

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
VYTAUTO DIDŽIOJO UNIVERSITETAS

SHANKER GANESH KRISHNAMOORTHY

**VIBRACIJŲ SLOPINIMAS KONTROLIUOJANT
ELEKTROMECHANINIŲ ĮTAISŲ MECHANINIŲ REZONANSĄ**

Daktaro disertacijos santrauka
Technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (T 009)

2021, Kaunas

Disertacija rengta 2015-2020 metais Kauno technologijos universiteto mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultete, gamybos inžinerijos katedroje. Mokslinius tyrimus rėmė Lietuvos mokslo taryba.

Mokslinis vadovas:

Doc. dr. Inga SKIEDRAITĖ (Kauno technologijos universiteto, Technologijos mokslai, Mechanikos inžinerija, T 009)

Redagavo: Aurelija Gražina Rukšaitė (Leidykla “Technologija”)

Mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Prof. dr. Giedrius JANUŠAS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, T 009), – **pirmininkas**;

Habil. dr. Algimantas BUBULIS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, T 009);

Prof. dr. Arkadiusz MYSTKOWSKI (Balstogės technikos universitetas, Lenkija, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, T 009);

Prof. dr. Juozas PADGURSKAS (Vytauto Didžiojo universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija, T 009).

Disertacija bus ginama viešame mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje 2021 m. balandžio 30 d. 11 val. Kauno technologijos universitete. Disertacija bus ginama nuotoliniu būdu.

Tel. (370) 37 300 042; faks. (370) 37 324 144; el. paštas doktorantura@ktu.lt.

Disertacijos santrauka išsiųsta 2021 m. kovo 30 d.

Su disertacija galima susipažinti internetinėje svetainėje <http://ktu.edu> ir Kauno technologijos universiteto bibliotekoje (K. Donelaičio g. 20, 44239 Kaunas).

TURINYS

ĮVADAS	4
1. MIKROVIBRACIJOS KONTROLĖS METODAI.....	7
2. TEORINIS IR EKSPERIMENTINIS MIKROVIBRACIJŲ SLOPINIMO TYRIMAS, KEIČIANT REZONANSO SUDĖTINĖJE STRUKTŪROJE MAKSIMALIAS REIKŠMES	11
2.1. Biomechaninės pjezoelektrinės bimorfino tipo sijos savybės	11
2.2 Eksperimento rezultatai ir diskusija	15
3. TEORINĖ ANALIZĖ IR MODELIAVIMAS, SIEKIANT SLOPINTI VIBRACIJAS, KONTROLIUOJAMAS TRINTIES BŪDU	19
3.1 Teorinis tyrimas	20
3.2 Teorinis tyrimo rezultatų įgyvendinimas.....	24
4. ELEKTROMAGNETINIŲ ĮTAISŲ GEBĖJIMO SLOPINTI MIKROVIBRACIJAS ANALIZĖ, KEIČIANT SISTEMOS REZONANŠĄ.....	26
4.1 Teorinė elektromagnetinio slopintuvo kūrimo analizė	26
4.1.1 Elektromagnetinės jėgos, susidaranti elektromagnetinės sistemos viduje, analizė	26
4.2. Eksperimentinis tyrimas	30
5. MOKSLINĖ DISKUSIJA	34
IŠVADOS	38
LITERATŪROS SĄRAŠAS	40
MOKSLINĖ VEIKLA.....	42
Information about the author	43
RESUME	44
CONCLUSIONS	47

ĮVADAS

Tyrimo aktualumas

Mažos amplitudės vibracija, kurios dažnis svyruoja nuo 0,1 Hz iki 1 kHz, gali būti apibrėžiama kaip mikrovibracija [1], [2]. Mikrovibracijos, sklindančios mechaninėse sistemose, sukelia įvairių problemų, dėl kurių gali pablogėti jautrių įrenginių veikimas [3], [4]. Inžinieriai ir mokslininkai, prieš kurdami naujas mechanines sistemas kosmoso programoms, turi atsižvelgti į galimus būdus slopinti įrenginiuose mikrovibracijas. Todėl reikalingi tikslūs sprendimai projektuojant ir kontroliuojant mechanines sistemas, nes mikrovibracija, kurios dažnis yra iki 1 kHz, gali turėti įtakos jautrių matavimų įtaisų veikimui kosmoso įrangose [3], [5], kurie gali būti naudojami atstumui matuoti, arba įrangai, naudojamai vizualiniam vaizdavimui.

Siekiant sumažinti nereikalingus trukdžius, dažniausiai rekomenduojamas pasyvus vibracijų slopinimas ir izoliacija. Vibracijų lygį jautrioje konstrukcijos vietoje galima sumažinti, sumontavus įrangą ant atitinkamų sutvirtinimų. Tačiau dideli smūgio poveikiai ir ilgesnis įrenginio veikimo laikas veikia veikia tokios sutvirtinimus ir sukelia sistemos rezonanso pokyčius, kurie ir padidina mikrovibracijų sklaidimą.

Šiuo atveju aktyvus slopintuvas leidžia išspręsti mikrovibracijų slopinimo problemas. Kaip pavyzdį būtų galima paminėti Stiuarto (Stewart) [6] šešių ašių dinaminę vibracijų izoliavimo sistemą, kuri yra vienas iš geriausių proaktyvių sprendimų. Tačiau šie mechanizmai priklauso nuo sinchronizuoto skirtingų jungčių veikimo. Visas šias problemas gali išspręsti aktyvus izoliavimas, pavyzdžiui, naudojant formos atminties lydinį ar kitas išmaniąsias medžiagas, tokias kaip pjezoelektriniai elementai.

Minėtos sistemos gali suteikti optimalių rezultatų, bet jų mechaninio projektavimo pobūdis yra sudėtingas, o, įtraukus įvairius diegimo modulius, tik padidėja sistemų priklausomybės faktorius, t. y. techninės įrangos priklausomumas nuo valdymo sistemų.

Pastaraisiais metais svaraus indėlio slopinant mikrovibracijas būta siekiant išspręsti jautrių įrangų veikimą kosmose. Tai iš esmės yra dėl to, kad kosminiai įrenginiai turi mažą slopinimą, dėl kurio vibracijos trunka ilgai. Todėl šiame darbe sprendžiama su kosmoso programomis susijusi problema.

Panašius tyrimus Kauno technologijos universitete taip pat atliko V. Ostaševičius, A. Bubulis, R. Gaidys, V. Barzdaitis, V. Jurėnas, R. Jonušas, K. Ragulskis bei kiti tyrėjai.

Tyrimo tikslas ir uždaviniai

Darbo tikslas – sukurti inovacinį mikrovibracijų slopinimo metodą, remiantis tarpinės struktūros mechaninio rezonanso charakteristikų kontrole.

Tiksliui pasiekti suformuluoti tokie uždaviniai:

1. Atlikti mokslinės literatūros analizę mikrovibracijų slopinimo problematikai spręsti, atsižvelgiant į tris skirtingas metodikas.
2. Teoriškai ir eksperimentiškai įvertinti sudėtinės sijos konstrukcinio standumo reguliavimo procesą slopinant mikrovibracijas.
3. Atlikti jungiamosios sistemos standumo kitimo, valdant trintį, metodo teorinį tyrimą.
4. Teoriškai ir eksperimentiškai įvertinti elektromagnetinių slopintuvų, sukurtų naudojant jau egzistuojančias sistemas, tokias kaip sukurinės srovės slopintuvai ar įjungiamos ritės sistemos, konstrukciją.
5. Palyginti ir įvertinti tyrimo rezultatus, kad būtų galima parinkti tinkamiausią metodą taikyti praktikoje.

Mokslinis naujumas

1. Šiame tyrime pateiktas teorinis modelis, paaiškinantis pjezoelektrinio bimorfo atsaką, atsižvelgiant į dvi jėgimo įtampas su fazių poslinkiais. Be to, eksperimentiniai tyrimai rodo, kad 50 procentų vibracijos sumažėjimas yra įmanomas tiesiogiai jungiant aktyvius ir pasyvius pjezoelektrinio bimorfo sluoksnius, taip pat tai įmanoma ir be papildomos jungimo grandinės.
2. Teoriškai ištirtas naujas požiūris į vibracijos slopinimą kontroliuojant trinties jėgos dydį tarp dviejų plieno plokščių, veikiant kintamam magnetiniam srautui. Taip pat šiame tyrime teoriškai įvertinamas dabartinio požiūrio praktinis taikymas.
3. Atoveikio jėgos įtaka, keičiant sukurinės srovės slopintuvo ir dviejų ričių elektromagnetinio slopintuvo sistemų standumą, yra įvertinta teoriškai ir eksperimentiškai.

Gynimo tvirtinimai

1. Teorinis modelis paaiškina pjezoelektrinio bimorfo atsaką, atsižvelgiant į dvi jėgimo įtampas su fazių poslinkiais. 50 procentų vibracijos sumažėjimas galimas derinant netiesioginį pjezoelektrinio bimorfo pasyviųjų ir aktyviųjų sluoksnių jungimą ir jungimą be papildomos jungimo grandinės.
2. Naujas būdas vibracijai sumažinti yra trinties jėgos kontroliavimas tarp dviejų plieno plokščių, kintant magnetiniam srautui.
3. Pjezoelektrinės bimorfo sijos ar panašios išmanios sudėtinės struktūros panaudojimas yra labiausiai tinkanti technika iš trijų šiame tyrime tirtų metodų siekiant dabartinio tyrimo tikslo.

Tyrimo metodai

Pirmausia atliekama problemos analizė, siekiant identifikuoti parametrus, kurie reikalingi iškeltai prielaidai patikrinti. Didžiausias dėmesys skiriamas elektromechaninių įrenginių, paremtų struktūriniu, Kulono ir klampos metodais, gebėjimui slopinti vibracijas.

Kiekvienas metodas tiriamas remiantis teoriniu modeliu, naudojantis *MATLAB*, *COMSOL 5.3* ir *FEMM4.2* programomis atliekant vertinimą. *SolidWorks 2016* programa naudojama testavimo įrenginio projektavimui ir analizei. Suprojektuotas testavimo įrenginys atspausdinamas Kauno technologijos universiteto Mechanikos ir dizaino fakultete 3D spausdinimo laboratorijoje.

Ekspirimentinė analizė atliekama siekiant patikrinti teorinį tyrimą, atliktą Kauno technologijos universiteto Mechatronikos institute. Testavimo įrenginiams sužadinti naudojamas vibrostendas su bangų generatoriumi (DG1032) ir stiprintuvu (EPA-104). Testavimo įrenginio vibracijų amplitudė bus analizuojama optiniu jutikliu (OFV-505), sujungtu su vibrometru (OFV-5000) ir prie kompiuterio prijungtu PicoScope pikoskopu. Vibracijos taip pat analizuojamos lazeriniu poslinkio jutikliu (Keyence LK Series, LK-G82).

Praktinė vertė

Šis tyrimas suteikia teorinių ir praktinių įžvalgų apie tris skirtingus mikrovibracijų slopinimo metodus, kontroliuojant mechaninį elektromechaninių įtaisų rezonansą. Visi trys pasiūlyti ir tyrime išanalizuoti vibracijų slopinimo metodai yra tinkami įvairiems tikslams aukštos gravitacijos ir kintančio atmosferinio slėgio sąlygomis ir gali būti naudojami kosmoso programose. Be to, šie paprasti metodai gali būti naudojami kuriant ir vystant pakavimo technologijas, kur reikalingas vibracijų slopinimas transportuojant trapias ir vertingas medžiagas.

Tyrimų patvirtinimas (aprobavimas)

Šio tyrimo rezultatai publikuoti dviejuose moksliniuose žurnaluose, indeksuotuose „Web of Science“ leidiniuose su cituojamumo rodikliu. Vienas straipsnis yra nacionalinėje duomenų bazėje, o kitas yra tarptautinėje duomenų bazėje. Be to, dar trys straipsniai yra publikuoti konferencijų pranešimų medžiagoje, o vienas straipsnis publikuotas recenzuojamame moksliniame leidinyje. Šio tyrimai rezultatai pristatyti dviejose tarptautinėse konferencijose: *WSEAS: Applied and Theoretical Mechanics 2017* Kembridže ir *Mechanika 2017* Kaune, Lietuvoje.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro problemos analizės skyrius, trys pagrindiniai skyriai, rezultatų, gautų atlikus eksperimentus trimis skirtingais metodais, diskusija, išvados, literatūros sąrašas ir autoriaus publikacijų sąrašas.

Pirmoji dalis, kuri apima problemos analizę, leidžia suprasti tiriamą problemą ir apibrėžia tyrimų tikslą. Šioje dalyje aiškinama, kodėl pasirinkti trys vibracijų slopinimo metodai: struktūrinis slopinimas, vibracijų sumažinimas kontroliuojamo trinties proceso būdu ir elektromagnetinį įtaisą naudojanti klampi sistema.

Antrojoje dalyje nagrinėjamas mikrovibracijų slopinimas naudojant sudėtinę struktūras. Teoriškai ir eksperimento būdu analizuojami reikalingi matematiniai parametrai, siekiant suprasti pjezoelektrinio bimorfino tipo lenkimo elemento dinaminį elgesį kaip reakciją sužadavimo įtampai ir netiesioginiam jungimui.

Trečiojoje dalyje analizuojamas trinties tarp dviejų plieno plokščių kontrolės metodas, naudojant magnetinį srautą mikrovibracijoms kontroliuoti. Pademonstruojamas inovatyvus teorinis modelis, kuriuo analizuojama ir teoriškai patikrinamas išsikeltas tikslas su *FEMM* ir *MATLAB*.

Ketvirtojoje dalyje tiriamos atoveikio jėgos mikrovibracijai slopinti naudojant elektromagnetinį įtaisą. Sukuriamas specifinis testavimo įtaisas, generuojantis mikrovibracijas, o 3D spausdintuvu atspausdintos dalys naudojamos tam, kad sustabdytų medžiagų iš geležies ir magnetinių jėgų trukdžius. Šioje dalyje atliekama teorinė ir eksperimentinė elektromagnetinio įtaiso sugeneruotos jėgos analizė.

Penktojoje dalyje diskutuojama apie visus tirtus metodus ir jų diegimo procesus.

Disertacijos išvadų dalyje apibendrinamas atliktas tiriamasis darbas. Disertacijos pabaigoje pateikiamas publikacijų sąrašas ir nurodomi kiti tyrimo laikotarpio pasiekimai.

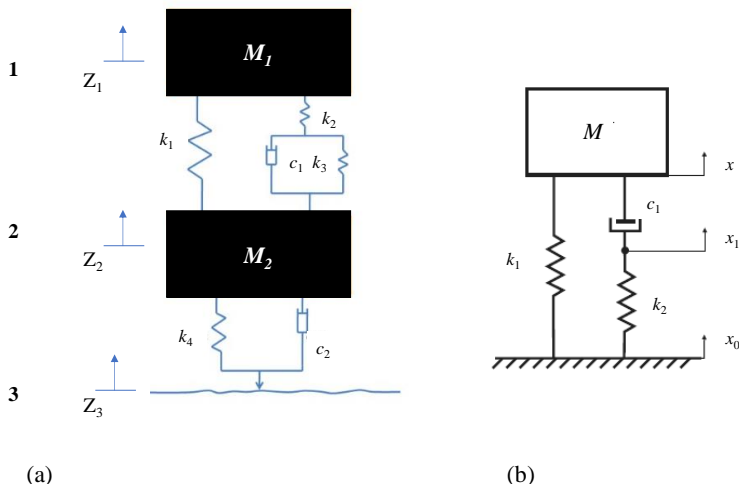
Pagrindinį disertacijos tekstą sudaro 106 puslapiai, 71 paveikslas ir 9 lentelės.

1. MIKROVIBRACIJOS KONTROLĖS METODAI

Žinoma nemažai reikšmingų darbų, susijusių su mikrovibracijų slopinimu, siekiant užtikrinti jautrios įrangos veikimą kosmoso programose [3], [5], [7], pavyzdžiui, vidutinio ilgio bangų infraraudonųjų spindulių jutikliai, lazeriniai komunikaciniai prietaisai ir astronominiai teleskopai gali būti jautri įranga erdvėlaivyje. Mažiau nei 1 kHz dažnio mikrovibracijos, atsirandančios dėl žemų slopinimo savybių kosmoso įrangoje, gali turėti įtakos jautrios įrangos naudojimo efektyvumui. Tad negalima ignoruoti tokių mažiau nei 1 kHz dažnio mikrovibracijų, kur reikalingi tikslūs jų konstrukcijos ir valdymo sprendimai [8]. Šiuo atveju pagrindiniais mikrovibracijų šaltiniais tampa kosminio laivo įranga, pavyzdžiui, krio aušintuvai ir duomenų saugojimo įrenginiai, bei elektrinių variklių, giroskopų, važiuoklių ir reakcijos ratų veikimas. Todėl svarbu visapusiškai ištirti vibracijos amplitudę ir dažnį, kuriuo banga sklinda įrenginiais.

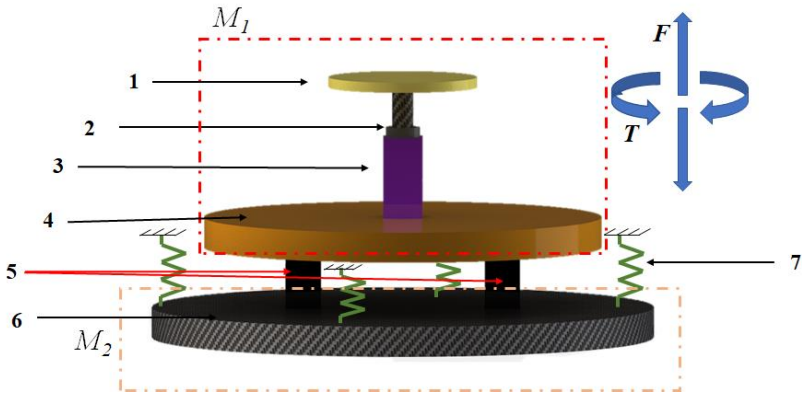
Tik taip įmanoma apsaugoti vertingą įrangą nuo virpesių. Naujausiuose tyrimuose ir įrenginiuose žadamas beveik absoliutus slopinimas. Tačiau šių įrenginių konstrukcija, valdymas, priklausomumas ir priežiūra ilgalaikėje perspektyvoje abejotina.

Šio tyrimo tikslas yra išnagrinėti slopinimo sistemų projektavimui ir diegimui keliamus reikalavimus (1.1 pav.). Darbe bus tiriama, kaip sumažinti ilgalaikio priklausomumo ir priežiūros faktorius. Todėl bus tikrinama inovatyvi prielaida – slopinti mikrovibracijas, keičiant maksimalias tarpinės struktūros rezonanso reikšmes.

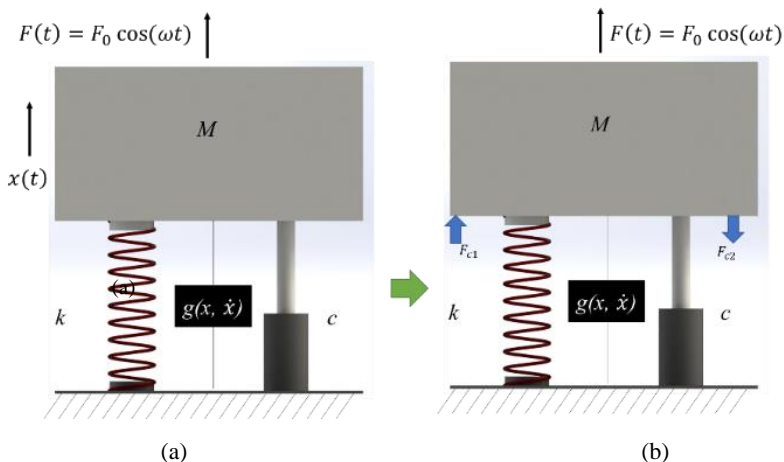


1.1 pav. Slopinimo sistemos tipai: a) dviejų masių: 1 – transporto priemonės kėbulas; 2 – vežimėlis; 3 – nelygus paviršius; b) vienos masės

Šiai prielaidai patikrinti reikalingas modelis, kuris leistų pademonstruoti praktinę tyrimo vertę. Todėl, remiantis Preda [9] ir Addari [10] darbais, naudojama koreliacinė konstrukcija, kuri susideda iš aktyvios plokštės, keturiais izoliatoriais sujungtos su sąsajos plokšte. Aktyvi plokštė yra pirminis vibracijų šaltinis, o sąsajos plokštė yra tikslinė mikrovibracijų slopinimo reikalaujanti struktūra. Keturi izoliatoriai padeda slopinti mikrovibracijas ir išlaikyti sąsajos plokštę stabiliai. Be to, sąsajos plokštė yra pakabinta ant vielos, siekiant imituoti mikrogravitaciją dviejų dimensijų (2D) kontekste. Mikrogravitacijos interpretacija nėra šio darbo tyrimo objektas. V. Preda [7] tyrimas ir vieno laisvės laipsnio sistema pavaizduoti 1.2 paveiksle.



1.2 pav. V. Preda [9] tyrimo supaprastinta schema: 1 – reakcijos ratas, 2 – guolis; 3 – variklis; 4 – aktyvi plokštė; 5 – izoliatoriai; 6 – sąsajos plokštė; 7 – mechanizmas 2D mikrogravitacijai interpretuoti



1.3 pav. Vieno laisvės laipsnio sistema: (a) slopintuvas pagal V. Preda [9] tyrimą; (b) atoveikio jėgos sistemos įgyvendinimas

Siekiant išanalizuoti tyrimų prielaidą, atsižvelgiant į problemą, aprašytą V. Preda ir Addari tyrime, kad sužadinta harmoninė jėga sklinda iš aktyvios plokštės į sąsajos plokštę dėl trukdžių, atsirandančių reakcijos lauke, yra supaprastinta ir pateikiama vieno laisvės laipsnio sistemos ir slopintuvo konfigūracijoje (1.3 (a) pav.). 1.3 (a) ir (b) paveikslė jėga $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$ reiškia masės M sąsajos plokštės patirtą vibraciją iš šalies. Laikoma, kad sąsajos plokštę ir aktyviają plokštę jungianti tarpinė struktūra turi standumą k ir galimai žemą slopinimo koeficientą c . Be to, iš tikrųjų sistemoje dar gali būti

netiesiškumas. Todėl svarbus ir netiesinis elementas $g(x, \dot{x})$, kuris turi poslinkio x ir greičio \dot{x} funkcijas.

Slopinimo koeficientas ir standumas bėgant laikui gali kisti. Dėl to gali atsirasti mikrovibracijų ir rezonansas. Šiame darbe analizuojami ir tiriami mikrovibracijų slopinimo metodai, naudojant tiesinę atoveikio jėgą F_c , kuri yra beveik identiška sužadavimo jėgos F_0 amplitudei. F_c galima laikyti dviem balansavimo jėgomis, tokiomis kaip F_{c1} ir F_{c2} .

Pagrindinė lygtis vieno laisvės laipsnio sistemai, parodytai 1.3 (b) paveiksle, išreiškiama taip:

$$\ddot{x} + 2 \zeta \omega_n \dot{x} + \omega_n x + F_{c1} + F_{c2} + g(x, \dot{x}) = F_0 \cos(\omega t), \quad (1)$$

čia $\zeta = c/(2 m \omega_n)$ – slopinimo koeficientas ir $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$ – natūralus dažnis.

Atoveikio jėgos F_c sukūrimo principas gali būti lyginamas su:

- adaptiviu-pasyviu kintamos masės slopintuvu [11];
- vibracijos ir triukšmo kontrole, naudojant jungimo tipo pjezoelektrinį keitiklį [12];
- praktiniais slopintuvais su trinties efektu [13], [14];
- netiesiniais elektromagnetiniais slopintuvais [15].

Vis dėlto kiti mokslininkai nenagrinėja mechaninio rezonanso valdymo [16]–[18] kontroliuojant standumą k . Todėl šiuo tyrimu bandoma aprėpti ir idėją, kad vibracijas galima slopinti mechaninio rezonanso kontrolės būdu, kontroliuojant standumą k . Iškelta prielaida tiriama trimis metodais:

- struktūriniu slopinimu (sudėtinėje struktūroje);
- kontroliuojamu Kulono slopinimu;
- kontroliuojama atoveikio jėga, siekiant mikrovibracijas slopinti elektromagnetiniu įtaisu.

Dabartinių tyrimų srityje reikšmingais rezultatais prisidėjo ir Kauno technologijos universitetas (KTU). Vienas iš naujausių KTU mokslinių tyrimų buvo susijęs su tyrimu siekiant gauti reagavimo duomenis, susijusius su vibruojančios sijos dinamika, atsižvelgiant į kintantį skerspjuvio plotą [19]. Šiame tyrime pastebėta, kad pasikeitusių skerspjuvių vieta daro įtaką energijos išsisklaidymui konstrukcijoje ir gali būti naudojama struktūrinėms vibracijoms slopinti.

Ekspirimentiniai tyrimai, kaip valdyti vibracijas mikrogembinėse sijose naudojant elektreologinį skystį (ERS) [20], leidžia suprasti apie mikropjezoelektrinio keitiklio su ERS palaikymu vibracijos charakteristikų valdymą. Kitas darbas, susijęs su natūralių sistemos dažnių derinimu naudojant magnetinį reologinį skystį (MRS) [21], naudojamą energijai generuoti, taip pat gali būti įtrauktas į dabartinių tyrimų sritį.

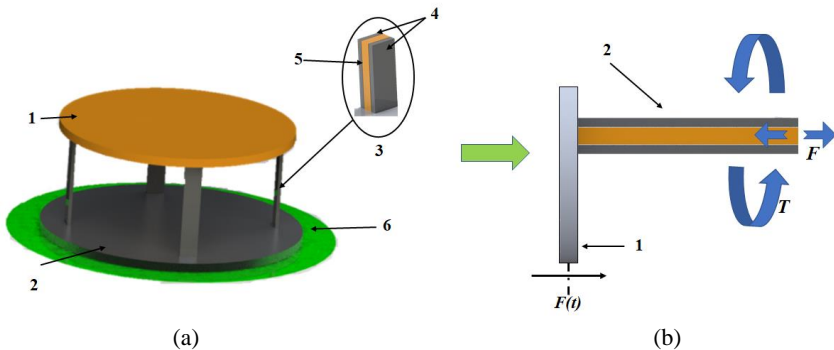
Nagrinėjant elektromagnetinius įtaisus, darbas su generatoriumi, siekiant sukurti vibracines jėgas [22], pagrįstas nuolatinio magneto sąveika, paaiškina apie

naujo tipo virpesių sužadintojus, kurių veikimas pagrįstas jėgomis, kurias sukuria nuolatiniai magnetai, sąveikaujantys tarp įvesties ir išvesties narių dinaminėse sistemose.

2. TEORINIS IR EKSPERIMENTINIS MIKROVIBRACIJŲ SLOPINIMO TYRIMAS, KEIČIANT REZONANSO SUDĖTINĖJE STRUKTŪROJE MAKSIMALIAS REIKŠMES

Šiame skyriuje teoriškai ir eksperimento būdu nagrinėjamas mikrovibracijų slopinimas, keičiant rezonanso maksimalias reikšmes tarpinėje struktūroje. Iškelta prielaida detaliai analizuojama naudojant gembinį pjezoelektrinį bimorfino (arba trimorfino) tipo lenkimo deformacijų elementą, kur gembinės sudėtinės plokštės rezonanso maksimalios amplitudės reikšmė yra tikrinama tiesioginio aktyvių ir pasyvių sluoksnių jungimo būdu, nesant išorinių jungimo grandinių.

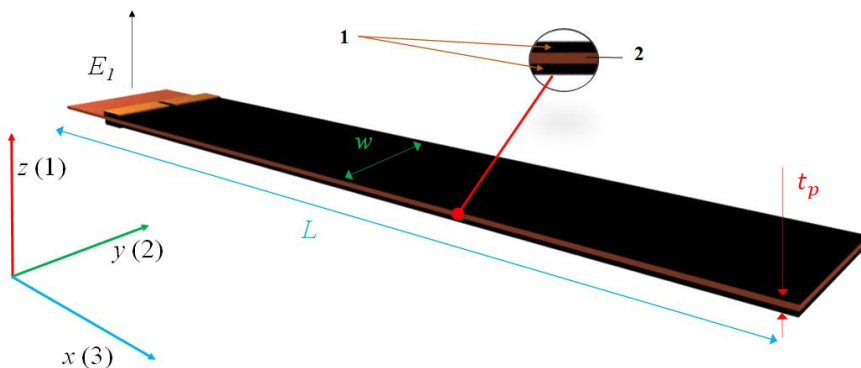
Vykstančio tyrimo metu akcentuojamas virpesių mažinimo per dvi platformas jungiančią struktūrą slopinimo proceso įvertinimas ir supratimas, kontroliuojant jungiamosios konstrukcijos standumą. Tai galima išnagrinėti laikant sujungimo movą sudėtine struktūra. 2.1 (a) paveiksle pavaizduotas mechanizmas gali būti supaprastintas iki tradicinio gembinio pjezoelektrinio bimorfino mechanizmo, pavaizduoto 2.1 (b) paveiksle. Šių tyrimų metu buvo pasirinktas pjezoelektrinis bimorfis (arba trimorfis), nes yra daugybė tyrimų ir analitinių modelių, kurie gali būti naudojami tyrimuose.



2.1 pav. Konceptuali konstrukcija: (a) sijos tipo struktūra, jungianti aktyviąją ir sąsajos plokšteles: 1 – aktyvi plokštė; 2 – sąsajos plokštė; 3 – izoliatorius; 4 – išmanioji medžiaga; 5 – jungiamoji konstrukcija 6 – atraminė sritis; (b) klasikinis pjezoelektrinis bimorfis gembės mechanizmas: 1 – sužadavimo paviršius; 2 – pjezoelektrinės gembės tvirtinimas

2.1. Biomechaninės pjezoelektrinės bimorfino tipo sijos savybės

Tyrimams naudosime pjezoelektrinį lenkimo tipo bimorfą, susidedantį iš elastinio sluoksnio, įterpto tarp dviejų aktyvių pjezoelektrinių sluoksnių (2.2 pav.).



2.2 pav. Pjezoelektrinis bimorfis su įterptu elastiniu sluoksniu: 1 – pjezoelektriniai sluoksniai; 2 – vario įtarpas; L – ilgis; w – plotis; t_p – bendras trigubo sluoksnio elemento storis

Modeliuojant laikoma, kad du pjezoelektriniai sluoksniai yra sujungti lygiagrečiai, o kiekvienas pjezoelektrinis sluoksnis turi tą pačią poliarizacijos kryptį. Vidutinis elastinis sluoksnis yra vario įtarpas. Pjezoelektrinio bimorfo matmenys tenkina sąlygas, kai ilgis L yra daug didesnis už plotį w , kuris taip pat yra daug didesnis nei bendras trigubo sluoksnio lenkimo elemento storis t_p . Bendras bimorfo storis gali būti išreikštas taip: $t_p = t_{p1} + t_m + t_{p2}$, čia t_{p1} yra pirmojo pjezo sluoksnio storis, t_{p2} – antrojo pjezo sluoksnio storis ir t_m – vario įtarpas storis.

Trisluoksnio pjezoelektrinio lenkimo deformacijų elemento pagrindinė lygtis, apimanti tokius išplėstinius parametrus, kaip taikoma elektros įtampa V , išorinė jėga F , išorinis momentas M ir vienoda apkrova p , bei tokius vidinius parametrus, kaip kampinė deformacija α , galiuko deformacija δ , tūrio poslinkis v ir elektros krūvis Q , gali būti išreiškiama 4x4 matricos formatu. Šio tyrimo tikslais lygtis suformuluojama naudojant energijos taupymo modelį. Pagrindinė paralelinio pjezoelektrinio bimorfio lenkimo deformacijų elemento matricos lygtis išreiškiama (2) lygtimi.

Bimorfo lenkimo dinamika išreiškiama (2) lygtimi, atsižvelgiant tik į vieną įėjimo įtampą. Empirinių tyrimų atveju reikia suprasti dvi įėjimo įtampas, kaip buvo aprašyta kituose tyrimuose [14, 15].

$$\begin{bmatrix} \alpha \\ \delta \\ v \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{12s_{11}^m s_{11}^E L}{Dw} & \frac{6s_{11}^m s_{11}^E L^2}{Dw} & \frac{2s_{11}^m s_{11}^E L^3}{D} & \frac{12Ls_{11}^m d_{31}(t_m + t_p)}{D} \\ \frac{6s_{11}^m s_{11}^E L^2}{Dw} & \frac{4s_{11}^m s_{11}^E L^3}{Dw} & \frac{3s_{11}^m s_{11}^E L^4}{2D} & \frac{6L^2 s_{33}^m d_{31}(t_m + t_p)}{D} \\ \frac{2s_{11}^m s_{11}^E L^3}{D} & \frac{3s_{11}^m s_{11}^E L^4}{2D} & \frac{3ws_{11}^m s_{11}^E L^5}{5D} & \frac{2wL^3 s_{11}^m d_{31}(t_m + t_p)}{D} \\ \frac{12s_{11}^m d_{31}(t_m + t_p)L}{D} & \frac{6s_{11}^m d_{31}(t_m + t_p)L^2}{D} & \frac{2ws_{11}^m d_{31}(t_m + t_p)L^3}{D} & \frac{2Lw}{t_p} \varepsilon_{33}^T \left(1 - \frac{D - 6s_{11}^m t_p (t_m + t_p)^2}{D} k_{31}^2 \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M \\ F \\ p \\ V \end{bmatrix} \quad (2)$$

Sąlygos pateiktos (2) lygtyje yra šios

$$\frac{t_{p1}}{s_{p1}^m} + \frac{t_m}{s_m^m} + \frac{t_{p2}}{s_{p2}^m} = A; \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 \frac{t_{p1}}{s_{p1}^m} (3t_m^2 + 6t_m(t_{p1} - 2\vec{z})) + 4(t_{p1}^2 - 3t_{p1}\vec{z} + 3\vec{z}^2) + \frac{t_m}{s_m^m} (t_m^2 + 12\vec{z}^2) + \frac{t_{p2}}{s_{p2}^m} (3t_m^2 + 6t_m(t_{p2} + 2\vec{z})) + \\
 4(t_{p2}^2 + 3t_{p2}\vec{z} + 3\vec{z}^2) = B; \quad (4)
 \end{aligned}$$

$$t_{p1} + t_m - 2\vec{z} = H_1; \quad (5)$$

$$t_{p2} + t_m + 2\vec{z} = H_2; \quad (6)$$

$$\frac{\frac{t_{p1}}{s_{p1}^m}(t_{p1}+t_m) - \frac{t_{p2}}{s_{p2}^m}(t_{p2}+t_m)}{2 \frac{\frac{t_{p1}}{s_{p1}^m} + \frac{t_m}{s_m^m} + \frac{t_{p2}}{s_{p2}^m}}{s_{p1}^m + s_m^m + s_{p2}^m}} = \vec{z}. \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_y \\ \delta_y \\ v_y \\ \alpha_z \\ \delta_z \\ v_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{12L}{Aw^3} & \frac{6L^2}{Aw^3} & \frac{2tL^3}{Aw^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{3d_{31_1}Lw^2}{2As_{11}^{p_1}w^3} & \frac{3d_{31_2}Lw^2}{2As_{11}^{p_2}w^3} \\ \frac{6L^2}{Aw^3} & \frac{4L^3}{Aw^3} & \frac{3tL^4}{2Aw^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{3d_{31_1}L^2w^2}{4As_{11}^{p_1}w^3} & \frac{3d_{31_2}L^2w^2}{4As_{11}^{p_2}w^3} \\ \frac{2tL^3}{Aw^3} & \frac{3tL^4}{2Aw^3} & \frac{3t^2L^5}{5Aw^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{d_{31_1}tL^3w^2}{4As_{11}^{p_1}w^3} & \frac{d_{31_2}tL^3w^2}{4As_{11}^{p_2}w^3} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{12L}{Bw} & \frac{6L^2}{Bw} & \frac{2L^3}{B} & \frac{3d_{31_1}LH_1w}{Bs_{11}^{p_1}w} & \frac{3d_{31_2}LH_2w}{Bs_{11}^{p_2}w} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{6L^2}{Bw} & \frac{4L^3}{Bw} & \frac{3L^4}{2B} & \frac{3d_{31_1}L^2H_1w}{2Bs_{11}^{p_1}w} & \frac{3d_{31_2}L^2H_2w}{2Bs_{11}^{p_2}w} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{2L^3}{B} & \frac{3L^4}{2B} & \frac{3wL^5}{5B} & \frac{d_{31_1}L^3H_1w}{2Bs_{11}^{p_1}} & \frac{d_{31_2}L^3H_2w}{2Bs_{11}^{p_2}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_z \\ F_y \\ p_y \\ M_y \\ F_z \\ p_z \\ V_1 \\ V_2 \end{bmatrix}$$

(8)

Atitinkama išplėstinė pjezoelektrinio bimorfinio tipo lenkimo deformacijų elemento matricos forma išreiškiamą (3) lygtimi.

Šiame tyrime taip pat apskaičiuota koreliacija tarp struktūros deformacijos ir standumo parametro, taikant ištisinės sijos modelį. Darbe aprašomas teorinis modelis gali būti naudojamas modeliuojant bet kokią pjezoelektrinę bimorfinio tipo siją, susidedančią iš pasyvaus sluoksnio įterpto tarp dviejų aktyvių žinomos poliarizacijos segmentų.

Patobulinta pjezoelektrinio bimorfo tipo lenkimo elemento matricos forma pateikta (8) lygtyje.

2.2 Eksperimento rezultatai ir diskusija

Šiame tyrime nagrinėti du eksperimentai. Eksperimentas - 1 tiria įėjimo įtampos charakteristikas ir atitinkamą pjezoelektrinio bimorfo reakciją. Eksperimente naudotas specialiai pagamintas bimorfas be pasyvaus sluoksnio. Eksperimentas - 1 suteikia žinių apie bimorfo konstrukciją, kuri būtų tinkama įgyvendinant tyrimų rezultatus ateityje.

Eksperimentas - 2 empiriškai tiria siūlomą dabartinio tyrimo prielaidą, atsižvelgiant į geminę struktūrą, sudarytą iš pramoninio bimorfo. Palyginti su pagal užsakymą pagamintu bimorfu, pramoninio lygio pjezoelektrinė konstrukcija yra geresnė, kai pasyvus sluoksnis yra tarp dviejų aktyvių sluoksnių. Šiuo eksperimentu buvo siekiama išanalizuoti geminio pjezoelektrinio bimorfinio tipo lenkimo elemento reakciją esant virpesiui iš išorinio šaltinio ir nustatyti rezonanso pokyčius esant tiesioginiam aktyvių pjezoelementų (PZT) ir pasyvių sluoksnių (vario sluoksnio) junginiams.

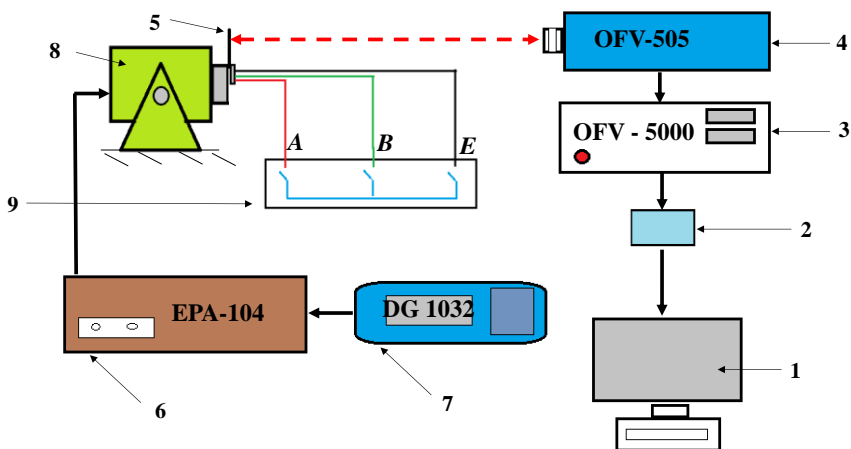
Eksperimentai buvo atlikti ant antivibracinio stalo, kad būtų išvengta išorinės vibracijų įtakos eksperimentui.

Norint išanalizuoti eksperimento - 2 tikslą, naudojamas bandinys su pasyviuoju valdomuoju sluoksniu. Todėl buvo svarstomas pramoninis lygiagretus bimorfinio tipo lenkimo elementas (tipas - 1), Johnson Matthey gamybos. Tipo - 1 lenkimo elemento matmenys yra panašūs į bandinio eksperimente - 1. Tipo - 1 bimorfinis lenkimo elementas sudarytas iš plono vario sluoksnio tarp dviejų pjezo sluoksnių. Vario įtarpas veiks kaip pagrindas, suteikdamas bimorfui lenkimo stiprį.

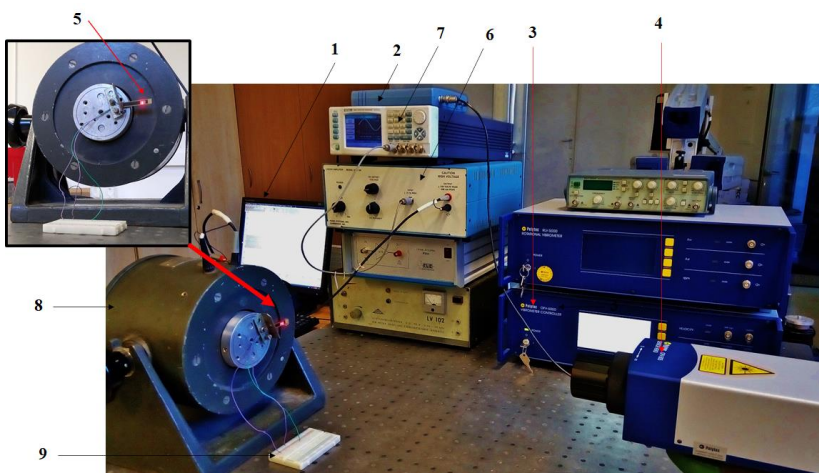
Bimorfinis lenkimo elementas yra 0,78 mm storio, 7,2 mm pločio ir 40,5 mm bendro ilgio. Horizontaliai fiksuoto pramoninio pjezoelektrinio bimorfinio tipo lenkimo elemento vienas galas buvo laisvas, o kitas galas buvo fiksuotas mechaniniame vibraciniame stende. Užspaudimo ilgis buvo 5 mm, o laisvai paliktos dalies ilgis buvo 36,5 mm.

2.3 paveiksle pavaizduota eksperimento - 2 schema ir pats eksperimentas parodytas 2.4 pav. nuotraukoje. Vibracinis stendas buvo sužadintas bangų generatoriumi DG1032 ir stiprintuvu EPA-104. Vibracijų amplitudė ant bimorfinio tipo gembės analizuota naudojant optinį jutiklį OFV-505, prijungtą prie

vibracinio valdiklio OFV-5000, bei prie kompiuterio prijungtą PicoScope prietaisą. Jungtims valdyti ir iširti visus įmanomas valdymo derinius naudotas elektroninės schemos maketas.



2.3 pav. Eksperimento - 2 schema: 1 – kompiuteris; 2 – PicoScope prietaisai; 3 – vibrometro valdiklis OFV-5000; 4 – optinis jutiklis OFV-505; 5 – bimorfai; 6 – stiprintuvas EPA – 104; 7 – bangų generatorius DG1032.; 8 – vibracinis stendas; 9 – jungimo maketas



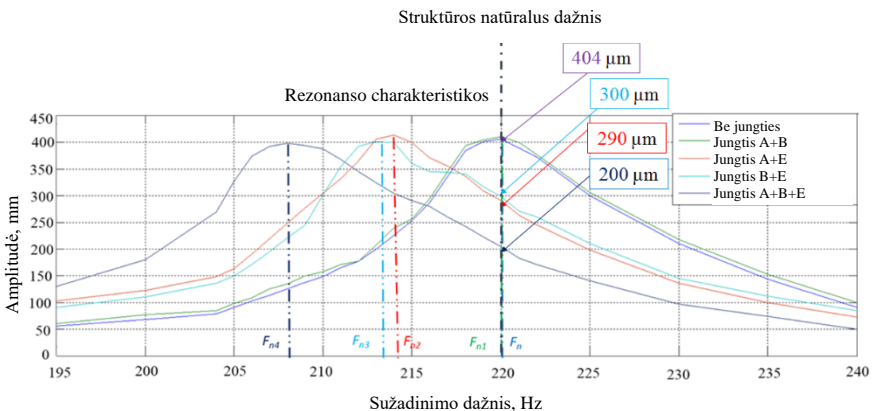
2.4 pav. Eksperimentas - 2: 1 – kompiuteris; 2 – PicoScope prietaisai; 3 – vibrometro valdiklis OFV-5000; 4 – optinis jutiklis OFV-505; 5 – bimorfai; 6 – stiprintuvas EPA-104; 7 – bangų generatorius DG1032.; 8 – vibracinis stendas; 9 – jungimo maketas

Iš pradžių atliktas impulso testas gembėje, siekiant išanalizuoti santykinį slopinimo dydį δ , slopinimo koeficientą ζ ir nuosavą dažnį f_n . Testai atlikti be prijungtos jungties sistemoje ir atitinkamuose pasyvių ir aktyvių sluoksnių jungimo deriniuose. Bandymai atliekami esant 190 Hz – 240 Hz dažniui, kai gaunami didžiausi bimorfo virpesiai.

2.5 paveiksle matoma vibracija, atsiradusi gembinėje sistemoje, esant skirtingiems sužadavimo dažniams ir galimiems jungimo deriniams. Gauti rezultatai suteikia įžvalgų apie struktūros rezonanso dažnio spektro išplėtimą, kadangi tai susiję su jungčių tiesioginio jungimo deriniais. Rezultatai taip pat įrodo, kad struktūros rezonanso dažnis išsiplėtė, nekeičiant struktūros masės ir ilgio.

2.5 paveiksle pavaizduotos įmanomos mechanškai sužadintos gembės tipo pjezoelektrinio bimorfo sistemos rezonanso maksimalios amplitudės, naudojant vibracinį stendą sistemų nuosavų dažnių ribose. Pagal jungimo derinius *be prijungtos jungties* $A + B$, $A + E$, $B + E$, ir $A + B + E$ gembės tipo mechanizmas pademonstravo penkias skirtingas nuosavo dažnio reikšmes, grafike pažymėtas F_n , F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} , ir F_{n4} . Kiekvieno derinio virpesio reikšmė nuosavame dažnyje taip pat rodė skirtingą padidėjimą, atitinkamai 404 μm , 410 μm , 412 μm , 401 μm , ir 397 μm .

Taip pat 2.5 paveikslas parodo, kad mechanškai sužadinta pjezoelektriniam lenkimo elementui analogiška sudėtinė sija gali atlaikyti daugiau nei kelias rezonanso ribas, priklausomai nuo skirtingų sužadavimo reikšmių.



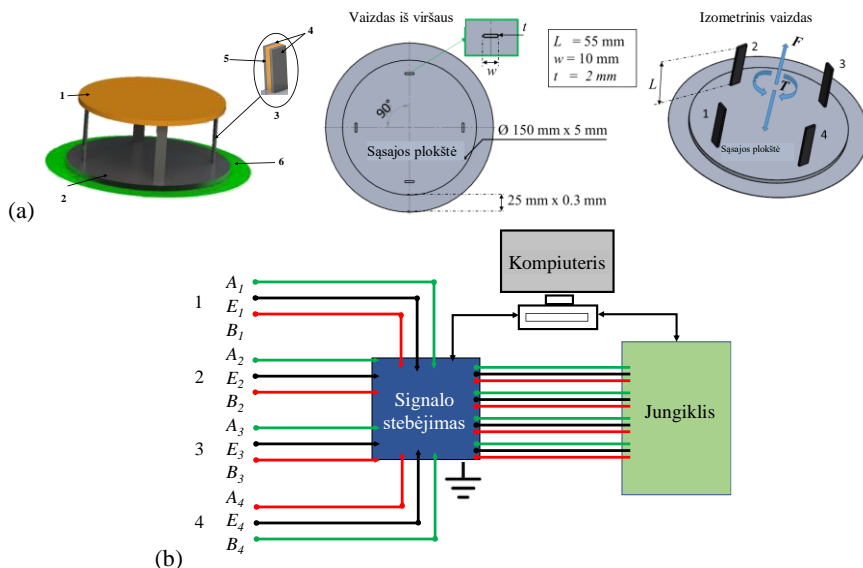
2.5 pav. Grafikas rodo vibracijų slopinimą, keičiant sistemos rezonanso ribas

Be to, grafikas 2.5 paveiksle parodo, kad, sužadinus pjezoelektrinį gembės tipo mechanizmą 220 Hz dažniu, maksimali vibracija buvo 404 μm *be prijungtos jungties* derinio atveju. Kai sistema buvo sužadinta 220 Hz $A + B$, $A + E$, $B + E$, $A + B + E$ atvejais, fiksuoti atitinkami diskretieji sustiprėjimai buvo 405 μm ,

290 μm , 300 μm , ir 200 μm . Taigi pasiektos maksimalios reikšmės rodo 50 procentų galimybę slopinti virpesius sudėtinėje struktūroje, panašioje į pjezoelektrinę bimorfinę gembės tipo struktūrą.

Atliekant pjezoelektrinio bimorfinio tipo lenkimo elemento tyrimą šiame darbe remtasi vibracijų slopinimo supratimu, kuris apžvelgtas disertacijoje naudotoje mokslinėje literatūroje (pavaizduotas 2.1 (a) pav.), ypač susijusioje su konceptualia keturių aktyvių ir sąsajos plokštę skiriančių sudėtinių sijų mechanine konstrukcija. Į mechanizmą įdiegus kitas sudėtines sijas, atsiranda daugiau jungimo derinių.

Išsamesni abstrakčios mechaninės konstrukcijos tyrimai (2.6 (a) pav.) bus atliekami atsižvelgiant į tarpinės sudėtinės struktūros išdėstymą ir į dviprasišką (neaiškų) sistemos reakciją, susiją su virpesiais plokštumose (išilgai ir skersai). Būsiami tyrimai taip pat gali apimti kontroliuojamų pjezoelektrinių slopintuvų valdymą naudojant įvairaus tipo elektrines ar elektronines grandines, tačiau pagrindinis tikslas – ištirti tiesioginio pjezoelektrinio elemento jungimą be papildomų perjungimo grandinių ir tiesioginio stebėjimo (2.6 (b) pav.).



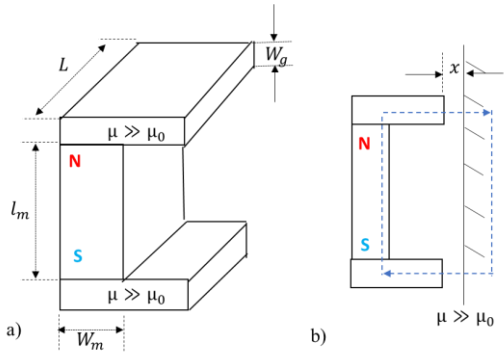
2.6 pav. Pasiūlymai būsimiems tyrimams: (a) konstrukcija: 1 – aktyvi plokštė; 2 – sąsajos plokštė; 3 – izoliatorius; 4 – išmanioji medžiaga; 5 – jungiamoji konstrukcija 6 – atraminė sritis; (b) tiesioginis pjezoelektrinio elemento jungimas be papildomų perjungimo grandinių ir tiesioginio stebėjimo

3. TEORINĖ ANALIZĖ IR MODELIAVIMAS, SIEKIANT SLOPINTI VIBRACIJAS, KONTROLIUOJAMAS TRINTIES BŪDU

Kulono slopintuvai yra plačiai naudojami vibracijoms mažinti struktūrinėse sistemose. Normalioji jėga, veikianti kontakto srityje, yra svarbiausias Kulono slopintuvų konstrukcijos parametras. Dažnai manoma, kad ji visais atvejais yra pastovi. Normalioji jėga gali kisti laike, pavyzdžiui, jei vibracijos sukkelto poslinkio kryptis nėra lygiagreti trinties paviršiui. Kai kuriuose moksliniuose tyrimuose teigiama, kad slopinimo veikimą galima pakeisti, kai įprastinė apkrova yra kintanti laike, o efektas labai priklauso nuo dinaminės jungties tarp normaliosios jėgos ir atitinkamo poslinkio.

Šio tyrimo ir eksperimento tikslais normalioji jėga, veikianti tarp dviejų slystančių plieno plokščių, yra valdoma naudojant išorinį magnetinį lauką. Tad pritaikomas magnetinio fiksavimo principas, siekiant paleisti magnetinį srautą per plieno plokštes. Šiame tyrime atsižvelgta į trinties koeficientą μ ir magnetinę skvarbą μ .

Fiksavimas yra toks procesas, kurio metu tarp dviejų paviršių sukuriama traukos jėga, jis gali būti skirstomas į kontaktinį ir bekontaktį [17]. Šiame tyrime taikomas išdėstymas, kuris pavaizduotas 3.1 (a) paveiksle [17].



3.1 pav. Bekontaktis fiksavimas: a) magnetas su dviem prijungtomis srauto plokštėmis; b) fiksavimo grandinė [23]

Magnetas su pritvirtintomis srauto plokštėmis yra pritraukiamas prie sienelės iš minkštos magnetinės medžiagos. Tarp magnetinės struktūros ir sienelės yra tarpas x , kur $x > 0$. Struktūros ir sienos pralaidumas laikomas begaliniu. Be to, laikoma, kad magneto įmagnetinimas yra tiesinė antrojo kvadranto išmagnetinimo kreivė $B_m = B_r + \mu_m H_m$ and $\mu_m = \frac{B_r}{H_c}$, čia B_r yra liekamasis įmagnetinimas, H_c magneto poveikis ir μ_m yra magneto pralaidumas. 3.1 (a) paveiksle pavaizduoti L ir W_g yra srauto plokštės ilgis ir plotis, o l_m ir w_m yra naudoto magneto ilgis ir

plotis. Remiantis magnetinės grandinės teorija [23], jėga tarp magnetinio įtaiso ir sienos x atstumu yra apskaičiuojama taip [23]:

$$\mathbf{F}(\mathbf{x}) = \frac{B_f^2 A_m^2}{\mu_0 A_g (1 + 2(\mu_m / \mu_0)(A_m / A_g)(x / l_m))^2} \hat{\mathbf{n}}; \quad (9)$$

čia $A_m = L w_m$ yra magneto plotas, o $A_g = L w_g$ yra tarpo plotas. Čia išorinė normalioji sienelės $\hat{\mathbf{n}}$ nukreipta į magnetą ir todėl atsiranda traukos jėga.

Traukos jėgą tarp dviejų įmagnetintų paviršių taip pat galima paaiškinti pasitelkiant Gilberto modelį [24]. Lygtis tinkama tik tais atvejais, kai sklaidos efektas yra nereikšmingas, o oro tarpo tūris yra daug mažesnis nei įmagnetintos medžiagos:

$$\mathbf{F} = \frac{\mu_0 H^2 A}{2} = \frac{B^2 A}{2\mu_0}; \quad (10)$$

čia A yra kiekvieno paviršiaus plotas, išreikštas m^2 , H yra magnetizuojantis laukas, išreikštas A/m , $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ H/m}$ yra erdvės pralaidumas, o B yra srauto tankis, išreikštas Teslos matavimo vienetais, kontaktiniame plote tarp dviejų paviršių.

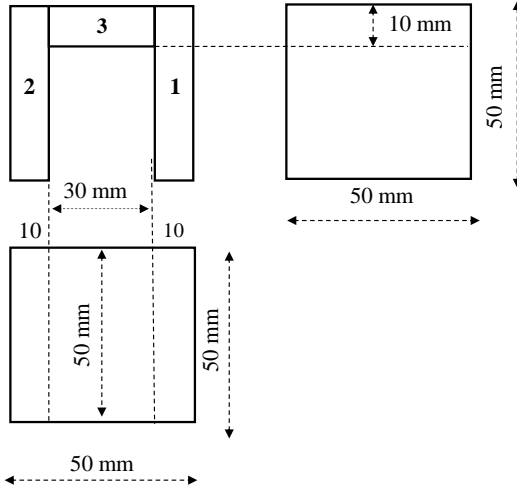
3.1 Teorinis tyrimas

Du teoriniai tyrimai buvo atlikti šioje dalyje, skirtoje ištirti trinties jėgos kitimo poveikį magnetinio lauko atžvilgiu. Pirmojoje teorinių tyrimų dalyje buvo tiriama magnetinio lauko įtaka, kai plieno plokštė laisvai slinko virš platformos iš plieno, esant tam tikram nuolydžiui pagal konstrukciją - 1. Antroje dalyje buvo tiriamas magnetinio srauto, einančio per plieno plokštes, sustiprėjimas, naudojant konstrukciją - 2.

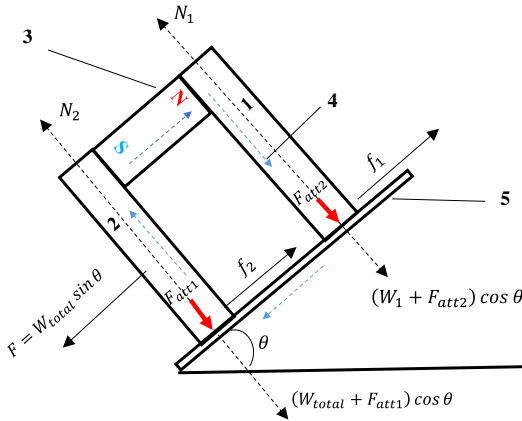
Konstrukcijoje - 1 magnetinis srautas pro plieno platformą į plieno plokštę yra 0,01 T, o tai lemia nedidelę traukos jėgą tarp plieno plokščių. Nedidelė traukos jėga tarp plieno plokščių padidinama konstrukcijoje - 2.

Konstrukcijoje - 2 magnetinis laukas plokštėse padidinamas naudojant magnetinę grandinę, kuri padeda uždaryti kelią, leidžiantį magneto šiaurinio poliaus magnetiniam laukui sklįsti plieno plokštėmis į magneto pietinį polių. Svarbu efektyviai atskirti magneto polius, kad laukas apimtų ir tarpą [23].

Konstrukcija - 2 susideda iš stalo tipo modelio su dviem kojomis (3.2 pav.). Koją sudaro dvi plieno plokštės. Pats stalas susideda iš neodimio magneto, jungiančio dvi plieno plokštes. Taigi, modeliuojant konstrukciją - 2, naudotas 50 mm x 10 mm x 30 mm parametrų 35-o laipsnio neodimio magnetas su 30 mm ilgio įmagnetinimo kryptimi.



3.2 pav. Konstrukcija - 2: modelis ir judančiųjų paviršių parametrai: 1, 2 – neanglinis plienas (50x50x50 mm); 3 – neodimio magnetas (50x10x30 mm)



3.3. pav. Judančio paviršiaus modelis ir matmenys: 1, 2 – neanglinis plienas (50x50x10 mm); 3 – neodimio magnetas (50x10 x30 mm); 4 – magnetinio lauko linijų kryptis; 5 – plieno platforma (200x150x5 mm)

3.3 paveiksle pavaizduota konstrukcija - 2 – laisvojo kūno kritimo schema, kur plokštė 1 apkrauta svoriu W_1 , o plokštė 2 apkrauta bendru stalo svoriu W_{total} . Iš tikrųjų svorio pasiskirstymas priklauso nuo platformos pasvirimo pokyčio. Todėl plokštės 1 apkrova yra pačios plokštės 1, pritvirtinto magneto ir plokštės 2 svorių suma. Čia plokščių 1 ir 2 plokštės svoris yra po 1,923 N, o magnetas sveria 1,0731 N, bendras konstrukcijos - 2 svoris yra $W_{total} = 4,9191$ N.

Konstrukcijos - 2 atveju minimalus nuolydis θ , reikalingas eksperimento modeliui slinkti per plieno platformą, yra $45,83^\circ$.

Trinties jėgos f_1 dydis kontakto srityje (3.3 pav.), esant $45,83^\circ$ nuolydžiui ir neatsižvelgiant į magnetinio lauko srautą per plokštes, apskaičiuojamas pagal šią formulę:

$$\mu_s W_1 \cos \theta = 0,992 \text{ N.}$$

Trinties jėgos f_2 dydis kontakto srityje, esant $45,83^\circ$ nuolydžiui, neatsižvelgiant į magnetinio lauko srautą per plokštes, yra:

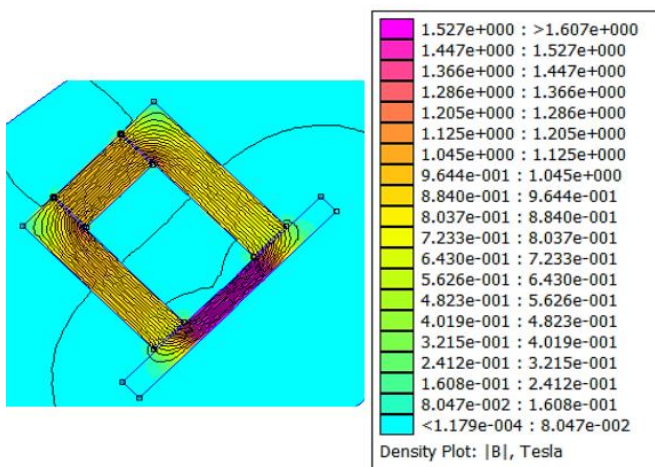
$$\mu_s W_{total} \cos \theta = 2,536 \text{ N.}$$

Todėl bendras trinties jėgos dydis yra: $f_1 + f_2 = 3,528 \text{ N.}$

Esant $45,83^\circ$ nuolydžiui, gravitacinė platformos traukos jėga yra:

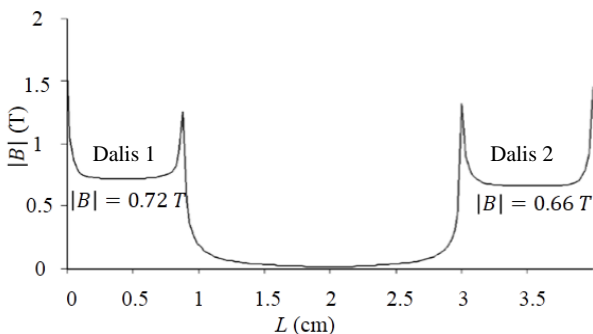
$$F = W_{total} \sin \theta = 3,528 \text{ N.}$$

Kadangi trinties jėgos ir traukos jėgos dydžiai vienodi, tai yra $3,528 \text{ N}$, kai nuolydis – $45,83^\circ$ ir nėra magnetinio lauko, praeinančio per modelį, modelis slenka virš platformos. Minimalus nuolydis, reikalingas eksperimentui (konstrukcija - 2) slysti, yra $45,83^\circ$.



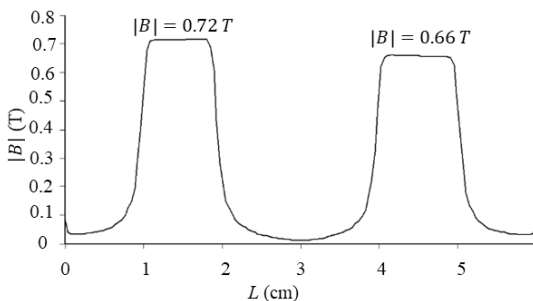
3.4 pav. Antrosios teorinės analizės modeliavimo rezultatai, naudojant konstrukciją - 2

Buvo tiriamas srauto, einančio per plieno plokštę (3.4 pav.), tankio dydis, atsižvelgiant į tai, kad per modelį teka magnetinis srautas, uždarančias magnetinę grandinę. Tai buvo atliekama naudojant *FEMM* modeliavimą.



3.5 pav. Srauto tankis kontaktiniame plote plokštėse 1 ir 2

3.5 paveiksle pavaizduotas srauto, einančio per plokštės 2 ir 1, tankio dydis. O 3.6 paveiksle parodytas srauto tankio greitis per platformos plokštę kontakte su dviem plokštėmis.



3.6 pav. Srauto tankis platformos plokštės kontaktiniame plote

Čia traukos jėga kontaktiniame plokštės 1 ir plokštės 2 plote buvo $F_1 = 86,7$ N ir $F_2 = -103,13$ N. Neigiamas F_2 ženklas teigia, kad jėgos kryptis yra į viršų ir priešinga F_1 krypčiai.

Statinė trintis, atsižvelgiant į magnetinio srauto srautą ir naudojant laisvojo kūno kritimo schemą (3.3 pav.), yra:

$$f_s = f_1 + f_2 = \mu (W + F_1) \cos \theta + \mu (W_{total} - F_2) \cos \theta$$

$$f_s = \mu \cos \theta [(W + F_1) + (W_{total} - F_2)]. \quad (11)$$

Trinties jėga gaunama kaip $f_s = -4,9$ N, kur trinties jėga veikė aukštyn ir priešingai $F = 3,528$ N gravitacijos traukos krypčiai.

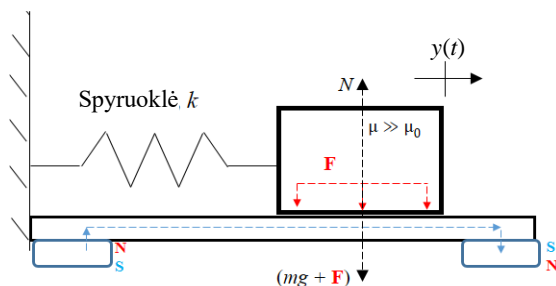
Kadangi dėl gravitacinės traukos, kai jėga yra mažesnė už trinties jėgą, platformos stalas išlieka savo padėtyje, esant $45,83^\circ$ nuolydžiui, galima teigti, kad, atsiradus magnetiniam srautui bei uždarant magnetinę grandinę, gali padidėti

trinties jėgos. Taip suteikiamos galimybės kontroliuoti trintį naudojant magnetinį srautą geležiniams paviršiams.

3.2 Teorinis tyrimo rezultatų įgyvendinimas

Šiame skyriuje tiriama laisvos vibracijos reakcija kontroliuojant sausos trinties slopinimą, naudojant pirmosios ir antrosios teorinės analizės rezultatus.

Išanalizuota sistemos laisvos vibracijos reakcija į magnetinių fiksatorių, kad padidėtų normali jėga (3.7 pav.). Iš tikrųjų, plieno plokštė bus veikiamą netiesiška traukos jėga, atsižvelgiant į tai, kaip arti judanti plieno plokštė yra prie magnetinio srauto šaltinio tame plote. Atlikus teorinį laisvos vibracijos reakcijos tyrimą, buvo laikoma, kad plieno plokštė juda plote, kuriame traukos jėga yra pastovi (tiesinė).

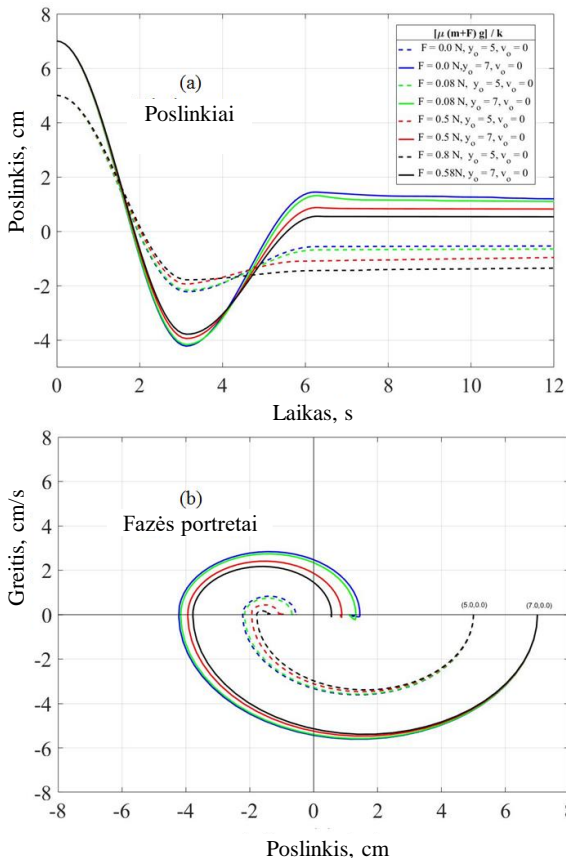


3.7 pav. Vieno laipsnio laisvės spyruoklės-masės sistema magnetiniam fiksavimui

Čia traukos jėga kontroliuojama naudojant kintantį magnetinį srautą, einantį per plieno plokštės ir platformos sąlyčio sritį. Vieno laipsnio laisvės spyruoklės-masės sistema ir jėgos schema magnetiniam fiksavimui parodyta 3.7 paveiksle. Traukos jėga, kurią galima gauti naudojant kintantį magnetinį srautą, buvo: 0,0 N, 0,08 N, 0,5 N, 0,8 N. Be to, čia taikomos dvi sąlygos: (i) masės pasislinkimo 5 cm nuo pusiausvyros pozicijos ir (ii) masės pasislinkimo 7 cm nuo pusiausvyros pozicijos. Problema sprendžiama naudojant *MATLAB ode45* funkciją.

Grafikas 3.8 paveiksle $\mu(m + F_i)g / k$ parodo sistemos reakciją, esant skirtingoms traukos jėgoms (0,0N, 0,08N, 0,5N, 0,8N). Šis grafikas padeda suprasti sistemos (3.7 pav.) reakciją į skirtingą traukos jėgą F_i .

Tikrovėje sudėtinga pamatuoti kintančią trinties jėgą. Tačiau tai įmanoma matuojant sistemos reakciją į kintančią traukos jėgą $\mu(m + F_i)g / k$.



3.8 pav. $\mu(m + F_i)g/k$ grafikas: (a) poslinkiai; (b) fazės portretai

Iš 3.8 (a) paveiksle pateikto grafiko, kai masė iš pusiausvyros nukrypsta per $y_0 = 5$ cm, masė sustoja taškuose $-0,5$ cm, $-0,64$ cm, $-0,93$ cm ir $-1,36$ cm, esant traukos jėgos dydžiui atitinkamai $0,0$ N, $0,08$ N, $0,5$ N ir $0,8$ N. Panašiai, kai traukos jėgos dydis yra $0,0$ N, $0,08$ N, $0,5$ N ir $0,8$ N, jei masė iš pusiausvyros nukryps per $y_0 = 7$ cm, galutiniai poilsio taškai bus nukrypę nuo pusiausvyros padėties atitinkamai $1,14$ cm, $1,07$ cm, $0,8$ cm ir $0,54$ cm.

Fazinio portreto grafikas (3.17 (b) pav.) leidžia suprasti pasiekto greičio dydį, kuris priklauso nuo standumo k , trinties koeficiento μ , judančios masės m ir skirtingų traukos jėgų F_i reikšmių. Didžiausias greičio dydis gautas, kai masė nuo pusiausvyros nukrypsta $y_0 = 5$ cm, o, esant skirtingoms traukos jėgos vertėms F_i : $0,0$ N, $0,08$ N, $0,5$ N ir $0,8$ N, atitinkamai bus $3,8$ cm/s, $3,72$ cm/s, $3,54$ cm/s ir $3,36$ cm/s. Jei masė iš pusiausvyros nukrypo $y_0 = 7$ cm, maksimalus greičio dydis,

kintant traukos jėgos F_t reikšmėms, bus pasiektas 5,63 cm/s, 5,45 cm/s, 5,27 cm/s ir 5,09 cm/s.

Tais atvejais, kai $y_0 = 5$ cm arba $y_0 = 7$ cm, didžiausias masės greitis gaunamas esant ± 1 cm atstumui nuo pusiausvyros padėties.

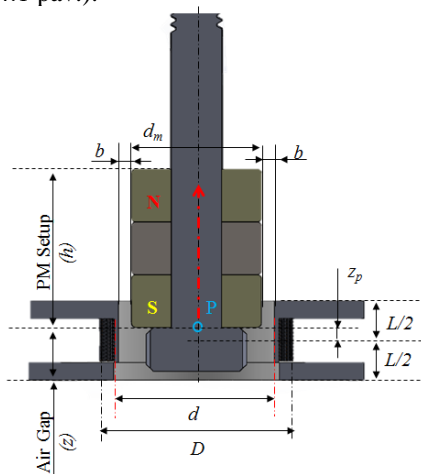
4. ELEKTROMAGNETINIŲ ĮTAISŲ GEBĖJIMO SLOPINTI MIKROVIBRACIJAS ANALIZĖ, KEIČIANT SISTEMOS REZONANSĄ

Ankstesniuose skyriuose aptartas struktūrinis slopinimas, esant tiesioginiam kontaktui tarp paviršių. Šiame skyriuje nagrinėjama, kaip sugeneruoti valdomą atoveikio jėgą, slopinant mikrovibracijų amplitudę elektromagnetiniu įtaisu.

4.1 Teorinė elektromagnetinio slopintuvo kūrimo analizė

Teorinė analizė buvo atlikta siekiant suprasti Lorencio jėgą, kai magnetinis stūmoklis juda vario vamzdžiu, taip pat ištirti elektrodinamines jėgas, atsirandančias, kai magnetinis stūmoklis juda dviejų ričių sistemoje, kuriai tiekiami nuolatinė srovė.

Santraukoje pabrėžiamas teorinis antrosios dalies tyrimas, kai magnetas juda ritės sistemoje (4.1 pav.).

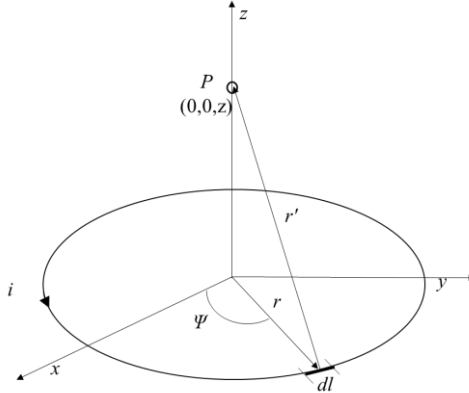


4.1 pav. Elektromagnetinio slopintuvo parametrai

4.1.1 Elektromagnetinės jėgos, susidarantios elektromagnetinės sistemos viduje, analizė

Stūmos ir traukos elektromagnetinės jėgos, sukurtos ritėje ir nuolatiniam magnetu, gali būti panaudotos projektuojant vibracijų slopintuvą.

Elektromagnetinė jėga ritėje padeda stumti arba traukti nuolatinį magnetą, prijungtą prie stūmoklio galo, o tai apriboja stūmoklio judėjimą, susijusį su vibracijomis. Atstojamoji ritės jėga priklauso nuo ilgio, oro tarpo, ritės vijų skaičiaus, taikomos srovės ir nuolatinio magneto tipo. 4.2 paveiksle pavaizduotas jėgos grafikas vienai ritės vijai, sužadintai srove i .



4.2 pav. Jėgos grafikas vienai ritės vijai, sužadintai srove i

Magnetinis laukas pagal spindulio r ir nuolatinės srovės i žiedinės kilpos ašį (3.1 pav.) gali būti išreikštas Biot-Savart dėsnium [25]:

$$B = \frac{\mu_0 i}{4\pi} \int \frac{dl \times r'}{|r'|^3}, \quad (12)$$

čia dl' ir r' yra linijos segmentas ir atstumas nuo pradžios taško iki šaltinio krūvio, o vakuumo pralaidumas yra $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$ Wb/Am.

4.2 paveiksle matyti, kad: $dl' = R d\psi \hat{\psi}$, $r' = z\hat{z} - r\hat{r}$ and $|r'| = \sqrt{z^2 + r^2}$. Magnetinis laukas, sukurtas ritėje $B_{coil,z}$ tam tikrame srovės kilpos ašies taške P yra:

$$B_{coil,z} = \frac{\mu_0 i r^2}{4\pi} \int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{(r^2 + z^2)^{\frac{3}{2}}} \hat{z} = \frac{\mu_0}{2} \frac{i r^2}{(r^2 + z^2)^{\frac{3}{2}}} \hat{z}. \quad (13)$$

Elektromagnetinio slopintuvo (4.1 pav.) konstrukcijos parametrai yra ritės ilgis L , ritės išorinis skersmuo D , ritės vidinis skersmuo d , oro tarpas z , magneto aukštis h , atstumas nuo taško P iki solenoido centro z_p ir kreiptuvo storis b .

Magnetinis laukas ritėje gali būti sukurtas pasitelkiant Ampero dėsnio integraliąją formą. Žinant elektromagnetinio slopintuvo parametrus, ašinis elektromagnetinis ritės laukas išreiškiamas lygtimi (13):

$$B_{coil,z} = \int_0^L \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \frac{\mu_0 n i r^2}{2 \left[r^2 + \left(z_p + \frac{L}{2} - z \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \hat{z} dr dz, \quad (14)$$

čia $n = N/L$ reiškia vijos tankį ilgio vienetui.

Oro tarpas arba nuolatinio magneto judėjimo atstumas solenoide yra išreiškiamas $z = L/2 + z_p$. Tad elektromagnetinis laukas taške P bus:

$$B_{coil,z} = \frac{\mu_0 N i}{2L(D-d)} (L+2z_p) \ln \left[\frac{D + \sqrt{D^2 + (L+2z_p)^2}}{d + \sqrt{d^2 + (L+2z_p)^2}} \right] + \frac{\mu_0 N i}{2L(D-d)} (L-2z_p) \ln \left[\frac{D + \sqrt{D^2 + (L-2z_p)^2}}{d + \sqrt{d^2 + (L-2z_p)^2}} \right] \hat{z}. \quad (15)$$

Elektromagnetinę jėgą, veikiančią nuolatinį magnetą, galima išreikšti taip:

$$F_z(z, i) = \int \left(-\nabla \cdot M_{mag} \right) B_{coil,z} dV + \int \left(M_{mag} \cdot \hat{n} \right) B_{coil,z} ds, \quad (16)$$

čia išorinis magnetinis laukas sukurtas ritėje $B_{coil,z}$ yra identiškas $B_{coil,z} \hat{z}$.

Magnetinis srautas ϕ yra lygus išorinio magnetinio lauko $B_{coil,z}$ kryptčiai, o jo dydis gali būti apskaičiuotas pasitelkiant (8) lygtį. Turint omenyje tai, kad magnetas turi fiksuotą ir vienodą įmagnetinimą $M_{mag} = -M \hat{z}$ išilginės ritės ašies kryptimi, plokštumos normalės vektorius vienetą \hat{n} tampa $-\hat{z}$, kai $z = 0$, o \hat{n} tampa \hat{z} , kai $z = h$. Tad paviršiaus krūvio tankis σ_m gali būti apskaičiuojamas taip:

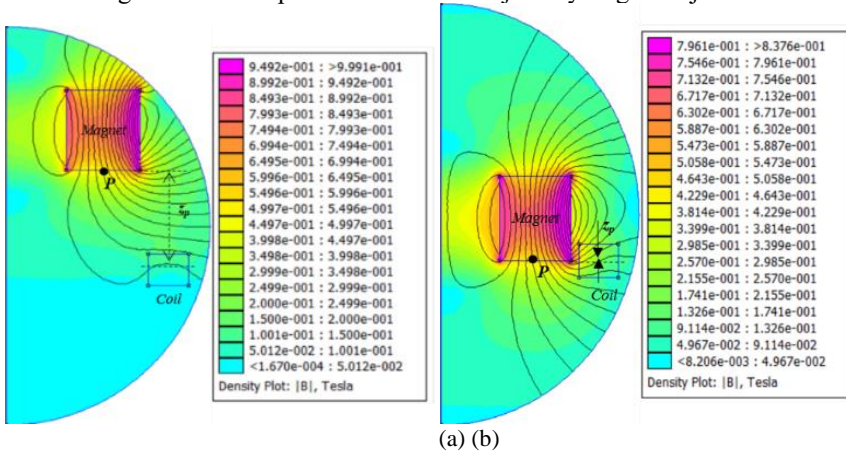
$$\sigma_m = M_{mag} \cdot \hat{n} = \begin{cases} M, z=0 \\ -M, z=h \end{cases}. \quad (17)$$

Kadangi vienodas įmagnetinimas m_{mag} neturi nukrypimo, tai leidžia apibrėžti, kad $M = \frac{B_r}{\mu_0}$, čia B_r yra nuolatinio magneto liekamasis srauto tankis. Tokiu atveju magnetinio krūvio tankis yra $\rho_m = -\nabla \cdot M_{mag} = 0$. Taigi elektromagnetinės jėgos išraišką galima užrašyti taip:

$$F_z(z, i) = \int \sigma_m B_{solenoid,z} ds = \frac{B_r}{\mu_0} B_{solenoid,z} \int_0^{2\pi} \int_0^{d/2} r dr d\psi = \frac{B_r B_{solenoid,z} A}{\mu_0} \hat{z}; \quad (18)$$

čia $A = \pi\left(\frac{d}{2}\right)^2$ yra vidinio ritės diametro plotas.

Elektromagnetinė jėga yra proporcinga ritės $B_{coil,z}$ magnetiniam laukui ir magneto B_r liekamajam srauto tankiui. Elektromagnetinę jėgą galima analizuoti pasitelkiant (18) lygtį. Teorinėje analizėje laikoma, kad magnetinė grandinė yra ideali ir magnetinio lauko pakraščiai bei nutekėjimas yra ignoruojami.

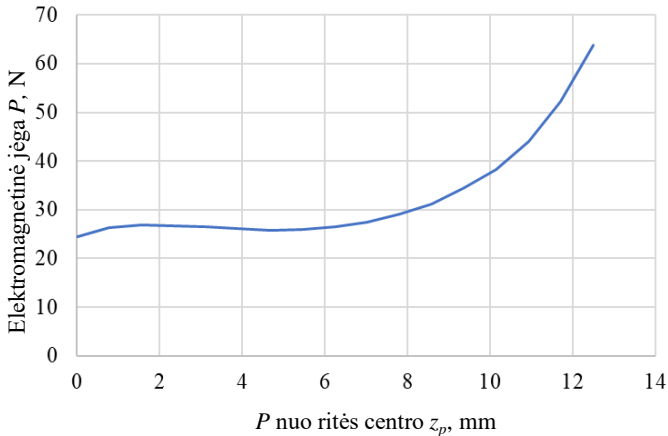


4.3 pav. Srauto tankio diagrama: (a) virš centro, kai $z_p = 12,55$ mm; (b) centre, kai $z_p = 0$ mm

Modeliavimui buvo pasirinkta tokių matmenų ritė: vidinis skersmuo yra $d+b = 19,2$ mm, išorinis skersmuo – $D = 22,3$ mm, ilgis – $L = 20$ mm, vielos skersmuo yra $\varnothing 1$ mm, o apvijų skaičius – $N = 60$ apskimų. Ritė sužadinama esant 1 Amp srovei. Kaip stūmoklio galvutė naudojama cilindrinė magnetinė konstrukcija, kurios aukštis $h = 18$ mm, o išorinis skersmuo – 15 mm.

Modeliavimas atliekamas analizuojant elektromagnetinę jėgą taške P , keičiant z_p reikšmes, naudojant programinę įrangą *FEMM 4.2*. Laikoma, kad magneto taškas P juda žemyn nuo virš ritės centro aukštyje $z_p = 12,55$ mm iki ritės centro $z_p = 0$ mm, kaip parodyta 4.3 paveiksle.

Analizuojama elektromagnetinė jėga, veikianti taške P esant skirtingoms z_p reikšmėms. Galima pastebėti, kad, sumažinus elektromagnetinės jėgos atstumą z_p , magneto jėga sumažėja, ir ji yra didžiausia srityje, esančioje tiesiai virš ritės. Jėga šiek tiek padidėja šalia ritės krašto ir tada mažėja, kai magneto galas pasiekia ritės centrą. Rezultatas pavaizduotas 4.4 paveiksle.



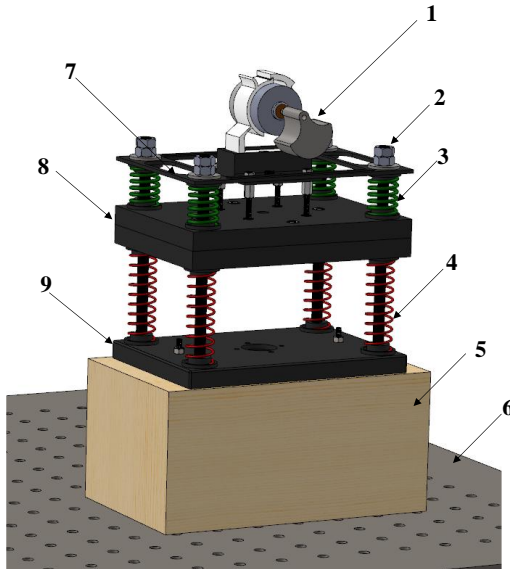
4.4 pav. Elektromagnetinės jėgos, veikiančios taške P z_p atžvilgiu, grafikas

4.2. Eksperimentinis tyrimas

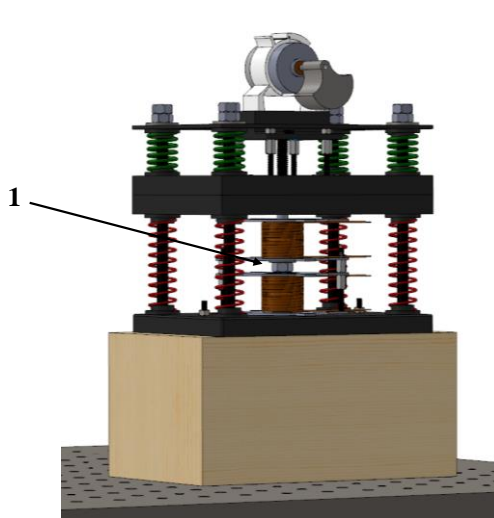
Norint atlikti elektromagnetinio slopintuvo eksperimentus, būtina suprojektuoti mažos amplitudės ir kintamo dažnio intervalo testavimo įrenginį. Svarbu, kad eksperimentų metu nebūtų elektromagnetinių trikdžių, pavyzdžiui, elektrodinaminių vibraciniu stendu sukurtų magnetinių laukų. Todėl sukurtas testavimo įrenginys, kaip pavaizduota ir aprašyta problemos analizės skyriuje. Eksperimentinis testavimo įrenginys pavaizduotas 4.5 paveiksle.

Įrenginį sudaro 3D spausdintuvu atspausdintos dalys iš polilaktido (PLA), kad būtų išvengta traukos jėgos (4.5 pav.), atsirandančios ant geležinių paviršių. Metalinės įrenginio dalys sumontuojamos taip, kad nebūtų traukos jėgų poveikio slopintuvui. Sistemos dažnio intervalą sureguliuoja spyruoklės, o ekscentrinė masės sukimosi sistema (EMS) naudojama harmoniniam žadinimui. Medinis blokas sumontuojamas tarp testavimo įrenginio ir antivibracinio stalo, kadangi jo darbinis paviršius yra iš nerūdijančio plieno.

Eksperimentinio testavimo įrenginys gali būti naudojamas tirti slopinimą nuo sūkurinių srovių ne tik slopintuve, bet taip pat ir dviejų ričių sistemoje. Čia nagrinėjamas dviejų ričių sistemos elektromagnetinis slopintuvas (4.6 pav.).

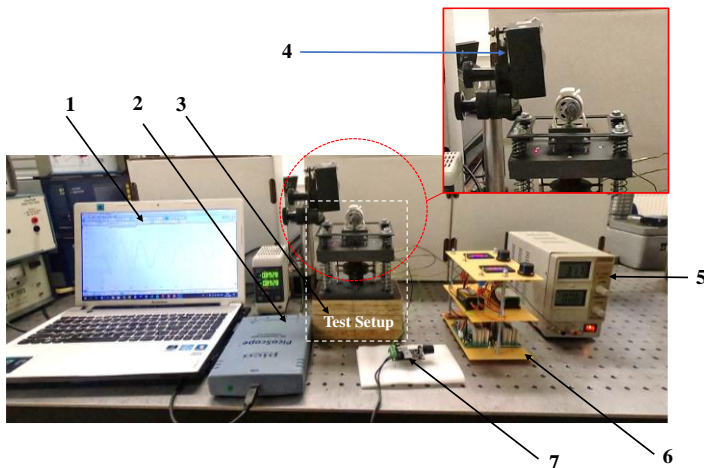


4.5 pav. Eksperimentinio testavimo įrenginio konstrukcija: 1 – ekscentrinė besisukanti masė; 2 – derinimo veržlės; 3 – derinimo spyruoklės; 4 – atraminės spyruoklės; 5 – medinis blokas; 6 – antivibracinis stalas (darbinis paviršius iš nerūdijančio plieno); 7 – išlyginimo plokštė (PLA); 8 – aktyvioji plokštė (PLA); 9 – pagrindo plokštė (PLA)



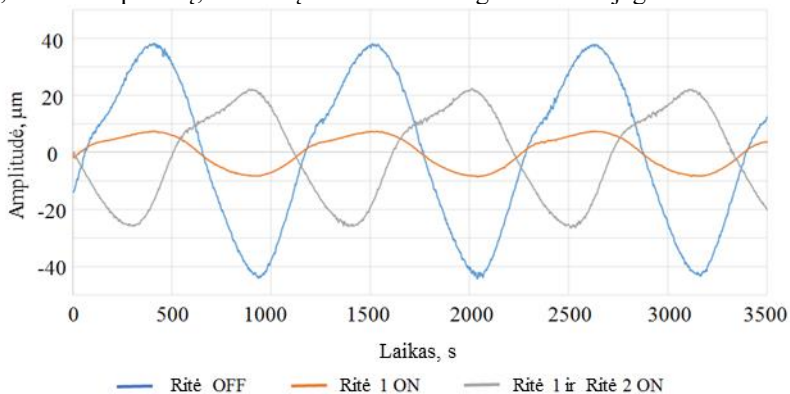
4.6 pav. Dviejų ričių sistemos slopintuvo konstrukcija: 1 – dviejų ričių sistemos slopintuvai

Ekspirimentinis stendas, skirtas vibracijų bandymams, yra parodytas 4.7 paveiksle. Mikroposlinkis analizuojamas lazeriniu poslinkio jutikliu LK-G82.



4.7 pav. Ekspirimentinis stendas: 1 – kompiuteris; 2 – PicoScope prietaisas; 3 – bandymo maketas; 4 – lazerinio poslinkio jutiklis LK–G82; 5 – maitinimo šaltinis; 6 – dviejų ričių valdiklis; 7 – ekscentrinės sukimosi masės valdiklis

Į testavimo įtaisą įdiegta dviejų ričių sistema, kaip parodyta 4.7 paveiksle. Pradžioje harmoninė jėga sugeneruojama naudojant ekscentrinės sukimosi masės valdiklį. Pastebima, kad 40 μm amplitudė pasiekama esant 27 Hz. Laikoma, kad šis konkretus diapazonas tinka naudoti dviejų ričių sistemos testavimams. Reikėtų pažymėti, kad dviejų ričių sistemoje yra apribojimų, priklausančių nuo srovės dydžio, einančios per ritę, kad būtų sukurta reikalinga atoveikio jėga.



4.8 pav. Reakcijos grafikas dviejų ričių sistemoje

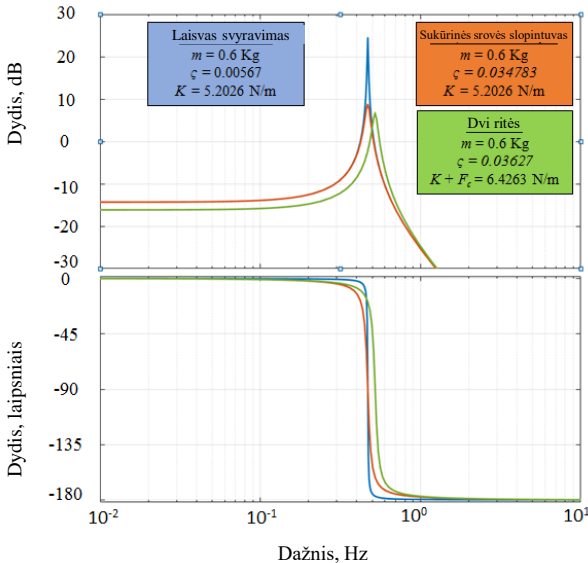
Iš pradžių sužadinta tik viena ritė, dėl kurios vibracijos amplitudė sumažėjo iki 43,24 procentų. 4.8 paveiksle aiškiai matyti, kad fazinis poslinkis yra tik naudojant vieną ritę.

Antra, vienu metu suaktyvinus abi rites, buvo pastebėtas 81,08 procentų vibracijos sumažėjimas be jokio fazės poslinkio (4.8 pav.). Čia abi ritės buvo žadinamos 3 amperų nuolatine srove.

Disertacijoje taip yra skyrius, kur nagrinėjamas šilumos išsiskyrimas, naudojant dviejų ričių sistemą.

Gauti eksperimentų rezultatai, naudojant slopintuvą iš varinio vamzdžio ir dviejų ričių sistemos slopintuvą, yra įvertinti ir pateikti kaip Bode grafikas 4.9 paveiksle. Bode grafike matomas slopinamos laisvos sistemos 25 dB rezonanso dydis. Dėl sukūrinės srovės slopinimo slopintuve iš varinio vamzdžio rezonanso dydis sumažėja iki 8 dB, nekeičiant dažnio vieneto.

Tuo atveju, kai iš dviejų ričių sistemos slopintuve rezonansas sumažinamas iki 5 dB, sistemos pusiausvyros padėtis pasislenka 3 Hz vienetais žemyn, padidinus sistemos rezonanso dažnį 3 dB vienetais. Bode grafikas parodo, kad slopinimas dviejų ričių sistemoje atsiranda dėl standumo pokyčio, nes elektromagnetinės ritės sistema laiko aktyviają plokštelę atitinkamoje padėtyje. Šiuo atveju keičiasi ir aktyviosios plokštelės pusiausvyros padėtis.



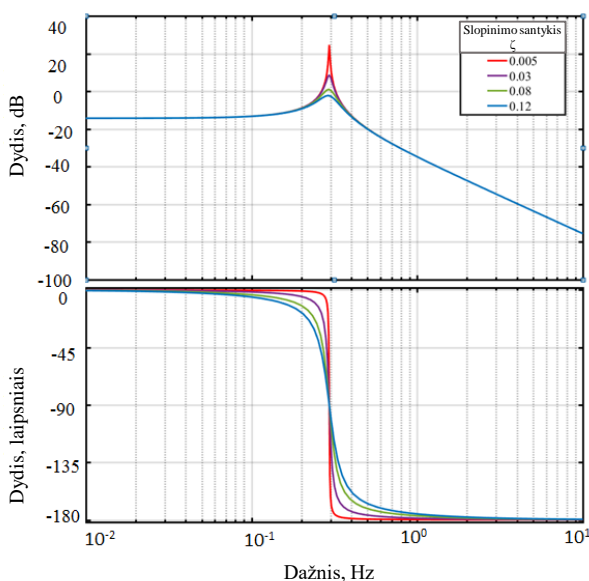
4.9 pav. Bode eksperimentų grafikas

5. MOKSLINĖ DISKUSIJA

Šiame darbe tiriama prielaida, kad mikrovibracijas galima slopinti keičiant rezonanso charakteristikas tarpinėje struktūroje, kuri jungia vibracijos šaltinį ir tikslią vibracijų slopinimo reikalaujančią struktūrą.

Populiariausias vibracijų slopinimo metodas yra reguliuojant slopinimo koeficientą ζ ir mažinant vibracijas nuosavu sistemos dažniu. Bode grafikas (5.1 pav.) parodo pastovios masės ir standumo sistemos reakciją, keičiant slopinimo koeficientą. Dirbant su ζ , slopinimas galimas tik pasirinktu dažniu. Kituose natūralių dažnių taškuose ši sistema negalioja.

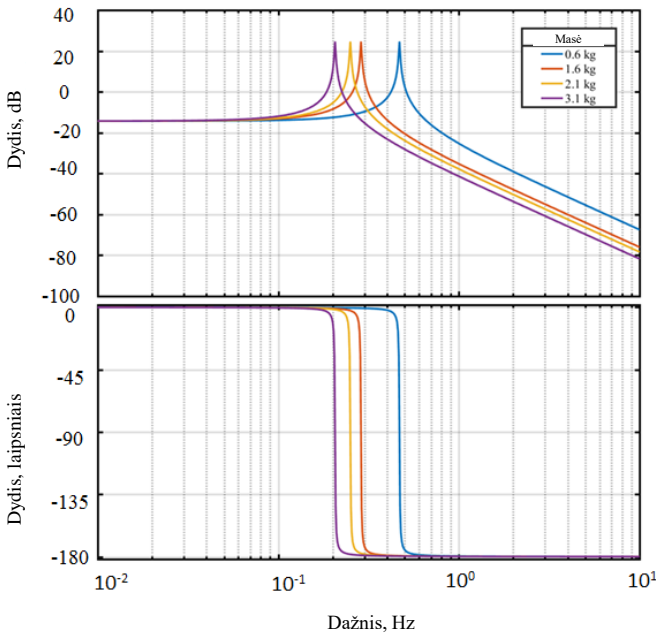
Pagrindinė lygtis (1) (pirmajame skyriuje) atspindi, kaip yra sužadinama vieno laisvės laipsnio sistema, kurios masė yra M , standumas k ir slopinimo koeficientas c , kai $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$. Norint sumažinti sužadinimą, į sistemą įvedama išorinė jėga F_c . F_c , gaunama keičiant arba reguliuojant masės sistemą, keičiant trintį, sudėtinę struktūrą, kuri pati gali susižadinti, bei elektromagnetiniu slopintuvu, galinčiu įterpti reikiamą jėgą tam tikruose taškuose.



5.1 pav. Sistemos reakcija keičiant slopinimo koeficientą ζ

Norint perjungti sistemos dažnį ir pasiekti slopinimą platesniuose dažnių diapazonuose, galima naudoti slopintuvą su masės reguliavimu, kur masės kitimas veikia natūralų sistemos dažnį. Bode grafikas 5.2 paveiksle rodo, kur yra sistemos reakcija, esant nekintamiems standumo ir slopinimo dydžiams, keičiant masę.

Natūralus dažnis nustatytas, kai sistema yra 0,6 kg, kurį galima sumažinti didinant ar mažinant masės dydį.

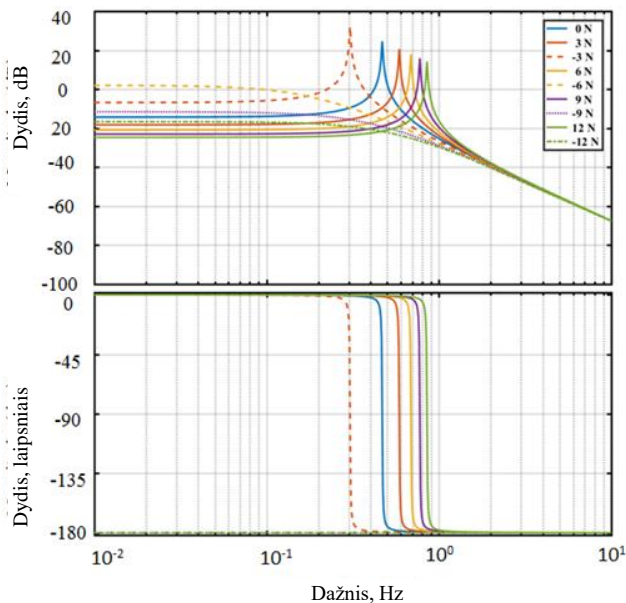


5.2 pav. Sistemos reakcija keičiant masę

Vibracijos taip pat sumažės veikiant išorinėms jėgoms sistemoje. Kai išorinė jėga veikia sistemą, tada sistemos standumas keičiasi, kartu pakeisdama natūralų dažnį. Be to, pasikeis ir sistemos pusiausvyros padėtis. Tai galima stebėti Bode grafike (5.3 pav.).

Tyrimuose buvo siekiama pritaikyti išorinę jėgą tarpinei struktūrai, jungiančiai vibracijos šaltinį ir tikslinę struktūrą, kur yra reikalingas vibracijos slopinimas. Kalbant apie dabartinių sprendimų praktinį pritaikymą, yra apribojimų ir sunkumų, kurie aiškiai suprantami iš ankstesnių, daugiau nei dešimt metų trukusių tyrimų. Šie tyrimai leidžia geriau suprasti eksperimentus, kurie suteikė daug žadančių rezultatų vibracijos slopinimo laboratorijos aplinkoje. Tačiau šie metodai nebuvo įgyvendinti iki šiol dėl jų konstrukcijos pobūdžio, valdymo, priklausomybės bei ilgalaikės priežiūros.

Todėl, norint sumažinti mikrovibracijų amplitudę naudojant elektromagnetinį prietaisą, reikėjo įvertinti tris skirtingas metodikas, pagrįstas skirtingu darbo principu, įskaitant struktūros slopinimą (sudėtinę struktūrą), kontroliuojamą Kulono slopinimą ir kontroliuojamą atoveikio jėgą.



5.3 pav. Sistemos reakcija kintant išoriniams jėgoms

Antrojo skyriaus rezultatai parodė galimybę pasiekti 50 procentų virpesių slopinimo rezultatą vientisa sudėtine sija ir be išorinių valdymo grandinių energijos išsklaidymui. Čia empiriškai interpretuojama siūloma prielaida, kaip slopinti virpesius, plintančius per tarpinę sijos struktūrą.

Trečiajame skyriuje paaiškinama, kaip padidinti trinties jėgą tarp dviejų plieno paviršių, keičiant normalios jėgos dydį. Čia normalioji jėga padidinama magnetinio fiksavimo metu atsirandant traukos jėgai F tarp plieno plokščių. Gauti rezultatai paaiškina idėją, kaip galima toliau įgyvendinti koncepciją vibracijų slopinimo valdomos trinties metodu.

Galimybė naudoti elektromagnetinius įtaisus maksimalioms rezonanso reikšmėms valdyti yra analizuojama ketvirtame skyriuje. Čia teoriškai ir eksperimentiškai tiriami sukurtinės srovės slopintuvas bei aktyvus elektromagnetinis įrenginys. Gauti rezultatai aiškiai parodo skirtumus slopinant vibracijas, kai naudojami kontroliuojami slopinimo ar standumo parametrai.

Trys metodai, kurie skirti atoveikio jėgai generuoti, turi skirtingą veikimo principą ir turi būti naudojami atsižvelgiant į projektavimo reikalavimus, tokius kaip: erdvė prietaisui įdiegti, svyravimo amplitudė ir svyravimo dažnis. Todėl sunku apibrėžti koreliaciją tarp trijų metodų, tačiau, atsižvelgiant į taikymo reikalavimus, galima pasirinkti optimaliausią konstrukciją.

Sudėtinių struktūrų naudojimas yra labiausiai tinkanti metodika dabartiniams tyrimams patvirtinti, kai siekiama slopinti mikrovibracijas, keičiant rezonansą, būdingą tarpinei struktūrai, jungiančiai vibracijos šaltinį su slopinamu objektu. Sudėtinių struktūrų privalumai yra tai, kad konstrukcija gali būti paprasta, mažiau priklausomybės tarp modulių ir nesudėtingas mechanizmas. Galimybės suteikti daugybę derinių pasyviųjų ir aktyviųjų sluoksnių tiesioginio jungimo būdu be išorinės jungimo grandinės lemia skirtingas natūralių dažnių galimybes.

IŠVADOS

Šiame darbe buvo tiriamos mikrovibracijų slopinimo metodų, keičiant tarpinės struktūros rezonansą, charakteristikos.

1. Atliekant problemos analizę, buvo apibrėžtas tyrimo tikslo taikymas. Tada atliktas įvairių metodų ir prietaisų, naudojamų mikrovibracijai valdyti, literatūros tyrimas. Iš tyrimų buvo pastebėta, kad esami moksliniai tyrimai neakcentuoja mechaninio rezonanso valdymo kontroliuojant standumą k . Taip pat šiuose tyrimų darbuose neakcentuojami metodai, kaip generuoti papildomas jėgas, keisti standumą bei slopinti vibracijas. Todėl tolesniam tyrimui buvo pasiūlyti ir apsvarstyti trys skirtingi metodai, galintys pasiekti tyrimo tikslą: (i) struktūrinio standumo valdymas naudojant sudėtinę struktūrą; (ii) kintantis sistemos standumas valdant trintį; ir (iii) standumo valdymas generuojant atoveikio jėgą sistemoje, naudojant elektromagnetinį įtaisą.
2. Norint kontroliuoti konstrukcijos standumą naudojant sudėtinę struktūrą, iš pradžių buvo pasiūlyta konceptuali konstrukcija, iš kurios buvo apibrėžta tyrimo tikslo tyrimo problema. Tolesniam tyrimui buvo pasirinktas pjezoelektrinis bimorfas. Pagal teorinius tyrimus, išvedama pjezoelektrinio bimorfo pagrindinė lygtis, atsižvelgiant į dviejų jėgimo įtampų su fazijų poslinkiais poveikį, ir išreikšta 4×4 matricos formatu. Lygtis buvo patikrinta naudojant eksperimentinę analizę (Eksperimentas - 1), kur atliekant skaitinę analizę buvo pastebėtas 80 procentų vibracijos sumažėjimas. Atliekant kitą eksperimentą (Eksperimentas - 2) tyrimo tikslas – slopinti vibracijas kontroliuojant standumą – buvo analizuojamas tiesiogiai jungiant aktyviusius ir pasyviuosius sluoksnius. Šio bandymo rezultatai parodė, kad išoriškai sužadiname gembės modelyje 50 procentų vibracijų slopinimas gautas derinant netiesioginį pjezoelektrinės sijos pasyviųjų ir aktyviųjų sluoksnių jungimą.
3. Šiame tyrime buvo pasiūlytas ir ištirtas naujas metodas valdyti trintį tarp dviejų plieno plokščių naudojant magnetinio fiksavimo principą. Normalios jėgos dydis padidėjo, kad būtų užtikrinta geresnė trintis, taikant magnetinio fiksavimo metodą tarp plieno plokščių įvedant traukos jėgą. Buvo atliktos dvi teorinės analizės, pagrįstos magnetinio fiksavimo, esant tiesioginei magneto poveikio įtakai per plieno plokštes. Gauti pirmosios teorinės analizės modeliavimo rezultatai parodė, kad srauto tankio tarp plieno plokščių dydis yra $|B| = 0,01$ T, o antroje teorinėje analizėje (magnetinių grandinių teorija) yra $|B| = 0,69$ T. Galima teigti, kad, naudojant magnetinį fiksatorių, galima pasiekti 50 procentų trinties padidėjimą.
4. Buvo apsvarstyti ir sukurti du esami elektromagnetiniai įtaisai, skirti atoveikio jėgos generavimo procesui sistemoje ištirti, siekiant keisti standumą. Elektromagnetinis slopintuvas atoveikio jėgai sukurti susideda iš

sūkurinės srovės slopintuvo ir dviejų ričių sistemos. Eksperimentinės analizės rezultatai buvo pateikti Bode diagramos pavidalu. Rezultatai patvirtino, kad sūkurinės srovės slopintuvai geba užtikrinti 70 procentų vibracijos amplitudės slopinimą, nekeičiant dažnio sistemoje. O dviejų ričių sistemos slopinimas buvo 80 procentų, padidinus sistemos rezonanso dažnį 3 Hz vienetais. Taip pat pastebėta, kad dviejų ričių sistemoje poslinkis buvo 3 dB vienetais žemyn nuo pusiausvyros sistemos padėties. Tyrimai patvirtino, kad dviejų ričių sistema yra tinkama reikiamai atoveikio jėgai generuoti, kad būtų galima keisti standumą ir slopinti mikrovibracijas.

5. Vibracijų slopinimas galimas keičiant slopinimo santykį, masę ir sistemos standumą. Šie trys metodai buvo palyginti ir išanalizuoti naudojant Bode diagramą. Visi trys šiame tyrime nagrinėjami metodai keičia sistemos standumą. Kadangi šie trys metodai turi skirtingus darbo principus, sunku nustatyti koreliaciją, tačiau, remiantis tokiais projektavimo reikalavimais, kaip erdvė įrenginiui įgyvendinti, svyravimo amplitudė ir svyravimų dažnis, būtų galima naudoti tam tinkamiausią metodą. Remiantis dabartiniais tyrimais, išmaniųjų sudėtinių struktūrų naudojimas yra tinkamiausia metodika, palaikanti dabartinį tyrimo teiginį, siekiant slopinti mikrovibracijas keičiant tarpinės struktūros rezonansą. Sudėtinių konstrukcijų naudojimo privalumai yra šie: (a) konstrukcija gali būti paprastas mechanizmas, turintis minimalią priklausomybę tarp dalių, ir (b) galimybės pateikti daugkartinius tiesioginio pasyviųjų ir aktyviųjų sluoksnių jungimo derinius be išorinių jungimo grandinių, gauti skirtingus natūralius dažnius.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

- [1] G. S. Aglietti, R. S. Langley, E. Rogers, and S. B. Gabriel, “Model building and verification for active control of microvibrations with probabilistic assessment of the effects of uncertainties,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, 2004.
- [2] C. Liu, X. Jing, S. Daley, and F. Li, “Recent advances in micro-vibration isolation,” *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015.
- [3] R. G. Cobb *et al.*, “Vibration isolation and suppression system for precision payloads in space,” *Smart Mater. Struct.*, 1999.
- [4] G. Smet and S. Patti, “A Mechanisms Perspective on Microvibration-Good Practices and Lessons Learned,” in *Proceedings of the 44th Aerospace Mechanisms Symposium, NASA Glenn Research Center*, 2018, pp. 191–204.
- [5] B. De Marneffe, M. Avraam, A. Deraemaeker, M. Horodinca, and A. Preumont, “Vibration isolation of precision payloads: A six-axis electromagnetic relaxation isolator,” *J. Guid. Control. Dyn.*, 2009.
- [6] I. A. Abu Hanieh, A. Preumont, and N. Loix, “Piezoelectric Stewart platform for general purpose active damping interface and precision control,” in *European Space Agency, (Special Publication) ESA SP*, 2001.
- [7] W. Chi, D. Cao, D. Wang, J. Tang, Y. Nie, and W. Huang, “Design and Experimental Study of a VCM-Based Stewart Parallel Mechanism Used for Active Vibration Isolation”, *Energies*, vol. 8, no. 8, pp. 8001–8019, Jul. 2015.
- [8] D. Kamesh, R. Pandiyan, and A. Ghosal, “Modeling, design and analysis of low frequency platform for attenuating micro-vibration in spacecraft,” *J. Sound Vib.*, 2010.
- [9] V. Preda, J. Cieslak, D. Henry, S. Bennani, and A. Falcoz, “A H_{∞}/μ solution for microvibration mitigation in satellites: A case study,” *J. Sound Vib.*, 2017.
- [10] D. Addari, G. S. Aglietti, and M. Remedia, “Experimental and numerical investigation of coupled microvibration dynamics for satellite reaction wheels,” *J. Sound Vib.*, 2017.
- [11] W. Shi, L. Wang, Z. Lu, and H. Wang, “Experimental and numerical study on adaptive-passive variable mass tuned mass damper,” *J. Sound Vib.*, vol. 452, pp. 97–111, Jul. 2019.
- [12] J. A. B. Gripp and D. A. Rade, “Vibration and noise control using shunted piezoelectric transducers: A review,” *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018.
- [13] Y. Wei-ming, W. Bao-shun, and H. Hao-xiang, “Research of mechanical model of particle damper with friction effect and its experimental verification,” *J. Sound Vib.*, vol. 460, p. 114898, Nov. 2019.

- [14] Y. G. Wu *et al.*, “Design of semi-active dry friction dampers for steady-state vibration: sensitivity analysis and experimental studies,” *J. Sound Vib.*, vol. 459, p. 114850, Oct. 2019.
- [15] B. Yan, H. Ma, N. Yu, L. Zhang, and C. Wu, “Theoretical modeling and experimental analysis of nonlinear electromagnetic shunt damping,” *J. Sound Vib.*, vol. 471, p. 115184, Apr. 2020.
- [16] C. A. Morales, “Complete results for free and forced vibrations of inerter-added one-degree-of-freedom systems,” *J. Vibroengineering*, vol. 21, no. 6, pp. 1564–1573, Sep. 2019.
- [17] C. A. Morales, “Transmissibility concept to control base motion in isolated structures,” *Eng. Struct.*, vol. 25, no. 10, pp. 1325–1331, Aug. 2003.
- [18] M. A. Mitiu and D. Comeaga, “The control of transmissibility and mechanical impedance using electrodynamic actuators,” in *2013 - 8th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering, ATEE 2013*, 2013.
- [19] V. Ostasevicius, R. Didziokas, R. Gaidys, and V. Barzdaitis, “Vibration peculiarity of impacting variable cross section cantilever structure,” in *Mechanisms and Machine Science*, 2019.
- [20] S. S. Djokoto, E. Dragasius, V. Jurenas, and M. Agelin-Chaab, “Controlling of Vibrations in Micro-Cantilever Beam Using a Layer of Active Electrorheological Fluid Support,” *IEEE Sens. J.*, 2020.
- [21] S. S. Djokoto, M. Agelin-Chaab, V. Jurenas, and E. Dragasius, “Experimental Investigation of Squeezed MRF Film Stopper and Its Effect on Vibrating Bimorph for Frequency Tuning of an Energy Generator,” in *Conference Proceedings - IEEE SOUTHEASTCON*, 2019.
- [22] K. Ragulskis, K. Kanapeckas, R. Jonušas, K. Juzenas, and K. Juz, “VIBRATIONS GENERATOR WITH A MOTION CONVERTER BASED ON PERMANENT MAGNET INTERACTION,” *J. Vibroengineering*, vol. 12, no. 1, pp. 124–132, Mar. 2010.
- [23] E. P. Furlani, *Permanent magnet and electromechanical devices: materials, analysis, and applications*. Academic, 2001.
- [24] I. S. Shanker Ganesh Krishnamoorthy, “Investigation of Permanent Magnet Levitating Inside Solenoid,” in *Proceedings of 20th International Conference. Mechanika*, 2015, pp. 170–175.
- [25] C. W. Song and S. Y. Lee, “Design of a solenoid actuator with a magnetic plunger for miniaturized segment robots,” *Appl. Sci.*, 2015.

MOKSLINĖ VEIKLA

Straipsniai „Web of Science“ duomenų bazėje indeksuotuose leidiniuose su cituojamumo rodikliu

1. **Krishnamoorthy Shanker Ganesh**; Skiedraitė Inga. Attenuation of micro-vibration by varying the resonance extremity of a transitional composite structure // *Mechanics of advanced materials and structures*. Philadelphia, PA : Taylor & Francis. ISSN 1537-6494. eISSN 1537-6532. 2020, vol. 00, p. 1-11. DOI:10.1080/15376494.2020.1716416. [Science Citation Index Expanded (Web of Science); Scopus] [IF: 2,873; AIF:3,477; IF/AIF: 0,826; Q1 (2018, InCites JCR SCIE)] [M.kr.: T 009] [Indėlis: 0,500]
2. Skiedraitė Inga; **Krishnamoorthy Shanker Ganesh**; Kondratas Alvydas; Diliūnas Saulius; Skvireckas Ramūnas. Friction between steel plates under the influence of magnetic field // *Mechanika*. Kaunas : KTU. ISSN 1392-1207. eISSN 2029-6983. 2017, vol. 23, iss. 2, p. 305-309. DOI: 10.5755/j01.mech.23.2.13839. [Science Citation Index Expanded (Web of Science); Scopus; Academic Search Complete] [IF: 0,529; AIF: 2,663; IF/AIF: 0,198; Q4 (2017, InCites JCR SCIE)] [M.kr.: T 009] [Indėlis: 0,200]

Straipsniai kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose

1. **Krishnamoorthy Shanker Ganesh**; Skiedraitė Inga; Djokoto Sylvester Sedem; Dragašius Egidijus; Skvireckas Ramūnas. Study of change in resonance characteristics for a passive bimorph damper // *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical mechanics*. Athens: WSEAS. ISSN 1991-8747. eISSN 2224-3429. 2017, Vol. 12, art. 7, p. 51-56. [Scopus] [FOR: T 009] [Input: 0,200].

Straipsniai konferencijų pranešimų medžiagoje

1. Skiedraitė, Inga; Krishnamoorthy, **Shanker Ganesh**; **Kondratas**, Alvydas. Research of frictional force in respect to magnetized surface // *Solid state phenomena : Mechatronic systems and materials VII : selected, peer reviewed papers from the 11th international conference Mechatronic Systems and Materials (MSM 2015), July 7-9, 2015, Kaunas, Lithuania / edited by I. Skiedraitė, E. Dragašius, L. Zubrickaitė*. Zurich : Trans Tech Publications. ISSN1012 - 0394. e ISSN1662-9779. 2016, vol. 251, p .89 - 93. DOI:10.4028/www.scientific.net/SSP.251.89. [Scopus; Applied Science & Technology Source; IndexCopernicus][FOR: T 009] [Input: 0,333].

2. **Krishnamoorthy Shanker Ganesh**; Skiedraitė Inga; Kondratas Alvydas. Analysis of electromagnetic force in the dashpot // Mechanika 2017 : proceedings of the 22nd international scientific conference, 19 May 2017, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, Lithuanian Academy of Science, IFTOMM National Committee of Lithuania, Baltic Association of Mechanical Engineering. Kaunas : Kaunas University of Technology. ISSN 1822-2951. 2017, p. 201-204. [FOR: T 009] [Input: 0,334]
3. **Krishnamoorthy Shanker Ganesh**; Mayalil Justin Mathews; Baltrukonis Justas. Damping force inside an energy harvesting damper // Pramonės inžinerija 2016 [elektroninis išteklius]: jaunųjų mokslininkų konferencija, 2016 m. balandžio 28 d. : pranešimų medžiaga / Kauno technologijos universitetas. Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas. Kaunas : Kauno technologijos universitetas. ISSN 2538-6727. 2016, p. 108-111.DOI: 10.5755/e01.25386727. [FOR: T 009, N 002] [Input: 0,334]

Information about the author

In 2012 Shanker Ganesh Krishnamoorthy completed his Bachelor's in Mechanical Engineering from Adi Shankara Institute of Engineering & Technology, India. For a period of one year, he worked as field engineer (Assistant Mechanical Engineer) at Remeomech Engineering Pvt. Ltd, India. In 2013 he joined Kaunas University of Technology (KTU) to pursue Masters in Mechatronics and successfully completed his master's degree in 2015. To gain more experience as a researcher, in 2015, he joined the funded doctoral studies program at Department of Production Engineering, in Mechanical Engineering and Design Faculty, KTU. During his PhD studies, he also successfully completed, one year of engineering trainee program, at Europe Space Agency's (ESA), Automation and Robotic Section in ESTEC, Noordwijk, Netherlands. The ESA engineering trainee program was funded by Lithuanian Research Council, Lithuania. His PhD studies concluded in 2020 and currently he is working as an Industrial Designer at R&D department of FabricAir, Lithuania.

Email: shankerga1988@gmail.com

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-7854-2553>

RESUME

Research relevance

Low-amplitude vibration with a frequency ranging from 0.1 Hz to 1 kHz can be defined as micro-vibration [1], [2]. Micro-vibration that propagates in mechanical systems can result in different problems which can lead to performance degradation of sensitive appliances [3], [4]. Therefore, the mitigation of micro-vibration is an essential topic that engineers and scientists have to take into consideration when developing new mechanical systems. A precise solution is therefore required for the design and control of mechanical systems because the micro-vibration that occurs with a frequency of up to 1 kHz can affect the performance of sensitive measuring tools used with payloads of spacecraft [3], [5] which are used for measuring the proximity (distance) or any other equipment used for visual imaging.

Passive vibration suppression and isolation is the first recommended approach to try to reduce these unwanted disturbances. From the practical standpoint, the reduction of the vibration level in a sensitive location of a structure can be achieved by placing the equipment on the appropriate mountings. However, high impacts and more extended services affect the mountings thus resulting in changes in the system's resonance. The change in resonance enhances the propagation of micro-vibration.

In this case, the active damper solution is a good approach for solving micro-vibration mitigation issues. For example, a six-axis voice coil motor (VCM)-based platform [6] dynamic isolation system is one of the best proactive solutions. However, these mechanisms depend on synchronized working of different links. These issues can be curbed by implementing agile isolation, which involves using a shape-memory alloy or smart materials, such as piezoelectric elements.

The above-mentioned systems can provide optimal results, but the nature of their mechanical design is complicated, and the involvement of various parts that have to work in the synchronized increases the systems' dependency factor. Here, the dependency factor refers to the dependency of hardware on control systems.

In recent years, significant contribution has been made towards the attenuation of micro-vibration so that to support the performance of sensitive payloads in space applications. This is in large part due to the fact that space structures possess low damping, which results in a long decay time for vibration. Therefore, this research will consider a sample problem related to space applications.

Similar research was also carried in Kaunas University of Technology by V. Ostaševičius, A. Bubulis, R. Gaidys, V. Barzdaitis, V. Jurėnas, R. Jonušas, K. Ragulskis and other researchers.

Aim and objective of the research

The aim of the research is to investigate and develop a method for attenuating micro-vibration by controlling the mechanical resonance characteristics of a transitional structure.

To achieve the aim, the following tasks should be fulfilled:

1. Scientific literature review analysis related to various methods used for vibration attenuation.
2. To evaluate theoretically and experimentally the process to control micro-vibration by varying the structural stiffness of the smart composite beam.
3. To conduct theoretical investigation of a method for varying the stiffness of an interconnecting system through controlled friction.
4. To evaluate theoretically and experimentally the design of electromagnetic dashpots which are created by using already existing systems, such as eddy current dampers and actuated coil systems.
5. To compare and to evaluate the research results in order to select the most suitable technique for practical application.

Scientific novelty

1. A theoretical model to explain the response of piezoelectric bimorph by considering two input voltages with phase shifts is presented in this research. Also, the experimental research demonstrating 50% alleviation in flutter is possible by directly shunting active and passive layers of a piezoelectric bimorph bender and without additional shunt circuit.
2. Theoretical evaluation of a novel method to attenuate vibration by controlling frictional force between two steel plates under the influence of varying magnetic flux. Also, the application of the current approach is evaluated in this research.
3. The influence of counterforce in varying stiffness of the system for an eddy current damper and a two-coil electromagnetic dashpot is theoretically and experimentally evaluated.

Statements to defend

1. A theoretical model to explain the response of piezoelectric bimorph by considering two input voltages with phase shifts can be developed. The 50% alleviation in flutter is possible by directly shunting active and passive layers of a piezoelectric bimorph bender and without any additional shunt circuit.
2. The novel method is able to attenuate vibration by controlling the frictional force between two steel plates under the influence of varying magnetic flux.
3. Out of the three methods investigated in this research, the utilization of the PZT bimorph beam or a similar smart composite structure is the most supporting technique for fulfilling the current research aim

Research methods

First, problem analysis will be conducted in order to identify the parameters necessary for investigating the proposed aim. Significance will be given to the working principle of electromechanical devices – based on structural, Coulomb and viscous methods – to attenuate vibration.

Each method will be investigated by using a theoretical model which will be evaluated through *MATLAB*, *COMSOL 5.3* and *FEMM4.2* software. For the design of the test setup and analysis, *SolidWorks 2016* software will be used. The designed test setup will be developed in the 3D printing lab under the Faculty of Mechanical Engineering and Design of Kaunas University of Technology.

The experimental analysis will be performed in order to verify the theoretical research which was carried out at the laboratory of the Institute of Mechatronics at Kaunas University of Technology. For excitation of the test setups, an electro-dynamic shaker will be used and excited with the help of a wave generator (DG1032) and an amplifier (EPA-104). The amplitude of vibration on the test setup will be analyzed by using an optical sensor (OFV-505) connected to a vibrometer-controller (OFV-5000) and a PicoScope for data collection. Vibration analysis will also be performed using a laser displacement sensor from *Keyence LK Series*, LK-G82. In order to minimize the influence of external vibration, entire tests will be performed in their complete form on an optical table.

Practical value

This research gives a theoretical and practical insight into three different methods for attenuating micro-vibration by controlling the mechanical transmissibility of electromechanical devices and by controlling the stiffness of the system. The different vibration attenuation techniques proposed and investigated throughout this research are suitable for applications related to altered gravity and varying atmospheric pressure, thus making them also suitable for space applications. Furthermore, these simple methods can be used for the design and development of packing technologies which require attenuation of vibration for the transportation of fragile and valuable materials.

Research approbation

The results of this research have been published in two scientific journals, indexed on the *Web of Science* database with an impact factor. One article is under the national database, while the other one is under an international database. Furthermore, three articles have been published in conference proceedings, and one further article has been published as a peer-reviewed scientific publication. The results of this research were also presented in two international conferences: WSEAS: Applied and Theoretical mechanics 2017, Cambridge, and Mechanika 2017, Kaunas, Lithuania.

Structure of the dissertation

This thesis consists of problem analysis, three main chapters, discussion on the achieved results, general conclusions, references and the author's publication list and other achievements.

The first section, which involves problem analysis, helps understand the issue that the research is addressing and clarifies the research aim. This chapter also explains the reason for choosing the following working principles to attenuate micro-vibration: structural vibration attenuation, reduction of micro-vibration through a controlled frictional process, and a viscous system that uses an electromagnetic device.

The second section addresses the topic related to the attenuation of micro-vibration through the use of smart composite structures. Here, the mathematical parameters required to understand the dynamic behavior of a piezoelectric bimorph bender as a response to input voltage and unmediated shunting are investigated theoretically and experimentally.

The third section elaborates on the topic related to a method that controls friction between two steel plates by using magnetic flux, thereby controlling micro-vibration. The work showcases a novel theoretical model that analyzes the aim of the research and verifies it theoretically with the help of *FEMM* and *MATLAB*.

The fourth section investigates the counter-force method that attenuates micro-vibration by using an electromagnetic device. Here, a specific test setup is developed to create micro-vibration, and 3D printed parts are used to minimize the effect of external magnetic attractive forces from ferrous materials. In this section, theoretical and experimental analyses regarding the force generated from electromagnetic devices are carried out. Also, an experimental part is included so that to study the heat generated in such systems.

The fifth section opens a discussion on each presently investigated technique and on the implementation process.

Finally, the work is concluded by a conclusion part which summarizes the accomplishments of the research work. At the end of the dissertation, a list of publications and other achievements obtained during the current research period are presented.

The volume of dissertation is 108 pages; it features 71 figures and 9 tables.

CONCLUSIONS

This research investigated different methods with the objective to develop a system to attenuate micro-vibration by shifting the resonance characteristic of a transitional structure.

1. Through problem analysis, the application of the research aim was defined. Then, literature study for different methods and devices used for micro-vibration control was performed. From the studies, it was observed

that the currently available research works do not emphasize the control of mechanical transmissibility by the control of stiffness k . Also, these research works do not emphasize on the methods to generate additional forces to vary stiffness, to attenuate vibrations. Therefore, three different methods capable of fulfilling the research aim were suggested and considered for further investigation, such as: (i) controlling the structural stiffness by using a composite structure; (ii) varying system stiffness through controlled friction; and (iii) controlling stiffness by generating counterforce in the system while using an electromagnetic device.

2. To control the structural stiffness using composite structure, initially, a conceptual design was suggested, from which, the problem to investigate the research aim was defined. For further investigation, a PZT bimorph bender was considered. From the theoretical studies for the mechanism of a PZT bimorph bender, an enhanced constitutive equation by considering the effect of two input voltages with phase shifts was obtained and expressed in the 4x4 matrix format. The equation was verified by using an experimental setup (Experimental setup – 1), where 80% reduction in vibration was observed for numerical analysis, as well as for experimental analysis. Through another experiment (Experimental setup – 2), the aim of the research to attenuate vibration by controlling stiffness was analyzed by direct shunting of the active and passive layers. The result obtained in this test stated that, for an externally excited PZT cantilever beam, 50% reduction in vibration is attainable by the combination of unmediated shunting of the passive and active layers of the PZT bimorph beam.
3. A novel method to control friction between two steel plates using a magnetic latching principle was proposed and investigated in this research. Here, the force of attraction between steel plates was increased by using the method of magnetic latching, thereby, the magnitude of the normal force acting between the plates increased and resulted in better friction. Two different designs were considered so that to theoretically compare the effects of magnetic latching with the direct influence of a magnet through a steel plate. The obtained simulation results in the first theoretical analysis showed that the magnitude of the flux density between the steel plates is $|B| = 0.01$ T, and, in the second theoretical analysis (the completed magnetic circuit theory), it is $|B| = 0.69$ T. This shows that that it is possible to obtain a 50% increase in the magnitude of friction through the magnetic latching design.
4. Two existing electromagnetic devices were considered and developed to investigate the process of generating counterforce in the system so that to vary the stiffness. The considered electromagnetic dashpot to create counterforces consisted of an eddy current damper and a two-coil system. The results obtained from experimental analysis were concluded and

represented in the form of a Bode plot. The results confirmed that the eddy current damper was able to provide 70% attenuation of the amplitude of vibration without any change in the frequency in the system. Whereas, the dashpot from the two-coil system provided 80% attenuation by a slight increase in the resonance frequency of the system by 3 Hz. For the two-coil system, it was also observed that there was a shift by 3 dB down from the equilibrium position of the system. The observations and the understanding derived from the current research states that the use of the two-coil system is suitable for generating the required counter force so that to vary stiffness and to achieve micro-vibration attenuation.

5. Attenuation of vibrations is possible by varying the damping ratio, varying the mass, and varying the stiffness of the system. With the help of a Bode plot, these three methods were compared and analyzed. All the three methods considered in this research are categorized under varying stiffness of the system. Since these three methods have different working principles, it is hard to achieve correlation, but, based on the design requirements, such as: the space to position the device, the amplitude of oscillation and the frequency of oscillations, the most suitable method could be used. According to the current research, the utilization of smart composite structures is the most supporting technique which supports the current research statement to attenuate micro-vibrations by shifting the resonance characteristic of a transitional structure. By using smart composite structures, the observed advantages were: (a) the design can be implemented within a limited space, and, (b) the possibilities were obtained to provide a multiple combination of direct shunting of the passive and active layers without external shunt circuits, which results in broadening the natural frequency characteristics

UDK 62-752(043.3)

SL344. 2021-62-*, * leidyb. apsk. I. Tiražas * egz.

Išleido Kauno technologijos universitetas, K. Donelaičio g. 73, 44249 Kaunas
Spausdino leidyklos „Technologija“ spaustuvė, Studentų g. 54, 51424 Kaunas