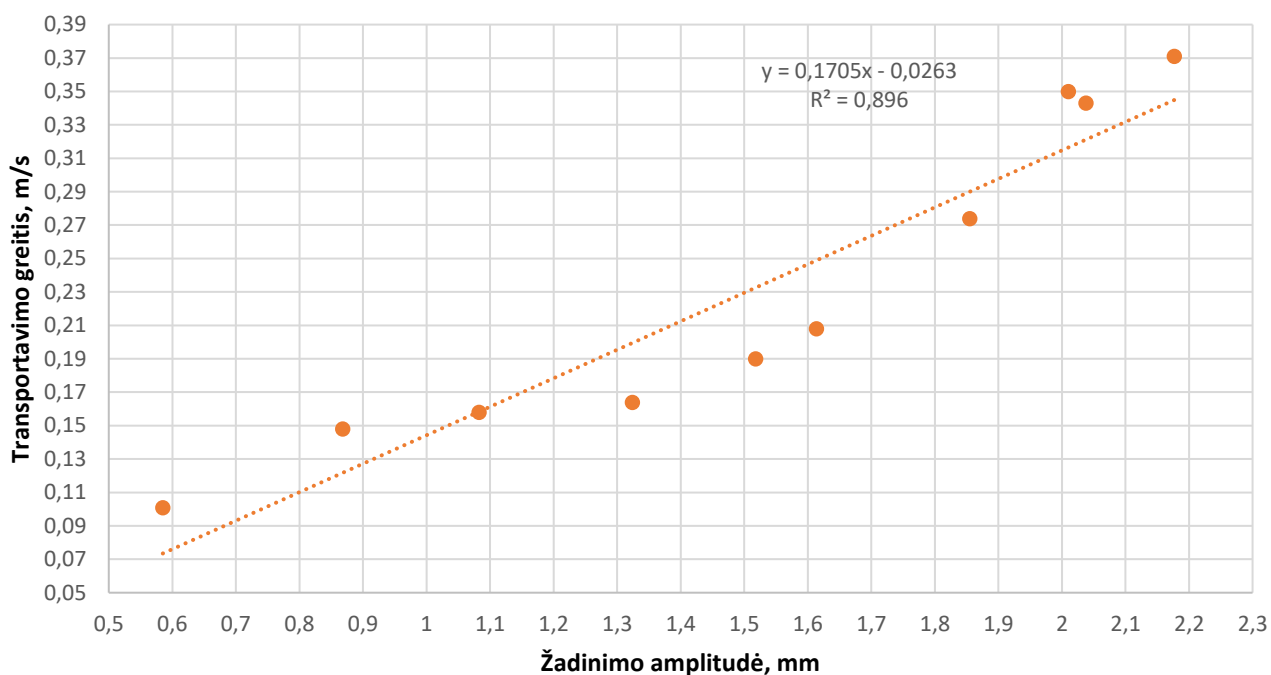
Atliekant skaičiavimus EDEM programiniu paketu, kaip kraštinės sąlygos įvedami grūdelio fizikiniai ir mechaniniai parametrai [31], nustatoma latako medžiaga, aprašoma mikrodalelių išsidėstymo ant lovio geometrija, koks kiekis dalelių bus išberiamas bei per kiek laiko. Eksperimento metu prieskoniai pirmiau buvo suberiami į lataką ir tik tada pradedamas žadinimas. Simuliacijos metu taip pat, pirmiau į lataką įberiamos dalelės. Latako kinematinis žadinimas aprašomas, dažniu bei amplitudės x ir y dedamosiomis. Amplitudės duomenys paimami iš 3.4 lentelės, kur aprašomas žadinimas 50Hz dažniu, kai sistemos slėgis 4 bar . Programos sugeneruoti pipirų grudeliai ir krapų mikrodalelės pateikiami 3.23 pav..



3.25 pav. Simuliacijos metu skaičiavimai atliekami su a) pipirų grudeliai; b) krapų mikrodalelės.



3.26 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės, palaikant pastovų sistemos slėgį 4 bar .



3.27 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybė nuo žadinimo amplitudės, palaikant pastovų sistemos slėgį 4bar.

Iš gautų rezultatų, atliekant prieskonių transportavimo simuliaciją, matoma, kad pipirų ir krapų priklausomybių grafikai yra skirtingi. Skirtumas atsiranda dėl skirtingos geometrijos, kontaktinio paviršiaus su latakais ir kitų mechaninių, bei fizikinių savybių. Krapai kaip mikrodalelės turi didesnį sukibimo plotą, kas lemia, kad krapų trinties koeficientas su latakų paviršiumi yra didesnis. Esant didesnei trinčiai transportavimo greitis mažėja. Tačiau matoma, kad krapų priklausomybės grafikas didėja tolygiai didėjant žadinimo amplitudei. Pipirų transportavimo greičio priklausomybės rezultatai yra labai nepastovūs. Taškų šokinėjimas parodo, kad pipirų žirnėliai dėl savo formos, neišlaiko pastovumo keičiant žadinimo režimus.

3.7 Eksperimentinių ir modeliavimo rezultatų palyginimas

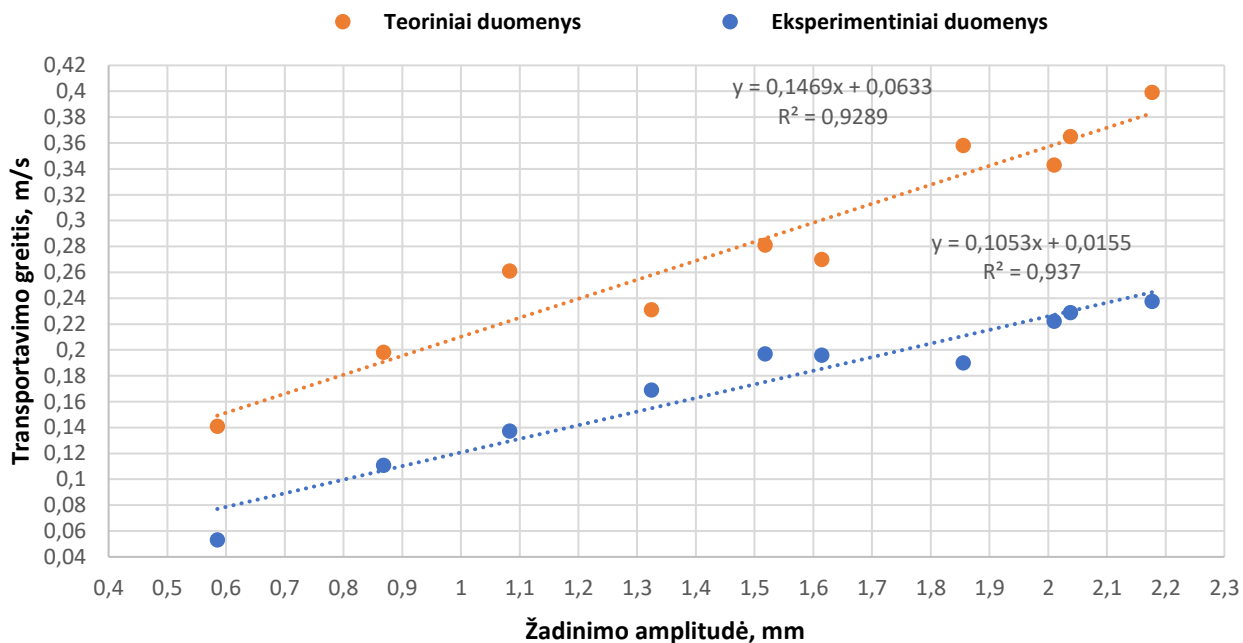
Rezonansiniai pakabos dažniai, darbe buvo nustatomi tiek teoriškai – atliekant skaičiavimus „Matlab“ programa, tiek eksperimentiškai – atliekant smūginį testą. Gauti rezultatai palyginami 3.5 lentelėje:

3.5 lentelė. Pakabos rezonansinio dažnio reikšmės palyginimas.

	Nustatytas teoriškai	Nustatytas eksperimentiškai
Pakabos rezonansinis dažnis, Hz	60,5	52,6

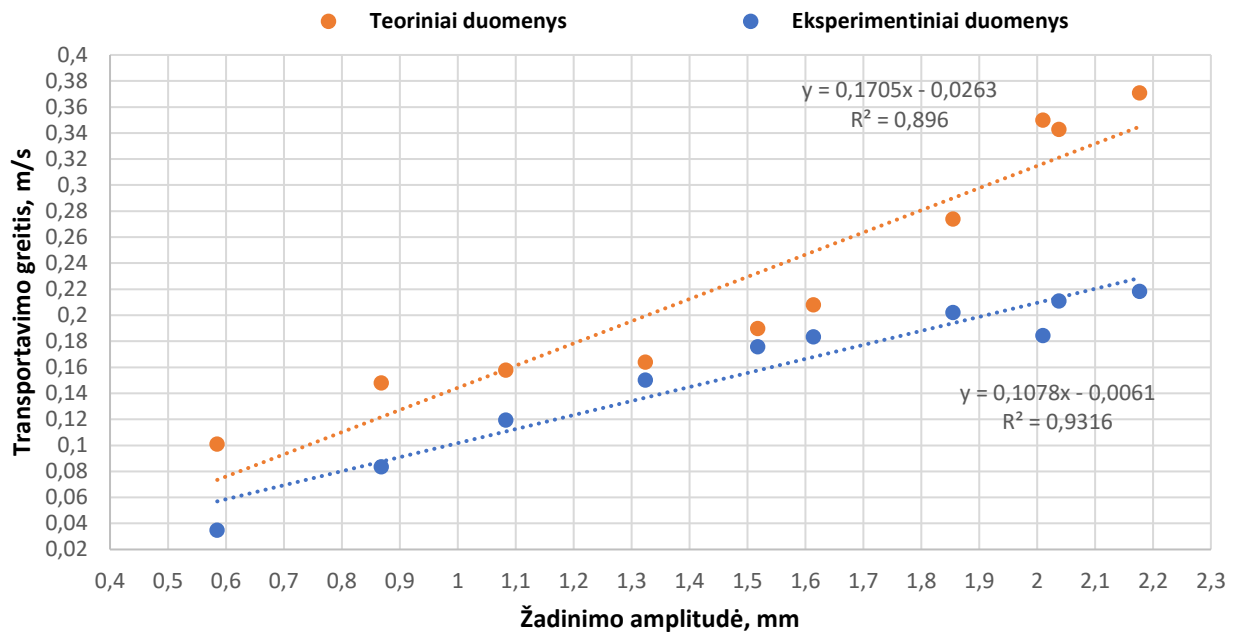
Eksperimento metu nustatytas pakabos rezonansinis dažnis gautas 1,15 karto mažesnis, nei apskaičiuotas „Matlab“ programa. Skirtumą tarp rezultatų būtų galima paaiškinti, matematinio modelio

netikslumu, bei pašalinių veiksnių atliekant matavimus eksperimento metu. Papildomo standumo galėjo suteikti pneumatinis raumuo, kurio standumas nevertinamas atliekant teorinius skaičiavimus.



3.28 pav. Pipirų transportavimo greičio priklausomybės nuo impulso pločio rezultatų palyginimas.

Kaip matyti iš 3.28 pav., tarp teorinių ir eksperimentinių duomenų yra apie 39,8% skirtumas. Skirtumą galima paaiškinti tuo, kad simuliacijoje aprašomos transportuojamos dalelės nėra identiškoms prieskoniams naudojamiems eksperimento metu, jų fizikinės ir mechaninės savybės yra panašios, bet nevienodos. Esminis faktorius turintis įtakos rezultatų skirtumui yra trinties koeficientas, kurį reikia užduoti simuliacijos metu.



3.29 pav. Krapų transportavimo greičio priklausomybės nuo impulso pločio rezultatų palyginimas.

Palyginus abiejų kreivių duomenis nustatyta, kad simuliacijos metu gauti duomenys yra 31,4% didesni negu duomenys, gauti eksperimento metu. Rezultatai yra panašesni negu pipirų transportavimo, tai reiškia, kad simuliacijos metu krapų mikrodalelės buvo aprašytos tiksliau. Trinties koeficiento reikšmė priimta $\mu = 0,6$.

Rezultatų skirtumą galėjo iššaukti, konvejerio detalių, savųjų virpesių daroma įtaka. Atliekant eksperimentą, kai žadinamas latakas, dalis virpesių persiduoda į pagrindą, kuris pradeda virpėti kartu su visa konvejerio konstrukcija. Simuliacijos metu žadinamas yra tik latakas ir kita konvejerio konstrukcija nėra vertinama.

IŠVADOS

1. Atliekant literatūros apžvalgą, išnagrinėtos vibracinių konvejerių konstrukcijų ypatybės, susipažinta su galimais transportavimo režimais, apžvelgti virpesių generavimo įtaisai. Nuspręsta, projektuojant vibracinį konvejerį, panaudoti pneumatinį raumenį, kadangi jo kaina ir techninės galimybės tenkina keliamas sąlygas.
2. Projektavimo metu buvo nuspręsta, projektuoti pilnai išardomą konstrukciją, taip bus galima keisti pakabos standumą ir kitus elementus, siekiant iškeltų tikslų. Svarbiausi komponentai yra pneumatinis raumuo ir plokštelinės spyruoklės. Nuspręsta, kad plokštelinės spyruoklės bus gaminamos iš 1mm storio tekstolito plokštelės, kadangi konstrukcija išardoma tokių plokštelių galima pritaisyti po penkias abiejuose tvirtinimo vietose. Plokštelių standumo koeficientas nustatomas atliekant tyrimą apkrovimu. Standumo koeficientas, kai naudojamos trys plokštelės $k_3 = 5.767N/mm$, kai dvi $k_2 = 5.144N/mm$.
3. Apskaičiavus amplitudės dažnines charakteristikas „Matlab“ programa gautas pakabos rezonansinis dažnis $60,5Hz$. Nustatyti lovio savieji dažniai ir formos naudojant „Solidworks“ programinę įrangą: pirmoji moda – $749,82Hz$, antroji moda – $906,29Hz$, trečioji moda – $934,2Hz$, ketvirtoji moda – $1305,8Hz$, penktoji moda – $1600,1Hz$, kadangi žadinamas vyks tik iki $100Hz$, lovys nepasieks savųjų dažnių. Atliekant smūginį bandymą nustatyta, kad konvejerio pakabos rezonansinis dažnis yra $52,6Hz$. Pagal gautą kreivę išskaičiuotas slopinimo koeficientas $b = 0,514N/(m/s)$. Patikrinus ar žadinant konstrukciją su pneumatiniu raumenu, pakabos rezonansinis dažnis nepakis, nustatyta, kad žadinimo metu, rezonansinis dažnis yra $50Hz$. Palyginus, pakabos rezonansinių dažnių, rezultatus, pastebėta, kad teoriškai apskaičiuota reikšmė yra 13,1% didesnė, nei eksperimentinė. Rezultatų skirtumas grindžiamas skaičiuojamosios programos netikslumais, kadangi neįvertinamas pneumatinio raumens standumas.
4. Atliekant lovio žadinimo eksperimentą nustatyta, kaip kinta amplitudė keičiant žadinimo dažnį. Nustatyta, kad didžiausią įtaką žadinimo amplitudei, turi sistemos slėgis. Ištirtos, sistemos žadinimo, valdymo galimybės, keičiant nustatymus. Didinant impulso plotį amplitudė didėja iki kol impulso plotis pasiekia 80%, tada amplitudės reikšmė krinta. Žadinant lataką didelėmis amplitudėmis, konvejeris pereina į rezonansą, kas yra netinkamas režimas. Nustatinėjant krovinio transportavimo greičio priklausomybę nuo žadinimo dažnio, gauti rezultatai rodo, kad žadinant konstrukcija, dažniais artimais rezonansiniams, krovinio transportavimas būna efektyviausias: pipirai $50Hz - 0,202m/s$; krapai $50Hz - 0,191m/s$. Iš rezultatų, gautų tiriant žadinimo amplitudės daromą įtaką transportavimo greičiui, nustatyta, kad didėjant amplitudei greitis didėja. Tačiau, pasiekus amplitudės reikšmes didesnes nei $1,855x$ kryptimi ir $1,071y$,

konvejeris rezonuoja ir transportavimas vyksta nesklaidžiai. Atlikus skaičiavimus EDEM programa gauti rezultatai rodo, kad transportuojamų dalelių skirtumas turi didelės įtakos transportavimo pastovumui. Krapai kaip mikrodalelės transportavimo metu išvysto mažesnius greičius, bet tolygesnį judėjimą, o pipirai atvirksčiai.

5. Transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo amplitudės rezultatai, gauti eksperimentiškai ir teoriškai, skiriasi 39,8% pipirų ir 31,4% krapų. Skirtumas tarp rezultatų atsiranda dėl, modelyje panaudotų, apibendrintų, prieskonių dalelių, fizikinių ir mechaninių savybių, galimų skirtumų nuo realių.

LITERATŪROS ŠALTINIAI

1. Federavičius, A. ir Tarasevičius, K. (1998). Miniatiūrinių detalių vibracinio transportavimo bei orientavimo mechanizmai ir jų dinamika: monografija. Kaunas: Technologija.
2. Kong, X., Zhang, X., Li, Q. ir Wen, B. (2014). Dynamical analysis of vibratory feeder and feeding parts considering interactions by an improved increment harmonic balance method. *Journal of mechanical engineering science*, 229(6), 1029-1040.
doi:10.1177/0954406214542841
3. Frei, P. U. (2002). An intelligent vibratory conveyor for the individual object transportation in two dimensions. In *Intelligent Robots and Systems, 2002. IEEE/RSJ International Conference on* (Vol. 2, pp. 1832-1837). IEEE. [žiūrėta 2018-04-14]. Prieiga per internetą <http://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/1044022/>
4. Bakšys, B., Ramanauskytė, K., ir Povilionis, A. B. (2009). Vibratory manipulation of elastically unconstrained part on a horizontal plane. *Mechanics*, 75(1), 36-41. [žiūrėta 2018-04-14] Prieiga per internetą <http://www.mechanika.ktu.lt/index.php/Mech/article/view/15188>
5. Matos, M. S. V., Mesquita, A. L. A., Mascarenhas, F. P., da Silva Carvalho, L. C., & Mesquita, A. L. A. (2013). Study of influence of vibration parameters on the efficiency of horizontal vibrating screen using the discrete element method. Pirenopolis: Cilamce. [žiūrėta 2018-04-19]. Prieiga per internetą <http://www.swge.inf.br/sitecilamce2013/cd/PDFS/CILAMCE2013-0235.PDF>
6. Grochowski, R., Walzel, P., Rouijaa, M., Kruelle, C. A., & Rehberg, I. (2004). Reversing granular flow on a vibratory conveyor. *Applied physics letters*, 84(6), 1019-1021.
doi:10.1063/1.1646219
7. Han, I., & Lee, Y. (2002). Chaotic dynamics of repeated impacts in vibratory bowl feeders. *Journal of sound and vibration*, 249(3), 529-541.
doi:10.1006/jsvi.2001.3874
8. Tarasevičius, K. (1998). Vibracinio transportavimo, esant valdomai sausajai trinčiai, dinamikos tyrimas: daktaro disertacija. Kaunas: Technologija.
9. Vibraciniai konvejeriai. Iš generalkinematics [Interaktyvus]. [žiūrėta 2017-05-14]. Prieiga per internetą:
<https://www.generalkinematics.com/product/vibrating-transfer-conveyors/>
10. Vibracinis maitintuvas. Iš ballmillfactory [Interaktyvu]. [žiūrėta 2017-05-14]. Prieiga per internetą:
<http://www.ballmillfactory.com/crusher-screening-plant/vibrating-feeder.html>

11. Vibracinis bunkeris. Iš researchgate [Interaktyvus]. [žiūrėta 2017-05-14]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/figure/3631416_fig1_Figure-1-A-Typical-Vibratory-Bowl-Feeder-for-Orienting-Industrial-Parts-Reprinted
12. Sun, Z., Jiang, L., & Xiao, W. (2015, October). The model and experimental study of spiral piezoelectric vibration feeder. In *Communication Technology (ICCT), 2015 IEEE 16th International Conference on* (pp. 155-157). IEEE.
doi:10.1109/ICCT.2015.7399813
13. Lim, K. J., Kang, S. H., & Lee, J. S. (2004). Design and properties of piezoelectric vibrator with generating function by FEM analysis. *Journal of electroceramics*, 13(1-3), 429-432.
<https://doi.org/10.1007/s10832-004-5137-4>
14. Mačiukienė, V. (2016). Įrenginio, skirto magnetoreologinių skysčių parametrų nustatymui, sukūrimas ir tyrimas: Daktaro disertacijos santrauka : Technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T). Kaunas: KTU. [žiūrėta 2018-02-04] Prieiga per internetą <http://talpykla.elaba.lt/elaba-fedora/objects/elaba:18179298/datastreams/MAIN/content>
15. Bracacescu, C., Sorica, C., Manea, D., Ivancu, B., & Popescu, S. (2014). Theoretical researches on kinematics and dynamics of vibrating sieves electromagnetically driven. *Acta Technica Corviniensis-Bulletin of Engineering*, 7(4), 75. [žiūrėta 2018-04-19] Prieiga per internetą <https://search.proquest.com/openview/2d96c59d6f636a5f49a3ababd1437ba4/1?pq-origsite=gscholar&cbl=616471>
16. Vibracijų technologijos. Iš olivibrators [Interaktyvus]. [žiūrėta 2017-05-14]. Prieiga per internetą: <http://www.olivibrators.com.au/vibration-technology>
17. Wickramatunge, K. C., & Leephakpreeda, T. (2013). Empirical modeling of dynamic behaviors of pneumatic artificial muscle actuators. *ISA transactions*, 52(6), 825-834.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.isatra.2013.06.009>
18. Wang, G., Wereley, N. M., & Pillsbury, T. (2015). Non-linear quasi-static model of pneumatic artificial muscle actuators. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 26(5), 541-553.
doi:10.1177/1045389X14533430
19. Festo, A. G. (2007). Fluidic Muscle DMSP. MAS, Operation instructions, FESTO, Esslingen, Germany. [žiūrėta 2018-04-14] Prieiga per internetą https://www.festo.com/cat/lt_lt/products_DMSP
20. Rademacher, F. J. C., & ter Borg, L. (1994). On the theoretical and experimental conveying speed of granular bulk solids on vibratory conveyors. *Forschung im Ingenieurwesen*, 60(10), 261-283. [žiūrėta 2018-04-22] Prieiga per internetą <https://link.springer.com/article/10.1007/BF02601316>

21. Ramalingam, M., & Samuel, G. L. (2009). Investigation on the conveying velocity of a linear vibratory feeder while handling bulk-sized small parts. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 44(3-4), 372-382.
doi:10.1007/s00170-008-1838-1
22. Rade, D. A., De Albuquerque, E. B., Figueira, L. C., & Carvalho, J. C. M. (2013). Piezoelectric Driving of Vibration Conveyors: An Experimental Assessment. *Sensors*, 13(7), 9174-9182.
doi:10.3390/s130709174
23. Žiliukas, Pranas, ir Barauskas, Rimantas. (1997). *Mechaniniai virpesiai: Vadovėlis*. Kaunas: Technologija.
24. Virpesių slopinimo/izoliavimo elementas. Iš ELESA-GANTER [žiūrėta: 2018.01.21] Prieiga per internetą: <https://www.elsa-ganter.com/products/machine-elements/series/dva-4-dva-5>
25. Despotović, Ž. V., Urukalo, D., Lečić, M. R., & Čosić, A. (2017). Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results. *Applied Mathematical Modelling*, 41, 1-24.
<https://doi-org.ezproxy.ktu.edu/10.1016/j.apm.2016.09.010>
26. Plokštelinės spyruoklės. Iš PAR-Group. [žiūrėta: 2018.01.21] Prieiga per internetą: <http://www.par-group.co.uk/high-temperature-insulation/glass-based-laminates/leaf-springs/>
27. Europos parlamentas ir taryba. (2014). Europos parlamento ir tarybos reglamentas (EB) Nr. 1935/2004. [žiūrėta: 2018.01.21]. Prieiga per internetą <http://eurlex.europa.eu/legalcontent/LT/TXT/PDF/?uri=CELEX:02004R193520090807&qid=1402051573466&from=LT>
28. Nerūdijančio plieno mechaninės charakteristikos. Iš make ir from. [žiūrėta: 2018.01.21] Prieiga per internetą: <https://www.makeitfrom.com/material-group/Wrought-Austenitic-Stainless-Steel>
29. Z. V. Despotovic, Z. V. Stojiljkovic PSPICE Simulation of two-mass vibratory conveying system with electromagnetic drive, Serbia & Montenegro, Belgrade, EUROCON 2005.
30. M. Ramalingam G. L. Samuel Investigation on the conveying velocity of a linear vibratory feeder while handling bulk-sized small parts. London. Springer-Verlag 2008.
31. Xu, Y., Musser, J., Li, T., Padding, J. T., & Rogers, W. A. (2017). Particles climbing along a vertically vibrating tube: numerical simulation using the Discrete Element Method (DEM). *Powder Technology*, 320, 304-312.

1 Priedas. Matlab programos kodas.

```
% Vibrokonvejerio_tamprus_modelis
%
k11=1.0288e5; % tampriu rysiu standumas (N/m)
k22=0.18e5;
k33=8.6e5;
k44=0.0708e5;
k42=0.018e5;
k43=0.2924e5;
k24=0.018e5;
k34=0.2924e5;
%
m11=0.756; % koncentruota mase konstrukcijos mazge (kg)
m22=3.927;
m33=3.927;
m44=0.0265;
m42=-0.061;
m43=-1.53e-3;
m34=-1.53e-3;
m24=-0.061;
m13=0.383;
m31=0.383;
m12=-0.655;
m21=-0.655;
m14=0.052;
m41=0.052;
%
b11=1.028; % klampos koeficientas (N/(m/s))
b22=2.25;
b24=0.0225;
b42=0.0225;
b33=10.75;
b34=0.366;
b43=0.366;
b44=0.0885;
%
F1=-94; % mazgines jegos modulis (N)
%
N=4; % konstrukcijos laisves laipsniu skaicius
%
% Pagal duotaji konstrukcijos brezini sudaromos jos matricos:
% Standumo matrica:
K=[ k11, 0, 0, 0;
    0, k22, 0, k24;
    0, 0, k33, k34;
    0, k42, k43, k44];
%
% Masiu matrica:
M=[m11, m12, m13, m14;
   m21, m22, 0, m24;
   m31, 0, m33, m34;
   m41, m42, m43, m44];
%
% Slopinimo matrica:
C=[b11, 0, 0, 0;
   0, b22, 0, b24;
   0, 0, b33, b34;
   0, b42, b43, b44];
```

```

%
% Pagal duotaji konstrukcijos brežini sudaromi konstrukcijos
% zadinimo jegu amplitudziu vektoriai:
FC=[F1, 0, 0, 0]; % zadinimo jegu kosinusiniu amplitudziu vektorius
% FS=[0,0,0,0]; % zadinimo jegu sinusiniu amplitudziu vektorius
%
% Uzduodama skaiciuojamuju ADCH ir FDCH zadinimo dazniu sritis,
% t.y., maziausia ir didziausia dazniu reiksmes wmin, wmax:
wmin=0; % (rad/s)
wmax=1000; % (rad/s)
%
% Nurodomas zadinimo dazniu skaicius NW:
NW=5000;
%
%=====
%=====
%
% Nesimetrine standumo matrica yra viena is dazniausiai pasitaikanciu
% klaidu, todėl verta patikrinti standumo matricos simetriskuma:
%
for i=1:N % Ciklas per eilutea
    if K(i,i)<=0
str=sprintf('K matricos diagonales narys K(%g,%g) neigiamas arba =0',i,i);
disp(str)
    end
    for j=i:N %ciklas per stulpelius
        if K(i,j)~=K(j,i)
str=sprintf('K matrica nesimetrine, nelygus nariai: K(%g,%g) ir
K(%g,%g)',i,j,j,i);
disp(str)
        end
    end
end

% konstrukcijos priverstiniu virpesiu ADCH ir FDCH skaiciavimas
%
clc % Clear Command Window
clear all % Removes all variables, functions, and MEX-files from memory,
leaving the workspace empty.
close all % Deletes all figures whose handles are not hidden.
format short e % 5-digit floating point numeric format
format compact % Suppresses excess line feeds to show more output in a single
screen. Contrast with loose
% format loose % Adds linefeeds to make output more readable. Contrast with
compact.
%
K=[];
M=[];
C=[];
A=[];
B=[];
FS=[];
FC=[];
AMPL=[];
PHASE=[];
w=[];
UC=[];
US=[];
U=[];
%

```

```

%=====
% Ivedami iseities duomenys:
modelis
% Tamprus_modelis_is_3_masiu
%=====
%
% 'Laisves laipsniu skaicius:'
N
% 'Standumo matrica:'
K
% 'Masiu matrica:'
M
% 'Klampumo matrica:'
C
% 'Zadinimo amplitudes FC:'
FC'
% 'Zadinimo amplitudes FS:'
FS'
% 'Zadinimo daznio diapazono apatine ir virsutine ribos:'
wmin
wmax
% 'Zadinimo daznio reiksmiu skaicius:'
NW
%Zadinimo dazniu zingsnis ir reiksmes:
dw=(wmax-wmin)/(NW-1);
w=wmin:dw:wmax;
%
% Sprendziama lygciu sistema {U}[A]={B}, ieskomos konstrukcijos tasku amplitudes
ir fazes:
for i=1:NW % Pradedamas ciklas per zadinimo daznius
    n2=N+1;
    % matrica A:
    A(1:2*N,1:2*N)=0*ones(2*N); % Suformuojama lygciu sistemos koeficientu
matrica:
    A(1:N,1:N)=K-(w(i)^2)*M; %
    A(1:N,n2:2*N)=w(i)*C; % I [K]-w^2*[M] w*[C] I
    A(n2:2*N,1:N)=-w(i)*C; % A= I I
    A(n2:2*N,n2:2*N)=K-(w(i)^2)*M; % I -w*[C] [K]-w^2*[M] I

    % desines puses vektorius B :

    B(1:N)=FC; % Suformuojamas laisvuju nariu vektorius:
    B(n2:2*N)=0; % I {Fc} I
    % B= I I
    % I {Fs} I

    U=A\B'; % issprendziama lygciu sistema {U}[A]={B}
    UC=U(1:N); % vektoriuje U gautos atsako amplitudes
    US=U(n2:2*N); % uzrasomos i sinusiniu ir kosinusiniu
    % amplitudziu vektorius UC ir US

    for j=1:N % I matricu AMPL ir PHASE
        AMPL(j,i)=sqrt(UC(j)^2+US(j)^2); % j-aji stulpeli uzrasomos
        PHASE(j,i)=atan2(US(j),UC(j)); % visu konstrukcijos tasku
    end % amplitudes ir fazes
end % ciklo per zadinimo daznius pabaiga

%-----
% GRAFIKU BRAIZYMAS:
%-----
% I masyva SPL uzrasomi kreiviu spalvas (galima uzrasyti ir

```

```

% linijos braizymo budo) valdantieji simboliai:
SPL=['k'; % juoda p
     'r'; % raudona w
     'g'; % zalia u
     'b']; % melina fi
%     'm'; % fioletine
%     'c'; % zidra
%     'y'; % geltona
%     'w']; % balta
%
% ADCH:
figure(1);
zoom on
hold on
for j=1:N
    plot(w,AMPL(j,1:i),SPL(j));
    zoom
end
grid
hold off
title('Amplitudes daznine charakteristika');
ylabel('amplitudes(m) spalvu eile: k r g b ');
xlabel('kampinis zadinimo daznis (rad/s)');

% FDCH
figure(2);
hold on
for j=1:N
    plot(w,PHASE(j,1:i),SPL(j));
    zoom
end
grid
hold off
title('Fazes daznine charakteristika ');
ylabel('fazes(rad) spalvu eile: k r g b ');
xlabel('kampinis zadinimo daznis (rad/s)');

```


2 Priedas. 3.6 lentelė, 3.7 lentelė, 3.8 lentelė ir 3.9 lentelė

3.6 lentelė. Pipirų, transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio, eksperimento rezultatai, kai naudojamos 3 plokštelinės spyruoklės.

Žadinimo dažnis, Hz	Transportavimo laikas, s			Vidutinė laiko reikšmė t_{vid} , s	Apskaičiuota transportavimo greičio reikšmė, m/s
	t_1	t_2	t_3		
5	25,2	20,3	25,03	23,51	0,007656
10	8,53	8,07	8,28	8,293333	0,021704
15	3,09	3,42	3,74	3,416667	0,052683
20	5,85	6,17	6,63	6,216667	0,028954
25	2,18	2,64	2,82	2,546667	0,070681
30	1,85	1,97	1,91	1,91	0,094241
35	3,35	3,29	3,61	3,416667	0,052683
40	1,46	1,65	1,58	1,563333	0,115139
45	1,59	1,58	1,52	1,563333	0,115139
50	1,13	0,93	0,8	0,953333	0,188811
55	0,93	1,01	0,88	0,94	0,191489
60	0,93	0,94	0,87	0,913333	0,19708
65	1,07	1,2	1,13	1,133333	0,158824
70	1,59	1,72	1,39	1,566667	0,114894
75	2,44	2,63	2,83	2,633333	0,068354
80	5,06	4,86	4,94	4,953333	0,036339
85	9,89	9,97	10,03	9,963333	0,018066

3.7 lentelė. Pipirų, transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio, eksperimento rezultatai, kai naudojamos 2 plokštelinės spyruoklės.

Žadinimo dažnis, Hz	Transportavimo laikas, s			Vidutinė laiko reikšmė t_{vid} , s	Apskaičiuota transportavimo greičio reikšmė, m/s
	t_1	t_2	t_3		
5	30,48	27,96	29,46	29,3	0,006143
10	8,79	10,09	8,71	9,196667	0,019572
15	5,78	5,58	5,58	5,646667	0,031877
20	3,48	3,23	3,22	3,31	0,054381
25	1,52	1,4	1,58	1,5	0,12
30	1,97	2,31	2,11	2,13	0,084507
35	1,39	1,59	1,45	1,476667	0,121896
40	0,99	0,93	0,96	0,96	0,1875
45	0,87	0,86	1	0,91	0,197802
50	0,87	1	0,81	0,893333	0,201493
55	0,81	0,87	2,84	1,506667	0,119469
60	1,39	1,26	1,13	1,26	0,142857
65	1,78	1,98	2,11	1,956667	0,091993
70	3,3	3,35	3,4	3,35	0,053731

3.7 lentelės tęsinys.

75	5,39	5,9	5,77	5,686667	0,031653
80	10,36	10,22	9,64	10,07333	0,017869
85	23,07	23,62	23,4	23,36333	0,007704

3.8 lentelė. Krapų, transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio, eksperimento rezultatai, kai naudojamos 3 plokštelinės spyruoklės.

Žadinimo dažnis, Hz	Transportavimo laikas, s			Vidutinė laiko reikšmė t_{vid}, s	Apskaičiuota transportavimo greičio reikšmė, m/s
	t_1	t_2	t_3		
5	37,69	34,53	34,81	35,67667	0,005326
10	12,45	13,61	14,27	13,44333	0,014133
15	7,08	6,81	6,82	6,903333	0,027523
20	5,63	5,7	5,57	5,633333	0,033728
25	4,27	3,94	4,13	4,113333	0,046191
30	3,35	3,49	3,55	3,463333	0,05486
35	4,2	4,2	4,13	4,176667	0,045491
40	2,9	2,83	2,89	2,873333	0,066125
45	2,31	2,17	2,31	2,263333	0,083947
50	1,32	1,4	1,32	1,346667	0,141089
55	1,21	1,2	1,19	1,2	0,158333
60	0,99	1	1	0,996667	0,190635
65	1,52	1,66	1,59	1,59	0,119497
70	2,25	2,44	2,31	2,333333	0,081429
75	3,89	3,82	3,88	3,863333	0,04918
80	6,82	6,7	6,83	6,783333	0,02801
85	15,85	14,89	15,59	15,44333	0,012303

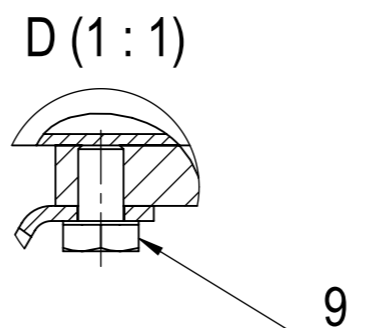
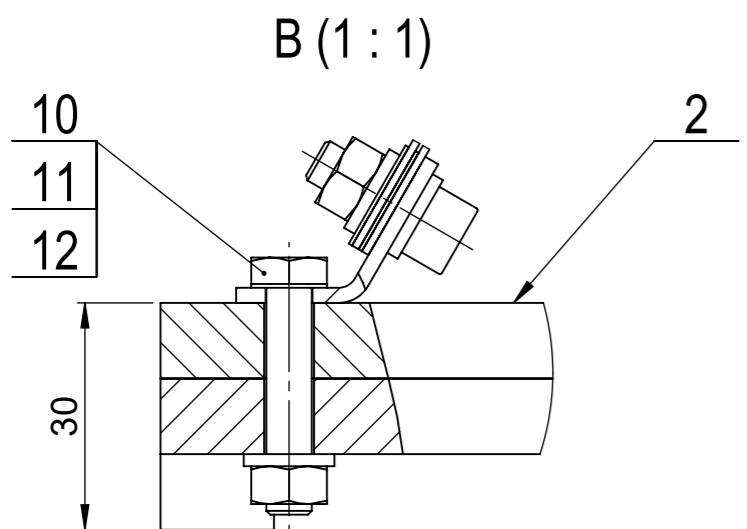
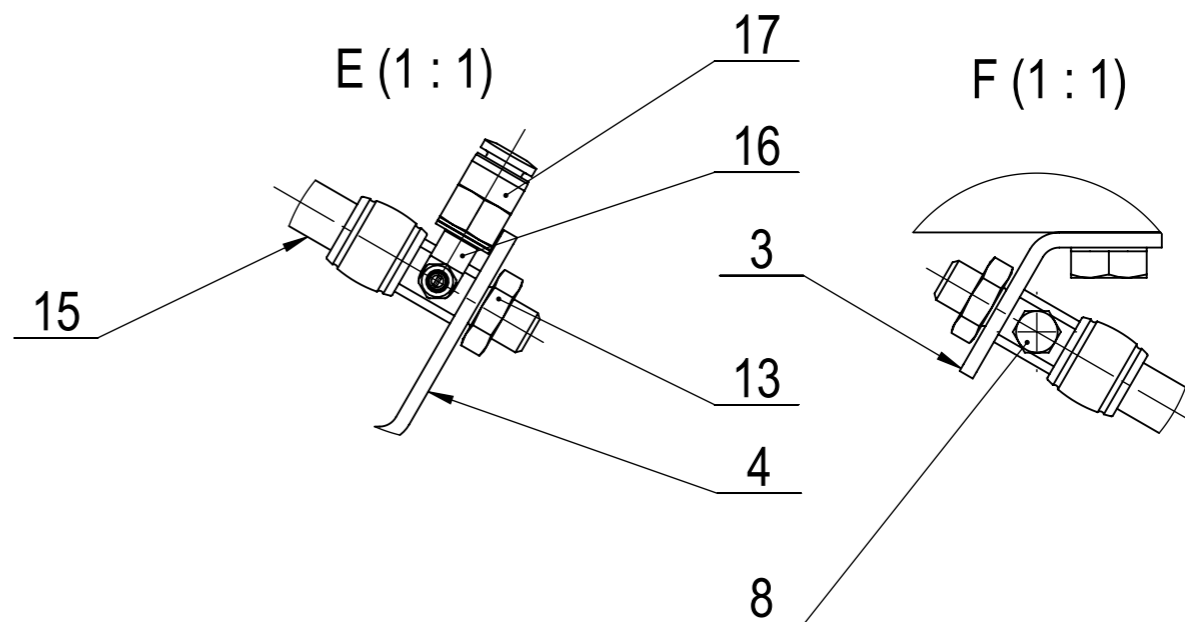
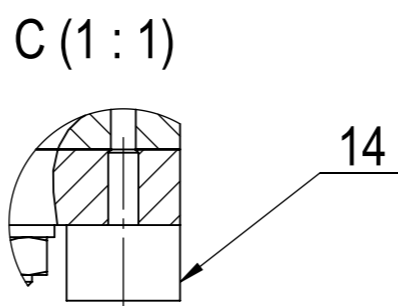
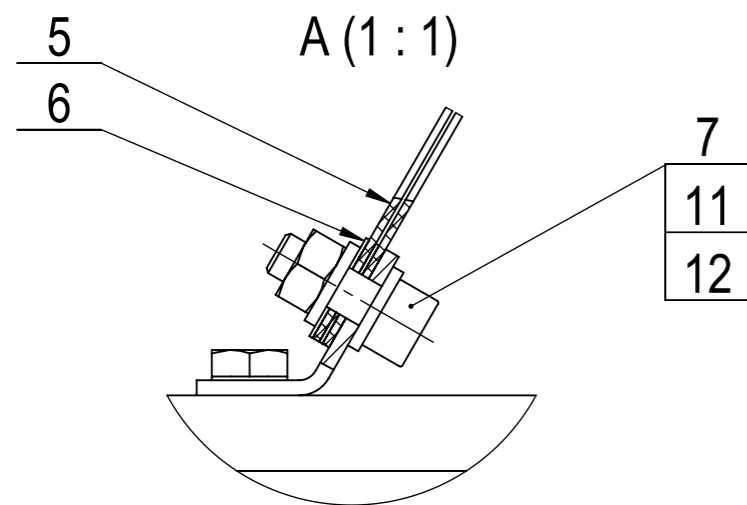
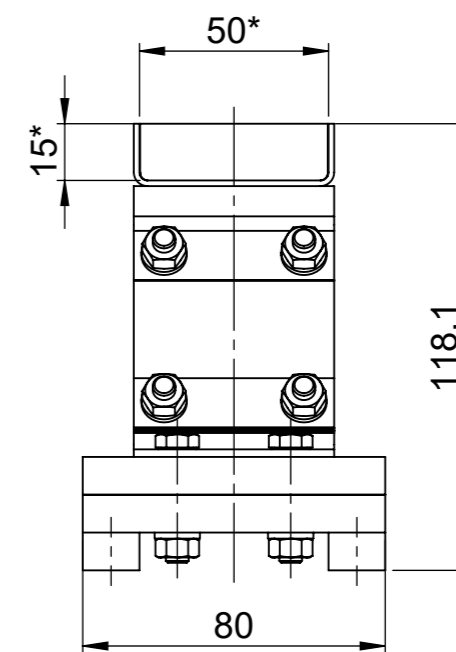
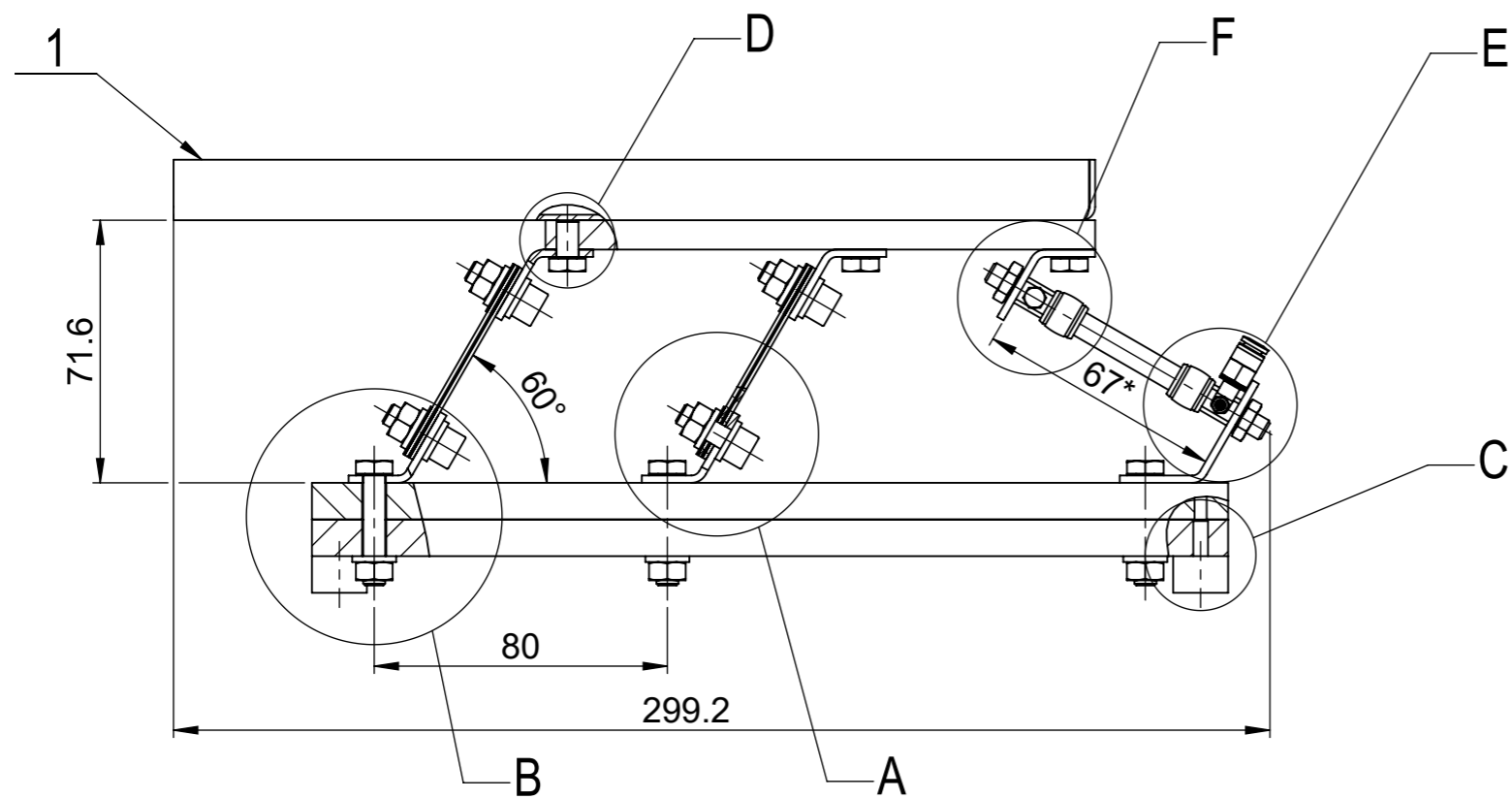
3.9 lentelė. Krapų, transportavimo greičio priklausomybės nuo žadinimo dažnio, eksperimento rezultatai, kai naudojamos 2 plokštelinės spyruoklės.

Žadinimo dažnis, Hz	Transportavimo laikas, s			Vidutinė laiko reikšmė t_{vid}, s	Apskaičiuota transportavimo greičio reikšmė, m/s
	t_1	t_2	t_3		
5	30,37	31,43	29,02	30,27333	0,006276
10	10,61	1,09	9,77	7,156667	0,026549
15	7,22	7,29	7,35	7,286667	0,026075
20	3,75	3,76	3,55	3,686667	0,051537
25	1,91	1,65	1,85	1,803333	0,10536
30	4,47	4,58	4,6	4,55	0,041758
35	2,95	3,04	2,9	2,963333	0,064117
40	1,45	1,84	1,92	1,736667	0,109405
45	1,13	1,19	1	1,106667	0,171687
50	0,86	0,94	1,19	0,996667	0,190635
55	1,2	1,13	1,19	1,173333	0,161932
60	1,92	1,86	1,91	1,896667	0,100176
65	2,96	2,9	2,89	2,916667	0,065143

3.9 lentelės tęsinys.


70	4,92	5,18	5,05	5,05	0,037624
75	8,66	8,59	8,32	8,523333	0,022292
80	15,98	15,98	15,98	15,98	0,01189
85	44,39	44,39	44,39	44,39	0,00428

3 Priedas. Vibracinio konvejerio surinkimo brėžinys ir detalių sąrašas.



1. * Informacinis matmuo.
2. Tvirtinant pneumatinį raumenį, nesusupausti ar neištempti jo guminės dalies.

	Byla, laikmena		Papildoma informacija		Medžiaga		Mastelis M1:2
Atsakinga žinyba MIDF		Konsultantas		Dokumento tipas Surinkimo brėžinys		Dokumento statusas Mokomasis	
Savininkas kauno technologijos universitetas		Rengė Juožas Žentelis		Antraštė Vibracinis konvejeris		VK-00.000 SB	
		Tvirtino Doc. Dr. Sigitas Kilikevičius		Laida A	Data 29/5/2018	Kalba lt	Lapas 1/1

FORMATAS	ZONA	POZICIJA	ŽYMĖJIMAS	PAVADINIMAS	SKAIČIUS	PASTABA
				<u>Dokumentacija</u>		
A3			VK – 00.000 SB	Surinkimo brėžinys		
				<u>Junqiniai</u>		
A3	1		VK – 01.000	Vibro latakas	1	
				<u>Detalės</u>		
A4	2		VK – 00.001	Padas	2	
A4	3		VK – 00.002	Laikančioji plokštelė	5	
A4	4		VK – 00.002-01	Laikančioji plokštelė	1	
A4	5		VK – 00.003	Plokštelinė spyruoklė	4	
A4	6		VK – 00.004	Tarpinė plokštelė	8	
				<u>Standartiniai gaminiai</u>		
				<u>Sraigčiai</u>		
		7		M6x16 DIN 912 – A2	8	
				<u>Varžtai</u>		
		8		M3x5 DIN 933 – A2	1	
		9		M6x10 DIN 933 – A2	6	
		10		M6x30 DIN 933 – A2	6	
Atsakinga žinyba MIDF			Konsultantas	Dokumento tipas Detalių sąrašas	Dokumento statusas Mokomasis	
Organizacija  <small>kauno technologijos universitetas</small>			Rengė J. Žentelis Tvirtino Doc. Dr. S. Kilikevičius	Antraštė Vibracinis konvejeris	VK-00.000	
					Laida A	Data 2018-05-29
					Kalba lt.	Lapas 1/2

