VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Michail BERBA

PASYVIŲJŲ ŽEMOJO DAŽNIO VIRPESIŲ IZOLIAVIMO SISTEMŲ TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
MECHANIKOS INŽINERIJA (09T)

LEIDYKLA
Vilnius TECHNIKA 2012

Disertacija rengta 2009–2012 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete

Mokslinis vadovas

doc. dr. Mindaugas JUREVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas,
technologijos mokslai, mechanikos inžinerija – 09T).

VG TU leidyklos TECHNIKA 2060-M mokslo literatūros knyga
<http://leidykla.vgtu.lt>

ISBN 978-609-457-358-3

© VG TU leidykla TECHNIKA, 2012
© Michail Berba, 2012
info@standa.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Michail BERBA

RESEARCH OF PASSIVE LOW-FREQUENCY VIBRATION ISOLATION SYSTEMS

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
MECHANICAL ENGINEERING (09T)

Vilnius LEIDYKLA
TECHNIKA 2012

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2009–2012.

Scientific Supervisor

Assoc Prof Dr Mindaugas JUREVIČIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Technological Sciences, Mechanical Engineering – 09T).

Reziumė

Disertacijoje nagrinėjamas naujai sukurtų mechaninių pasyviųjų žemojo (0,7–50 Hz) dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminių charakteristikų nustatymas. Pateikiami teoriniai ir eksperimentiniai tyrimai.

Pagrindinis disertacijos tikslas – sukurti mechaninių pasyviųjų žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminių parametrų nustatymo metodiką ir kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemą, ištirti dinamines jų charakteristikas ir naudojimo galimybes. Tyrimų objektas – žemojo dažnio pasyviosios virpesių izoliavimo mechaninės sistemos ir jų dinaminių charakteristikų nustatymas.

Siekiant įgyvendinti tyrimų tikslą, išspręsti šie uždaviniai: 1) atlikta mokslinės literatūros apie pasyviųjų ir aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų tipus, konstrukcijas, veikimo principus analizė; 2) išanalizuoti ir pagrįsti mechaninių pasyviųjų virpesių izoliavimo sistemų dinaminių charakteristikų nustatymo metodai; 3) sukurtas kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo metodas ir sistema, pagrįsta spyruoklių standžio įnulinimu; 4) atliktas optinių stalų su pneumatiniiais izoliatoriais ir kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos eksperimentinis dinaminių charakteristikų įvertinimas; 5) atliktas virpesių matavimo neapibrėžties ir gautų rezultatų patikimumo įvertinimas.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, rezultatų apibendrinimas, naudotos literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai, trys priedai.

Įvadiniamе skyriuje aptariama tiriamoji problema, darbo aktualumas, aprašomas tyrimų objektas, formuluojamas darbo tikslas ir uždaviniai, aprašoma tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, darbo rezultatų praktinė reikšmė, ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pristatomos autoriaus paskelbtos publikacijos ir pranešimai konferencijose disertacijos tema ir disertacijos struktūra.

Pirmajame skyriuje analizuojami virpesių izoliavimo sistemų tipai, pasyviųjų, pusiau aktyviųjų ir aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų pranašumai ir trūkumai.

Antrajame skyriuje pateikta naujo tipo virpesių izoliavimo sistemų analizė ir dinaminiai tyrimai.

Trečiajame skyriuje pateikti optinių stalų ir platformos dinaminių charakteristikų eksperimentiniai tyrimai.

Ketvirtajame skyriuje pateikti kvazinulinio standžio ir sudėtinių sistemų eksperimentiniai tyrimai bei virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties tyrimai.

Disertacijos tema skaityti du pranešimai Lietuvos ir užsienio konferencijose, du moksliniai straipsniai įtraukti į *ISI Web of Science* sąrašą, du publikuoti respublikinių ir tarptautinių konferencijų straipsnių rinkiniuose. Užpatentuotas vienas išradimas.

Abstract

In dissertation discuss about new created dynamic characteristics establishment of low-frequency (0,7–50 Hz) vibrations isolation system. Presented theoretical and experimental investigations.

Main goal of dissertation – is creation of dynamic parameters establishment methods for low-frequency vibration isolation systems and stiff quasi-zero vibrations isolation system, also investigate their dynamical characteristics and usage possibilities. Investigation object – low-frequency vibrations isolation mechanical systems and their dynamic characteristics establishment.

Wish to realize investigation goal, were solved those tasks: 1) In scientifically literature investigates types of passive and active vibration isolation systems, constructions, work principals and analyze; 2) Analyzed and theoretically introduced mechanical conceptions of dynamic characteristics establishment methods of the vibration isolation systems; 3) Created stiff quasi-zero vibration isolation method and system based on zeroing of spring stiffness; 4) Done experimental dynamic characteristics evaluations of optics tables with pneumatic isolation and stiff quasi-zero vibration isolation systems; 5) Done vibration measurement uncertainty and given results reliability evaluation.

Dissertation contents introduction, three parts, general conclusion of the results, used literature and list of author's themes published dissertations, three attachments.

In introduction part discuss about investigation problems, work actuality, described investigation object, formulated work goal and tasks, described investigation methods, work study novelties, practical meaning of the work results, defended reports. At the end of the introduction introduced author's placed publications and reports of the dissertation themes during conferences, also structure of the dissertation.

In the first part analyzed types of vibration isolation systems, advantages and disadvantages of passive, half active and active vibration isolation systems.

In the second part introduced new type of the vibration isolation system analyze and dynamic investigations.

In the third part introduced dynamic experimental characteristic investigation of the vibration isolation systems.

In the four part introduced dynamic characteristic kvasizero stiffness of a complex vibration isolation system and research of an uncertainty of vibration measurements.

Dissertation theme be read 2 times in Lithuanian and also in foreign conferences, printed 2 times and placed into list of ISI Web of Science; two – in information of republic and international conferences. Patented 1 invention.

Turinys

IVADAS	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	3
Tyrimų objektas.....	3
Darbo tikslas.....	3
Darbo uždaviniai	3
Tyrimų metodika	4
Darbo mokslinis naujumas	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	5
Ginamieji teiginiai.....	5
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	6
1. VIRPESIŲ IZOLIAVIMO SISTEMŲ TOBULINIMO RAIDOS IR TYRIMŲ ANALIZĖ	7
1.1. Virpesių izoliavimo sistemų tipai.....	7
1.2. Pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos	12
1.3. Pusiau aktyvios virpesių izoliavimo sistemos	19
1.4. Aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos.....	23
1.5. Neigiamo standžio pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos.....	27
1.6. Kvazinulinio standžio pasyvioji virpesių izoliavimo sistema	32
1.7. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas ...	39

2. ŽEMOJO DAŽNIO VIRPESIŲ IZOLIAVIMO SISTEMŲ DINAMINIAI TYRIMAI.....	41
2.1. Virpančios platformos (pagrindo) dinaminis pagrindimas.....	41
2.2. Optinio stalo ant virpančios platformos dinaminiai tyrimai.....	51
2.3. Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos naujumas ir jos dinaminiai tyrimai	57
2.4. Sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminiai tyrimai	65
2.5. Antrojo skyriaus išvados	74
3. OPTINIŲ STALŲ IR PLATFORMOS DINAMINIŲ CHARAKTERISTIKŲ EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI	75
3.1. Optinių stalų su pneumatiniiais virpesių izoliatoriais eksperimentiniai tyrimai.....	75
3.2. Stalo optinės plokštės ir platformos dinaminių charakteristikų eksperimentinio tyrimo ir skaičiavimo pavyzdžiai.....	83
3.3. Optinių stalų izoliacinių atramų dinaminių charakteristikų tyrimai ir rezultatai	88
3.4. Trečiojo skyriaus išvados	96
4. MECHANINIŲ VIRPESIŲ IZOLIAVIMO SISTEMŲ EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI.....	97
4.1. Kvazinulinio (neigiamo) standžio virpesių izoliavimo sistemos tyrimas	97
4.2. Sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminių charakteristikų eksperimentiniai tyrimai	102
4.3. Virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties tyrimai.....	106
4.4. Ketvirtojo skyriaus išvados	113
BENDROSIOS IŠVADOS.....	115
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	117
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS.....	123
PRIEDAI	125
A priedas. Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos virpesių matavimų rezultatai	125
B priedas. Patentas LT 5883 „Mechaninė kvazinulinio standžio vibroizoliacinė sistema“	125
C priedas. Sudėtinės sistemos virpesių matavimų rezultatai.....	125

Contents

INTRODUCTION	1
Topicality of the problem	1
Actuality of research	3
Objective of research.....	3
Aim of research	3
Task of research	3
Methodology of research	4
Scientific novelty	4
Practical value	5
Defended propositions	5
Approval of research	5
Structure of research	6
1. DEVELOPMENT EVOLUTION AND RESEARCH	
ANALYSIS OF VIBRATION ISOLIATION SYSTEMS.....	7
1.1. Types of vibration isolation systems	7
1.2. Passive systems of vibration isolation.....	12
1.3. Semi active vibration isolation systems	19
1.4. Active vibration isolation systems	23
1.5. Vibration isolation systems of negative stiffness	27
1.6. Vibration isolation systems of kvasizero stiffness	32
1.7. Conclusions of the first chapter and formulation of dissertation tasks	39
2. DYNAMICAL RESEARCH OF LOW-FREQUENCY	
VIBRATION ISOLATION SYSTEMS.....	41

2.1. Dynamical background of vibrating platform (basis)	41
2.2. Dynamical research of optical table on vibrating platform	51
2.3. Novelty and research of dynamics of a vibration isolation system of kvasizero stiffness	57
2.4. Dynamical research of a complex vibration isolation system	65
2.5. Conclusions of the second chapter	74
3. EXPERIMENTAL RESEARCH OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF OPTICAL TABLE AND PLATFORM	75
3.1. Experimental research of optical tables with pneumatic isolators of vibration	75
3.2. Examples of experimental research and calculation of dynamical characteristics of optical table isolation supports	83
3.3. Research and results of vibration transferability of optical table isolation supports	88
3.4. Conclusions of the third chapter	96
4. EXPERIMENTAL RESEARCH OF MECHANICAL VIBRATION ISOLATION SYSTEM	97
4.1. Research of kvasizero stiffness vibration isolation systems	97
4.2. Experimental research of dynamic characteristics of a complex vibration isolation system	102
4.3. Research of an uncertainty of vibration measurements	106
4.4. Conclusions of the four chapter	113
GENERAL CONCLUSIONS	115
REFERENCES	117
AUTHOR'S PUBLICATIONS ON A DISSERTATION SUBJECT	123
APPENDICES	125
Appendix A. Measurement results of vibration isolation system of kvasizero stiffness	127
Appendix B. Patent LT 5883 "Mechanical system of vibration isolation of kvasizero stiffness"	144
Appendix C. Measurement results of complex vibration isolation system	157

Ivadas

Problemos formulavimas

Daugelis metrologinių priemonių yra jautrios mechaniniams žemojo dažnio virpesiams ir akustiniam triukšmui. Šie virpesiai gali kilti tiek iš pastato išorės, tiek iš vidaus, t. y. nuo pravažiuojančių mašinų, vėjo, šildymo, vėdinimo ir oro kondicionavimo įrangos bei kitų laboratorinių įrenginių veikimo. Žinoma (Cessaro 1994; Hensley *et al.* 1999), kad pirminis mikroseisminis dažnis siekia 0,07 Hz, o antrinio mikroseisminio svyravimo dažnis sudaro 0,14 Hz ir gali turėti didesnę amplitudę. Pastatai paprastai virpa esant dažniams nuo 0,1 iki 1 Hz, o tipiniai grindų dažniai yra nuo 10 iki 50 Hz vertikalčiai ir nuo 1 iki 20 Hz horizontalčiai, todėl jautrios matavimo įrangos darbo kokybei užtikrinti žemųjų dažnių virpesių izoliavimas reikalingas ir aktualus. Yra daugybė žinomų techninių sprendimų, padedančių sumažinti ir redukuoti virpesių perduodamumą iš vieno mašinos dalių kitoms. Bendrai jie įvardijami kaip virpesių izoliatoriai (dempferiai) arba pakabų mechanizmai, pavyzdžiui, įvairūs amortizatoriai, tampriosios pagalvės, įvairiausios mechaninės spyruoklės, pneumatiniai ir hidrauliniai įtaisai, įvairiausios jų kombinacijos. Virpesių izoliavimo poreikis didėja, nes precizinės svarstyklės, optiniai mikroskopai ir kita jautri įranga, esanti palydovuose, orbitinėse stotyse, orbitiniuose teleskopuose (Eric 1996; Richman 1998), turi būti izoliuota nuo virpesių, kad galėtų tinkamai veikti. Virpančios nanoskalės sukelia daug

problemų, kai dirbama didesniais greičiais. Šiuo metu yra keli žemojo dažnio virpesių izoliavimo metodai – aktyvieji ir pasyvieji, kiekvienas iš jų turi savo pranašumų ir trūkumų. Pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos sukuria mažiau šilumos nei aktyviosios, o tai svarbu, kai dirbama su priemonėmis, jautriomis šilumai. Be to, pasyviosios sistemos yra kur kas pigesnės ir patikimesnės nei aktyviosios, jas naudojant nereikia specialių priemonių slopinimui arba standžiui reguliuoti. Šiuo metu pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos, tokios kaip optiniai stalai su pneumatiniiais virpesių izoliatoriais lazerių centruose, plačiai naudojamos žemojo dažnio (4–5 Hz) virpesiams izoliuoti. Optinio stalo tipiniai virpesių intervalas – 2–7 Hz, nes tai savasis dažnis, kuriame oro stalas rezonuoja (Hensly *et al.* 1999). Tačiau ypač žemiems (nuo 0,7 Hz) dažniams reikia geresnių izoliatorių, siekiant geresnio rezultato dirbant su zondiniais mikroskopais ir interferometrais. Sukurti kvazinulinio (neigiamo) standžio izoliatoriai rezonuoja nuo 0,5 Hz. Šis dažnis beveik neturi energijos, nes dideli virpesiai būtų labai neįprasti esant 0,5 Hz dažniui (McMahon 2009). Optiniai stalai ir aktyviosios sistemos ne itin gerai veikia, kai patenka į vakuumą, ypač aukštoje arba žemoje temperatūroje ir radiacinėje aplinkoje. Tokia aplinka pasitaiko atliekant specifinius tyrimus su puslaidininkiais. Kvazinulinio (neigiamo) standžio sistemos gali dirbti vakuume, aukštose ir žemose temperatūrose bei veikiant radiacijai. Kvazinulinio (neigiamo) standžio sistemos yra kompaktiškos ir lengvai perkeliamos iš vietos į vietą. Kartais tenka naudoti optinius stalus su kvazinulinio (neigiamo) standžio sistemomis, nes tai leidžia sušvelninti nedidelius svorio pokyčius ir didelius poslinkius. Be to, kvazinulinio (neigiamo) standžio sistemos tinka lazerių virpesiams izoliuoti, nes lazerio pagrindas – interferometras, kuris yra itin jautrus prietaisas ir gali išskirti nanometrų skalės judesius. Jie paprastai turi labai ilgus mechaninius kreipiklius, kurie daro juos dar jautresnius virpesiams. Kad sudėtinga moderni elipsometrinė technika pasiektų aukštą kokybę, turi būti mažas triukšmas, tada galima aptikti kraštinius judesius. Tinkamai izoliuotas interferometras leis pasiekti didžiausią galimą gebą. Taigi kvazinulinio (neigiamo) standžio 0,5 Hz virpesių izoliavimo sistemos suteikia tinkamą izoliaciją, kitos sistemos tiesiog to negali, o aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos turi ribotą dinaminį diapazoną ir negali tinkamai funkcionuoti, kai virpesių amplitudės yra didelės, be to, reikalauja papildomo maitinimo ir specialios priežiūros.

Virpesių izoliavimo problemos plačiai tyrinėjamos daugelio pasaulio šalių mokslininkų: JAV (M. E. Ruzicka, T. Sashida, D. Karnop, S. Sommerfeldt, C. M. Harris), Europoje (H. Boudaoud, E. Luzzato), Rusijoje (K. V. Bolotin N. N. Frolov, I. I. Blechman, A. N. Zotov). Pastaruoju laiku pasirodė gana daug šiai tematikai skirtų Pietų Korėjos, Japonijos, Kinijos mokslininkų darbų. Lietuvoje šioje srityje daug nuveikė K. Ragulskis, R. Bansevičius, A. Jakštas.

Darbe pagrindinis dėmesys skirtas nustatyti mechaninės koncepcijos pasyvių virpesių izoliavimo sistemų gebėjimą izoliuoti žemųjų (0,7–50 Hz) dažnių

virpesius. Nors atliekami tyrimai taikomi specifiniams virpesių izoliavimo sistemų dinaminių charakteristikų nustatymo uždaviniams spręsti, jų rezultatai gali būti naudojami naujos kartos, kokybiškai naujų savybių virpesių izoliavimo sistemoms kurti.

Darbo aktualumas

Optiniai stalai su pneumatiniiais virpesių izoliatoriais tinka lazerių centrums, tačiau, siekiant geresnio rezultato dirbant su zondiniais mikroskopais ir interferometrais, reikia naujos kartos virpesių izoliavimo sistemų, kurios leistų virpesiams jautriai įrangai, tokiai kaip zondinis mikroskopas, mikroskverbiklio testeris, profilio matuoklis ir skenuojantis elektroninis mikroskopas, veikti šiurkščiomis sąlygomis ir smarkių virpesių aplinkoje, ko negalima būtų pasiekti naudojantis geriausių charakteristikų optiniais stalais ar kitomis aktyviosiomis virpesių izoliavimo sistemomis. Todėl reikalingi nauji izoliavimo būdai ir sistemos, pagrįstos mechanikos principais, aukšto ergonomiškumo lygio, gerokai kompaktiškesnės nei optiniai stalai ir paprastesnės negu aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos, kurias būtų galima daug lengviau perkelti iš vietos į vietą. Tai užtikrintų laiku atliekamo virpesių izoliavimo kokybę, leistų naudotis ten, kur to reikia darbo vietose, ant stalų arba grindų, vakuuminėse kamerose, aukštesnėse arba žemesnėse temperatūrose, radiacinėje aplinkoje.

Tyrimų objektas

Tyrimų objektas – mechaninės pasyviosios žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemos.

Darbo tikslas

Ištirti mechanines pasyviąsias žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemas ir suformuluoti tokių sistemų tyrimo metodiką.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Atlikti mokslinės literatūros apžvalgą apie virpesių izoliavimo tipus, sistemas, jų tyrimus ir analizę.
2. Išanalizuoti ir pagrįsti mechaninių žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminį efektyvumą.
3. Pasiūlyti optinių stalų ir pneumatinių virpesių izoliatorių eksperimentinių tyrimų metodiką.
4. Atlikti kvazinulinio (neigiamo) standžio virpesių izoliavimo sistemų dinaminį charakteristikų eksperimentinius tyrimus.
5. Atlikti sudėtinių virpesių izoliavimo sistemų dinamikos eksperimentinius tyrimus ir įvertinti gautų rezultatų neapibrėžtį.

Tyrimų metodika

Rengiant darbą atlikti teoriniai ir eksperimentiniai tyrimai taikant skaitmeninės analizės principus, atliekant lyginamuosius virpesių izoliavimo sistemų matavimus ir taikant matematinę statistinę analizę gautų rezultatų patikimumui įvertinti.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie mechanikos inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Atlikta žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų analizė taikant lyginamuosius jų efektyvumo vertinimo metodus. Gautos mechaninių pasyviųjų žemo dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminės charakteristikos (perduodamumas) leidžia įvertinti virpesių izoliavimo efektyvumą. Nustatyta, kad tokios sistemos gali izoliuoti virpesius 0,7–50 Hz dažnių ruože.
2. Pasiūlyti optinių stalų ir pneumatinių virpesių izoliatorių eksperimentiniai tyrimo metodai, leidžiantys projektuoti ir tobulinti tokias sistemas tais atvejais, kai jų dinaminės charakteristikos yra nežinomos, o kitus metodus taikyti sunku. Pateikti eksperimentinio tyrimo rezultatai rodo, kad optinės plokštės ir platforma iki 80 Hz yra absoliučiai standūs kūnai.
3. Pasiūlyti kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo metodai leidžia spręsti žemojo (0,7–50 Hz) dažnio virpesių izoliavimą veikiant harmoniniam, impulsiniam ir baltajam triukšmui.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Taikant parengtą mechaninę pasyviąją žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemą yra gerokai supaprastinamas virpesių izoliavimo procesas, jis tampa pigesnis, užima mažiau laiko ir darbo sąnaudų, palyginti su kitais šiuo metu taikomais virpesių izoliavimo būdais.

Ginamieji teiginiai

1. Naujas kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo metodas, pagrįstas mechanikos principais ir masės išlyginimu.
2. Sukurta eksperimentinio tyrimo metodika leidžia įvertinti virpesių izoliavimo sistemų dinamines charakteristikas ir jų skaitines vertes.
3. Sukurto naujo kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo metodo praktinio taikymo galimybių pagrindimas, remiantis atliktų eksperimentų virpesių matavimų rezultatų analize.

Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tema išspausdinti du moksliniai straipsniai žurnaluose, įtrauktuose į ISI *Web of Science* duomenų bazę (Kilikevičius, Jurevičius, Berba 2010; Jurevičius, Kilikevičius, Berba 2011); vienas – respublikinės konferencijos straipsnių rinkinyje (Berba 2011); vienas – tarptautinio simpoziumo straipsnių rinkinyje (Berba, Jurevičius 2012). Užpatentuotas vienas išradimas (Berba *et al.* 2012).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti dviejose mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje:

- Tarptautinėje mokslinėje konferencijoje: The 7th international Symposium KOD 2012 „Machine and industrial design in mechanical engineering“ 2012 m., Vengrija.
- Respublikinėje mokslinėje studentų, magistrantų, doktorantų, jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mechanika, medžiagų inžinerija, pramonės inžinerija ir vadyba. Fizika ir fizinė kompiuterija“ 2010 m., Vilnius.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir bendrosios išvados, trys priedai.

Darbo apimtis – 126 puslapiai be priedų, tekste panaudota 113 formulių, 67 paveikslai ir 9 lentelės. Rašant disertaciją naudotasi 141 literatūros šaltiniu.

Virpesių izoliavimo sistemų tobulinimo raidos ir tyrimų analizė

Skyriuje nagrinėjami virpesių izoliavimo sistemų tipai, virpesių izoliavimo metodai ir sistemos, jų tobulinimo būdai, neigimo ir kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemų specifiška, teigiami ir neigiami aspektai. Remiantis literatūros šaltiniais pateikta virpesių izoliavimo sistemų analizė ir tyrimai. Šio skyriaus medžiaga paskelbta autoriaus publikacijoje (Berba 2012).

1.1. Virpesių izoliavimo sistemų tipai

Kuriant žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemas, šiuo metu daug dėmesio skiriama aktyviosioms ir pasyviosioms virpesių izoliavimo sistemoms (Snyder 1997). Triukšmo ir virpesių kontrolę gerai aprašė Bies, Hansen (1996) ir Haris (1987). Virpesių izoliavimo sistemos gali būti pasyviosios, pusiau aktyvios ir aktyviosios (1.1 pav.). Iki 1990 m. daugiausia buvo naudojamos tik pasyviosios sistemos (Mead 1999).

1.1 pav. Virpesių izoliavimo sistemų tipai (Bernhard 1992; Vijayan 2009)

Fig. 1.1. Overview of vibration isolation methods in the literature (Bernhard 1992; Vijayan 2009)

Iprastinės pasyviosios (optiniai stalai) virpesių izoliavimo sistemos dažnai naudojamos aukštiesiems ir žemiesiems (4–5 Hz) dažniams izoliuoti ir virpesių rezonanso kontrolei, kai reikalingas aukšto lygio virpesių izoliavimas (Kornopp 1973; Snyder 1997; Bies 1996; Fuller 1996; Soong 1990; Rao 1995; White 1982). Šis kompromisas būdingas pasyviosioms virpesių izoliavimo sistemoms, tačiau pasyviosios sistemos turi eksploatacinių apribojimų (Snyder 1997; Fuller 1996). Kai kurie autoriai (Franchek 1995; Bernhard 1992) teigia, kad aktyviosios sistemos kai kuriais atvejais gali suteikti geresnę virpesių izoliaciją. Tais atvejais, kai reikalaujama geresnių izoliavimo rezultatų, kurių negali suteikti pasyviosios sistemos, kuriamos aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos. Kai kuriais atvejais aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos parodė geresnes izoliavimo charakteristikas nei pasyviosios (Vijayan 2009). Tačiau taip pat žinoma, kad aktyviosios sistemos yra brangesnės, sudėtingesnės ir mažiau patikimos nei pasyviosios. Pagrindinis aktyviųjų sistemų naudojimo apribojimas tas, kad virpesiams izoliuoti reikalingas išorinis maitinimas. Todėl aktyviosios sistemos naudojimas gali būti apribotas tik tais atvejais, kai labai padidėja išlaidos, sudėtingumas ir masė. Todėl, siekiant sumažinti išlaidas ir pagerinti izoliavimo charakteristikas, buvo sukurta naujo tipo neigiamo ir kvazininulinio standžio pasyviosios sistemos (McMahon 2009; Zotov 2005; Berba, 2012). Vieno laisvės laipsnio tipinių virpesių izoliavimo sistemų schemas parodytos 1.2 pav. Tokios sistemos turi izoliuoti pagrindu perduodamus įvairaus pobūdžio virpesius.

1.2 pav. Tipinės virpesių izoliavimo schemas: a – pasyvioji sistema; b – pusiau aktyvi; c – aktyvioji sistema (Harris 1987; Liu 2005)

Fig. 1.2 Schematic of vibration isolation system with different type of dampers: a – conventional passive damper; b – semi-active damper; c – active device (Harris 1987; Liu 2005)

Pasyvioji sistema turi iš anksto nustatytas savybes, kurios negali būti koreguojamos, kol sistema veikia. Virpesių perduodamumas priklauso nuo žadinimo dažnio. 1.3 pav. pavaizduotas pasyviajai sistemai būdinga pavidava T esant skirtingoms slopinimo ζ eikšmėms (Vijayan 2009). Kai $T \leq 1$, virpesių izoliavimas užtikrinamas.

1.3 pav. Virpesių perduodamumas pasyviosiose (ištininė linija) ir aktyviosiose sistemose (punktyrinė linija) (Vijayan 2009)

Fig. 1.3 A vibration transmissibility of passive system (solid lines) and an active system (dashed line) (Vijayan 2009)

Pasyvi sistema yra veiksminga tik esant žadinimams, kurių dažnis daug didesnis nei jos nuosavas dažnis. Vis dėlto praktikoje išorinis žadinimas gali turėti dažnį, kintamą laike, ar gali sudaryti dažnių spektrą. Tokiu atveju virpesių izoliavimo sistemos veiksmingumas sumažėja, kai žadinimo dažnis artimas savajam sistemos dažniui. Nustatant sistemos slopinimo parametrus, kai reikia suderinti skirtingų dažnių izoliaciją ir apibendrinti sistemos efektyvumą, galutinis rezultatas gali būti nepatenkinamas.

Kitą vertus, aktyvi virpesių izoliavimo sistema išorinę energiją tiesiogiai išsklaido sistemoje naudojant vykdiklius, jutiklius ir valdiklius. Vykdikliai turi pajėgti suteikti norimas jėgas ar poslinkius sistemoje, jutikliai naudojami judesiu aptikti sistemoje (pagreičio, greičio ar santykinio poslinkio), valdikliai – norint apskaičiuoti reikalingas išorines jėgas ar poslinkius ir nusiųsti reikiamus signalus vykdikliams.

Iš įvairių konfigūracijų aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų pats populiariausias tipas – inercinio grįžtamojo ryšio sistemos, kuriose perduodamumas, artimas savajam dažniui, yra sumažintas, išlaikant aukštojo dažnio efektyvumą. Perduodamumas tipinėse aktyviosiose sistemose parodyta punktyrine linija 1.3 paveiksle (Vijayan 2009).

Pusiau aktyvi sistema sieja pasyviosios ir aktyviosios sistemų savybes. Panašiai kaip ir aktyviosios sistemos, ji naudoja vykdiklius, pritaikytus jėgoms ir poslinkiams. Vis dėlto jėgos ir poslinkiai negali būti panaudoti pasirinktinai, bet jie yra sistemos judesio funkcijos. Kitaip tariant, vykdikliai pusiau aktyviosiose sistemose laikomi pasyviaisiais elementais, kurių savybės (slopinimo santykis ir standis) gali būti keičiamos taip, kad valdymas gali būti įgyvendintas nenaudojant išorinės jėgos sistemoje, išskyrus mažą jėgos kiekį, reikalingą vykdiklio savybėms pakeisti. Jutikliai naudojami kaip ir aktyviosiose sistemose judesiams aptikti, valdikliai nulemia norimas vykdiklių savybes.

Pusiau aktyvios sistemos skirstomos į tris grupes: kintamojo standumo, kintamojo slopinimo (1.4 pav.) ir kintamosios masės. Kadangi masė negali būti pakeista per trumpą laiką, daugeliu atvejų taikomos tik dvi pirmosios grupės (Karnopp 1974).

Pirmos grupės sistemose standumas koreguojamas nustatant ne rezonansinę būklę (Liu 2005). Antros grupės pusiau aktyvios sistemos eksploatuojamos pagal pusiau aktyvią slopinimo kontrolės strategiją, siekiant pasyviai sukurti slopinimo jėgą (Choi 2001; Liu 2005).

Slopinimas, susijęs su masės inercija, buvo pavadintas *skyhook* (1.5 pav.) pusiau aktyvia sistema (Mead 1999; Ahmodin 2009).

1.4 pav. Pusiau aktyvi sistema ant pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos (Jalili 2002)

Fig 1.4. Semi-active absorber to passive system (Jalili 2002)

1.5 pav. Skyhook pusiau aktyvi sistema (a) ir aktyvi sistema (b) (Mead 1999)

Fig. 1.5. Skyhook system and its active equivalent (a) schematic with a skyhook damper; (b) active system (Mead 1999)

Lyginant aprašytas sistemas su skirtingais slopinimo koeficientais vieno laisvės laipsnio sistemai, kai pagrindas turi kinematinį žadinimą, judėjimo lygtį su įprastu klampiu slopinimu ir kintamuoju slopinimo koeficientu galima užrašyti taip:

$$m\ddot{x}(t) + h(t)(\dot{x}(t) - \dot{x}_0(t)) + c(x(t) - x_0(t)) = 0. \quad (1.1)$$

čia $h(t)$ sistemos slopinimo koeficientas, kuris gali kisti laike. Skirtingų tipų slopintuvų slopinimo koeficientas apibrėžiamas įvairiai (Lui 2005).

Standartinėms ir *skyhook* pasyviosioms sistemoms analitinis lygties sprendimas gaunamas iš judėjimo lygties (1.1). Tačiau pusiau aktyvių sistemų analitinis sprendimas neįmanomas, kai sistemos slopinimo koeficientas kinta laike.

1.2. Pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos

Klasikinės sistemos. Yra dviejų tipų pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos: tai pamato izoliacija ir naudojamų priemonių izoliacija. Viena plačiausiai įgyvendinamų ir pritaikytų seisminės apsaugos sistemų yra pamatų izoliacija. Seisminių pamatų izoliacija (Skinner *et al.* 1993; Naeim, Kelly 1999) yra technologija, kuri sumažina žemės drebėjimo poveikį atskiriant pastatą ir jo turinį nuo potencialiai pavojingo grunto, ypač kai dažnių intervalas turi didelį poveikį pastatui. Pamatų izoliacijos veiksmingumo, veikiant įvairių tipų seisminiam žadinimui, tyrimas paskatino teoriškai ir eksperimentiškai analizuoti bei tirti pamatų izoliaciją (Yang *et al.* 1996; Makris 1997; Johnson 1999; Spencer *et al.* 1999; Symans, Kelly 1999; Yoshida *et al.* 1999). Pamatų izoliacija, papildyta aktyviais ar išmaniais įtaisais, duoda daug geresnių rezultatų (1.6 pav.).

Precizinėms matavimo ir tyrimo priemonėms naudoti pamatų izoliaciją yra brangu ir ne visuomet tai galima padaryti. Todėl dažniausiai naudojamos sistemos, susidorojančios su pagrindo virpesiais, pagrįstos pasyviaja virpesių triukšmo kontrole. Šios sistemos sumažina virpesius ir triukšmą tiesiog išsklaidydamos energiją kaip šilumą (Enrico 2003). Tokią sistemą sudaro spyruoklė (tamprusis elementas) ir energijos slopintuvas. Taip pat gali būti naudojami elastometrai, skysčiai arba neigiamo standumo elementai. Spyruoklės priešinasi virpesių poslinkiui įtempdamos priešingas jėgas, proporcingas jų poslinkiui. Slopintuvas sudarytas iš stūmoklio, judančio per klampų skystį, arba laidininko, judančio magnetiniame lauke, kuris išskaido kinetinę energiją ir išskaido ją kaip šilumą. Vis dėlto spyruoklė turi savąjį rezonansinį dažnį, kuris priklauso nuo jos standžio, ir jeigu virpesių dažnis priartėja prie savojo sistemos dažnio, spyruoklė tampa stiprintuvu. Tokia nesudėtinga sistema nelabai gerai veikia esant virpesiams, žemesniems nei 10 Hz (Conola 2009). Taigi jų slopinimo lygis yra gana prastas. Tačiau jos yra pigios ir paprastos, todėl plačiai naudojamos (Enrico 2003). Pasyvioji sistema turi iš anksto nustatytas savybes, kurios negali būti koreguojamos, kol sistema veikia (Vijayn 2009).

1.6 pav. Grindų virpesių izoliacija (Shaidani 2008)

Fig. 1.6. Typical Building Vibration (Shaidani 2008)

Paprastiausios klasikinės pasyvios virpesių izoliavimo sistemos parodytos 1.7 paveiksle (Oueslati 1994). Tokios sistemos diferencialinė judėjimo lygtis:

$$m\ddot{x} + h(\dot{x} - \dot{x}_0) + c(x - x_0) = 0, \quad (1.2)$$

čia m – masė; h – slopinimo koeficientas; c – spyruoklės standis; x – masės judėjimo amplitudė; x_0 – pagrindo judėjimo amplitudė.

1.7 pav. Pasyviosios virpesių slopinimo sistemos schemas (Oueslati 1994)

Fig. 1.7. Schematic of System with a conventional passive damper (Oueslati 1994)

Įvertinant slopinimo koeficientą $\xi = h / 2m\omega_0 r$ savąjį dažnį $\omega_0 = \sqrt{c / m}$ lygtis (1.2) įgauna tokį pavidalą:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x = 2\xi\omega_0\dot{x}_0 + \omega_0^2 x_0. \quad (1.3)$$

Tokios sistemos absoliutusias perduodamumo koeficientas (Rao 1995):

$$T_{\ddot{x}} = \frac{\ddot{x}}{\ddot{x}_0} = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right]^2}}. \quad (1.4)$$

Santykinis perduodamumas yra:

$$T_{x-x_0} = \left| \frac{X - X_0}{X_0} \right| = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right]^2}}. \quad (1.5)$$

Pagreičio ir santykinio poslinkio perduodamumas parodytas 1.7 paveiksle, a, b. 1.7 pav., a, matome, kad žadinimo dažnis $\omega > \sqrt{2}\omega_0$ idėja arti rezonanso ir beveik vienodas esant žemajam $\omega > 0,3\omega_0$ dažniui. Todėl reikia atsakingai parinkti spyruoklės standį.

Rezonansinės amplitudės kontrolė vykdoma slopinimu. Didinant slopinimą sumažėja rezonansinė reakcija, bet tai didina perduodamumą izoliacijos diapazone $\omega / \omega_0 \geq \sqrt{2}$. Jei be slopinimo, tai perduodamumo rezonansas būtų begalinis. Aukštojo dažnio perduodamumas šiuo atveju asimptotinis krintamas – 40 dB/dekadai, suteikiantis daugiau izoliacijos. Tai sudaro seniai žinomas kompromisas tarp geresnės rezonanso kontrolės ir prastos virpesių izoliacijos esant aukštajam dažniui dėl fiksuotų slopinimų. Iš tiriamų santykinų poslinkių perduodamumo kreivių (1.7 pav., b) galima matyti, kad aukščiausia slopinimo vertė gaunama visame santykinio poslinkio perduodamumo dažnyje esant žemiausiai vertei.

Skyhook pasyvusis slopinimas. Judėjimo lygtį sistemai su *skyhook* slopinimu (1.9 pav.) galima užrašyti taip (Karnopp 1974; Liu 2005):

$$m\ddot{x} + h_{sky}\ddot{x} + c(x - x_0) = 0, \quad (1.6)$$

čia h_{sky} – *skyhook* slopintuvo slopinimo koeficientas.

1.8 pav. Įprastinės pasyvios sistemos perduodamumas: a – absoliutinė; b – santykinė (Liu 2005)

Fig. 1.8. Transmissibility of a conventional passive system: a – absolute transmissibility; b – relative transmissibility (Liu 2005)

Iš anksčiau pateiktos lygties išvedama masės judėjimo lygtis:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n^2(x - x_0) = 0 \quad (1.7)$$

1.9. pav. Skyhook konfigūracija: a – klasikinė; b – pasyvi (Karnopp 1974; Liu 2005)

Fig. 1.9. Skyhook system (a); passive sistem (b) (Karnopp 1974; Liu 2005)

Sistemos perduodamumas su *skyhook* slopintuvu gaunama taip:

$$T_{\dot{x}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\frac{\omega}{\omega_0}\right]^2}} \quad (1.8)$$

Santykinis perduodamumas:

$$T_{x-x_0} = \frac{\sqrt{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (1.9)$$

Šie perduodamumo koeficientai parodyti 1.10 pav., a, b. Matome, kad yra kompromisinė rezonanso kontrolė ir izoliacija.

1.10 pav. Skyhook sistemos perduodamumas: a – absoliuti; b – reliatyvi (Liu 2005)

Fig. 1.10. Transmissibility of a skyhook system: a – absolute transmissibility; b – relative transmissibility (Liu 2005)

Eksperimentiniai pasyviųjų izoliavimo sistemų perduodamumo rezultatai rodo, kad esant žemesiems dažniams (2–4 Hz) perduodamumas yra didelis. Tokios sistemos blogai slopina žemųjų dažnių virpesius (Conolly 2009).

Optiniai stalai. Tai pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos sudarytos iš korinės konstrukcijos optinės plokštės ir pneumatinių virpesių izoliatorių. Svarbiausios optinio stalo charakteristikos yra optinės plokštės slankis, pneumatinių virpesių izoliatorių perduodamumas ir stalo rezonansinis dažnis. Optinės plokštės korinės konstrukcijos fragmentas ir slankio kreivė parodyta 1.11 pav. a, b (Fundamentals of vibration... 2009).

1.11 pav. Korinės konstrukcijos fragmentas (a) ir slankio kreivė (b)
(Fundamentals of vibration... 2009)

Fig. 1.11. Construction of a honoycomb panel (a) and a typical compliance curve (b)
(Fundamentals of vibration... 2009)

Pneumatinio izoliatoriaus schema ir optinio stalo perduodamumo charakteristika parodyta 1.12 pav., a, b (Thorlabs 2012).

1.12 pav. Pneumatinio izoliatoriaus schema (a) ir optinio stalo perduodamumas (b) (Thorlabs 2012)

Fig. 1.12. Air spring isolator (a) and transmissibility optical table (b) (Thorlab 2012)

Matome, kad atitinkamai sukonstravus optinę plokštę ir pneumatinės atramos, naudojant naujas medžiagas ir šiuolaikines technologijas, galima gauti reikiamus slopinimus (1.12 pav., b) ir atitinkamus rezonansinius dažnius. Todėl tokių pasyviųjų virpesių izoliavimo sistemų, naudojant naujas medžiagas, tobulinimas yra aktualus ir reikalingas.

1.3. Pusiau aktyvios virpesių izoliavimo sistemos

Nuo pat 1970 m., kai buvo sukurtos pirmosios pusiau aktyvios sistemos, jos buvo pradėtos naudoti daugelyje inžinerijos sričių, ir kuo toliau, tuo daugiau jos naudojamos. Taip yra todėl, kad šių sistemų gebėjimas pasiekti puikias eksploatacines savybes yra didesnis negu klasikinių pasyviųjų sistemų (Karnopp 1973; Krasnicki 1980). Pusiau aktyvios sistemos plačiai taikomos automobilių virpesiams izoliuoti, smūginiuose slopintuvuose, įvairių konstrukcijų virpesiams izoliuoti. Pirmine pusiau aktyvios sistemos strategija buvo siekiama sukurti slopinimą, susijusį su masės inercija (*skyhook* sistemos), aprašyta kai kuriuose šaltiniuose (Crosly 1973; Karnopp 1974; Krasnicki 1980; Pan 1999, 2000).

Tokia kontrolės strategija buvo pavadinta *skyhook* – pusiau aktyvia kontrole. Kai kurios pusiau aktyvių sistemų schemas parodytos 1.11 pav., a, b (Liu 2005).

1.13 pav. Pusiau aktyvios virpesių izoliavimo sistemos: a – *skyhook* strategija; b – slopinimo reguliavimo strategija (Pan 2000; Liu 2005)

Fig. 1.13. Semi-active systems: a – skyhook; b – semi-active damper (Pan 2000; Liu 2005)

Autorius (Karnopp 1974) studijavo pusiau aktyvias sistemas, kompiuteriu modeliudamos harmoninius ir atsitiktinius žadinius. Kompiuterinis modeliavimas buvo grindžiamas prielaida, kad pusiau aktyvų slopinimą veikianti jėga visada yra tolygi, nors praktikoje tai retai pasitaiko. Eksperimentiniais tyrimais Liu (2005) gavo perduodamumo reikšmes, atsižvelgdamas į dažnį ir slopinimo koeficientą. Kartais tokios *skyhook* strategijos (Krasnicki 1980) siūlomos vadinti „jungimas–išjungimas“ sistemomis (1.12 pav.). Tokios sistemos prisiima arba nulinį slopinimą, arba tik pastoviųjų pasyviųjų slopintuvų vertas.

Ijungtos ir išjungtos *skyhook* sistemos schema parodyta 1.12 pav. su modifikuota perduodamumo lygtimi (Liu 2005; Chai 2001).

1.14 pav. Ijungta ir išjungta sistemos (Chai 2001)

Fig. 1.14. On-off system (Chai 2001)

Modifikuota perduodamumo lygtis:

$$|H(\omega)| = \left[\frac{1 + \left[2\xi_{off} \frac{\omega}{\omega_n} \right]^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2(\xi_{on} + \xi_{off}) \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) \right]^2} \right]^{1/2}. \quad (1.10)$$

Jų perduodamumas atsižvelgiant į dažnį ir slopinimą parodyta 1.13 pav.

Be to, šios sistemos nuo ankstesniųjų *skyhook* sistemų skiriasi tuo, kad čia jėgos slopinimas yra proporcingas santykiniam greičiui virš spyruoklių ir bespyruoklei masei, o ne absoliučiam masės greičiui virš spyruoklių.

1.15 pav. RMS perduodamumas esant harmoniniam ir atsitiktiniam žadinimui (Liu 2005)

Fig. 1.15. RMS transmissibility to harmonic and disturbances for white acceleration input spectrum (Liu 2005)

Tokių sistemų taikymo galimybės tiriamos transporto priemonių pakabų sistemose. Ankstesniuose tyrimuose daugiausia buvo naudojamas skaitmeninis modeliavimas. Tačiau jis neleidžia fiziškai patikrinti visų gautų rezultatų. Egzistuoja tyrimų gausa su pusiau aktyviais slopintuvais virpesių kontrolei, tokių kaip transporto priemonių stabdymo arba pastato struktūros kontrolei, tačiau santykinai mažai mokslinių tyrimų, kur dėmesys buvo skiriamas žemo dažnio virpesių izoliavimui (Karnopp 1995; Alandy 1987). Nors naudojama vis daugiau sudėtingų grįžtamojo ryšio kontrolės strategijų, tikėtina, kad naujai sukurtos neigiamo ir kvazinulinio standžio pasyvios virpesių izoliavimo sistemos dėl savo labai aukšto izoliacijos efektyvumo leidžia virpesiams jautriai įrangai, tokiai kaip zondinis mikroskopas, mikroskverbiklio testeris, profilio matuoklis ir skenuojantis elektroninis mikroskopas, veikti atšiauriausiomis sąlygomis ir smarkių virpesių aplinkoje kaip pavyzdžiui vakuume, aukštoje ir žemoje temperatūroje, veikiant radiacijai (Jim MacMahan 2011; Ferry 2007). Tokia aplinka pasitaiko, kai atliekami specifiniai tyrimai, pavyzdžiui šaldymo kameroje atliekami puslaidininkių tyrimai.

1.4. Aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos

Aktyvioji sistema būtų nebūtina, jei būtų galima gauti pasyviają sistemą su labai žemu savuoju dažniu, artėjančiu prie nulio. Tačiau tokiai žemojo savojo dažnio sistemai bus būtinas toks žemas standumas, kad sistema negalės jo ilgiau išlaikyti. Todėl aktyvioji sistema tampa būtina virpesių izoliacijai vertikaliaja kryptimi. Žemojo dažnio virpesių izoliacija horizontaliaja kryptimi gali būti pasiekama lengviau, turint žemą horizontalų standumą (Vijayan 2009).

Kadangi daugelis pasyviųjų sistemų yra efektyvios ir pakankamos aukštųjų dažnių virpesių izoliacijai, aktyviųjų sistemų poreikis aukštųjų dažnių virpesių izoliacijai yra mažesnis negu jų poreikis žemųjų dažnių virpesių izoliacijai (Vijayan 2009). Be to, aktyvaus tipo virpesių izoliacinėms sistemoms reikia našių virpesių jutiklių, todėl jos yra apie dešimt kartų brangesnės nei pasyviojo tipo virpesių izoliacinės sistemos (Mizuno 2003).

Vieno laisvės laipsnio aktyviąją virpesių izoliavimo sistemą (Sun 2007; Vijayan 2009), parodytą 1.14 pav., sudaro spyruoklė su standumo koeficientu C , slopintuvas su klampos koeficientu H , masė M ir vykdyklis su kontrolės jėga f_a , sukeliantis žadinimo jėgą f_s ir sutelktos masės M poslinkiu x .

1.16 pav. Aktyvioji virpesių izoliavimo sistema (a) ir jos dinaminis modelis (b)
(Sun 2007)

Fig. 1.16. Active vibration isolation system (a) and dynamics model (b) (Sun 2007)

$$A_{f_a} = (C + j\omega H) A_x \quad (1.14)$$

o pasyviosios sistemos:

$$A_x^{Pasyvi} = \frac{1}{M\omega^2 - C - j\omega H} A_{f_s} \quad (1.15)$$

čia A_{fs} – žadinimo jėgos f_s sudėtinė amplitudė; A_x – poslinkio x amplitudė.

Aktyviosios ir pasyvosios izoliacinių sistemų poslinkio amplitudės koeficientas yra toks: $\ddot{x}$

$$a = \left| \frac{A_x}{A_x^{Pasyvi}} \right| = \left| \frac{M\omega^2 - C - j\omega H}{M\omega^2} \right| = \left| \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - 1 - 2\xi \frac{\omega}{\omega_0} j}{\left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2} \right| = \frac{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4\xi^2 \Omega^2}}{\Omega^2}. \quad (1.16)$$

Čia $\omega_0 = \sqrt{C/M}$ sistemos savasis dažnis, $\xi = H / (2\sqrt{CM})$ izoliacinės sistemos slopinimo koeficientas ir $\Omega = \omega / \omega_0$ ra bėmatis žadinimo dažnis.

1.16 pav. pavaizduotos amplitudės a poslinkio koeficientų kreivės esant įvairiems dažniams ir įvairiems slopinimo koeficientams. Esant mažesniems slopinimo koeficientams, aktyvioji izoliacinė sistema turi mažesnę poslinkio amplitudę nei pasyvioji sistema. Tačiau yra kritinis žadinimo dažnis, kuriam esant koeficientas yra didesnis už vieną, ir amplitudės poslinkio koeficientas didėja sparčiai su mažėjančiu dažniu. Todėl aktyvi izoliacija veiksmingai nesumažins masės virpesių, ypač esant žemajam dažniui. Kadangi pasyvioji izoliacijos sistema suteikia gerą virpesių izoliaciją, esant aukštojo dažnio virpesiams, aktyvioji izoliacijos sistema paprastai naudojama siekiant pagerinti virpesių izoliaciją, esant žemesiems dažniams. Todėl aktyviosios izoliacijos sistemos konstrukcijos tuo pačiu metu turi atitikti ir virpesių mažinimą, ir masės poslinkius.

Šalia tipinių aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų yra sukurtos modifikuotos sistemos, siekiant išspręsti trūkumus, kuriuos sukelia didelis grįžtamasis ryšys (Sun 2007).

Šiose sistemose vykdyklis yra nuosekliai sujungtas su minkštesnėmis spyruoklėmis ar mažesniu slopintuvu, kuris yra lygiagretus su spyruokle, kuri suteikia statinį standumą ar kitokį slopinimą. Šiose sistemose vykdyklis pakeičia tik vieną ekvivalentišką standumą ir slopintuvą. Modifikuota aktyvioji virpesių izoliavimo sistema parodyta 1.16 pav. Yra du galimi valdiklio išdėstymo būdai – su spyruokle ir slopintuvu, kurie suteikia tas pačias dinamines charakteristikas. Palyginkime modifikuotą aktyviąją virpesių izoliavimo sistemą su įprasta aktyviąja virpesių izoliavimo sistema.

Tokiai sistemai (1.16 pav.) dinaminė lygtis gali būti užrašyta taip:

$$M\ddot{x} + H\dot{x} + Cx = f_a + f_s, \quad (1.17)$$

$$f_a = h_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1. \quad (1.18)$$

1.17 pav. Amplitudės poslinkiai, esant įvairioms dažnių ir slopinimo reikšmėms (Sun 2007)

Fig 1.17. Displacement amplitude ratios for various damping ratios (Sun 2007)

1.18 pav. Modifikuota aktyvioji virpesių izoliavimo sistema (Sun 2007)

Fig. 1.18. Modified active isolation system (Sun 2007)

Greitis ir grįžtamojo ryšio poslinkis lemia valdymo jėgą, kuri yra:

$$f_a = g_v(x - x_1) + g_d(\dot{x} - \dot{x}_1), \quad (1.19)$$

čia g_v – grįžtamojo ryšio greitis; g_d – grįžtamojo ryšio poslinkis.

Matematinės analizės metodais nagrinėdamas modifikuotą aktyviąją virpesių izoliavimo sistemą (1.16 pav.) Sun (2007) grįžtamo ryšio poslinkį ir greitį įvertina taip:

$$g_d = \frac{Cc_1}{C - c_1}, \quad g_v = \frac{Hh_1}{H - h_1}. \quad (1.20)$$

Apibrėždamas dviejų koeficientų parametrus $\beta = \frac{c_1}{C}$ ir $\gamma = h_1/H$, grįžtamojo ryšio parametrus jis užrašo taip:

$$g_d = \frac{\beta}{1 - \beta} C, \quad g_v = \frac{\gamma}{1 - \gamma} H. \quad (1.21)$$

Modifikuotos aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos palyginimas su tipine aktyviaja virpesių izoliavimo sistema pateiktas 1.1 lentelėje. Objektai dviejose sistemose turi tokią pačią poslinkio amplitudę ir abi sistemos turi identišką valdymo jėgą. Tol, kol β ir γ yra didesni negu nulis ir mažesni negu 0,5, poslinkio ir greičio grįžtamojo ryšio kitimas (padidėjimas) gali būti sumažintas iki norimos vertės pakoregavus β ir γ . Tačiau grįžtamojo ryšio kitimo santykis pateiktai sistemai ir tipinei aktyvių virpesių izoliavimo sistemai yra atvirkštinis dydis valdiklio eigos koeficientui. Taigi, grįžtamojo ryšio kitimo mažinimas didina valdiklio eigą. Didelę valdiklio eigą sunku sukurti, taigi pateikta sistema privalo išspręsti problemas tarp grįžtamojo ryšio kitimo ir valdiklio eigos. Todėl siūloma sistema negali sumažinti objekto poslinkio ir valdymo jėgos, o grįžtamojo ryšio kitimo apribojimas nėra visiškai išspręstas. Kadangi abi valdymo jėgos ir vykdyklio eiga yra poslinkio funkcijos, todėl svarbu tobulinti aktyviasias virpesių izoliavimo sistemas, siekiant sumažinti poslinkį.

Aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos (1.15 pav.) yra tinkamesnės žemiesiems dažniams izoliuoti (Spanos *et al.* 1993; Nelson *et al.* 1991; Anderson *et al.* 1997; Jun *et al.* 1997; Ming-Chang Shih *et al.* 2008; Romallo *et al.* 2000), lyginant su klasikinėmis pasyviosiomis virpesių izoliavimo sistemomis (1.6 pav.). Siūloma (Hehsley *et al.* 1999) naudoti aktyviasias virpesių izoliavimo sistemas su rezonansiniu dažniu 0,033 Hz kartu su pasyviosiomis sistemomis, tokios sudėtinės sistemos sumažina žalingą virpesių poveikį esant 0,1–100 Hz.

1.17 pav. grafiškai pavaizduotas pasyviųjų ir aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų perduodamumas. Šioje diagramoje dažnis buvo nustatytas ties 5 Hz, kuris dažnai pasitaiko pastatų virpesiuose. Dėl šios priežasties likusi amplitudė pasyviosios izoliacinės sistemos paviršiuje yra aukštesnė nei amplitudė ant pastato grindų. Aktyvioji sistema mažina grindų virpesius per visą dažnių diapazoną (Stobener 2009) (1.18 pav.).

1.1 lentelė. Modifikuotos aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos palyginimas su tipine aktyviąja virpesių izoliavimo sistema

Table 1.1. Comparison of an active modified vibration isolation system with a typical active vibration isolation system

	Tipinė sistema	Modifikuota sistema
Izoliuojamo objekto kompleksinė poslinkio amplitudė A_x	$-\frac{1}{M\omega^2} A_{f_s}$	$-\frac{1}{M\omega^2} A_{f_s}$
Valdymo jėgos kompleksinė amplitudė A_{f_a}	$(C + j\omega H)A_x$	$(C + j\omega H)A_x$
Grįžtamojo ryšio poslinkio padidėjimas	C	$-\frac{\beta}{1-\beta}C$
Grįžtamojo ryšio greičio padidėjimas	H	$-\frac{\gamma}{1-\gamma}C$
Vykdiklio eiga	$ A_x $	$-\frac{\beta}{1-\beta} A_x $

Aktyviosios sistemos atveju virpesiai gesta 0,3 s, o pasyvioji sistema virpa beveik 2 s (Stobener 2009). Nepaisant aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų spartaus vystymosi ir gautų žemųjų dažnių virpesių izoliavimo gerų rezultatų, pastaruoju metu kuriamos naujo tipo visiškai mechaninės koncepcijos pasyviosios žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemos, kurios yra kompaktiškos, lengvai perkeliama iš vietos į vietą, galinčios dirbti vakuume, aukštos ir žemos temperatūrose bei veikiant radiacijai, o aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos to negali. Taigi pasyviosios ir aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos turi savo nišą pramonėje ir tyrimo laboratorijose.

1.5. Neigiamo standžio pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos

Jau beveik 40 metų pneumatiniai virpesių izoliatoriai daugiausia naudojami pramonėje, akademinės bendruomenės lazerių centruose ir mikroinžinerijos įrenginiuose. Precizinis virpesių izoliavimo poveikis vis didėja mikroelektronikos gamyboje, pramoniniuose lazerių ir optinėse sistemose bei atliekant biologinius tyrimus. Vadinamosios pasyviosios sistemos sulaukė rimto iššūkio iš naujųjų neigiamo ir kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemų. Tokio tipo sistemų kūrimas ir tyrimai vyksta dėl didelio poreikio pramonėje ir mokslinėse

laboratorijose, nes šių sistemų gebėjimas efektyviai izoliuoti virpesius įvairiomis ir net pačiomis sunkiausiomis sąlygomis yra labai didelis (Berba 2012; Jim McMahon 2011; Ferry 2007; Platus 1999).

Aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos sudėtingomis aplinkos sąlygomis negali užtikrinti tinkamo izoliavimo.

Neigiamo standžio izoliatoriai naudoja visiškai mechaninę koncepciją žemojo dažnio virpesių izoliacijai. Vertikaliosios eigos izoliaciją užtikrina standi spyruoklė, kuri kartu su neigiamo standžio mechanizmu atlaiko svorio spaudimą (1.19 pav., a).

1.19 pav. Pasyviųjų ir aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų teorinis perduodamumas (Stobener 2009)

Fig. 1.19. Theoretical transmissibility of passive and active vibration isolation systems (Stobener 2009)

1.20 pav. Pasyviosios ir aktyviosios sistemų virpesių gesimo laikas po poveikio (Stobener 2009)

Fig. 1.20. Time of vibration decaying of passive and active systems after an impact (Stobener 2009)

1.21 pav. Neigiamo standžio mechanizmas, kuris sumažina pasyviosios sistemos savąjį dažnį: a – vertikaliųjų virpesių izoliavimo principas; b – horizontaliųjų virpesių izoliavimas (Platus 1993, 1999)

Fig. 1.21. Mechanism of a negative stiffness which decreases the self frequency of the passive system: a – principal of isolation of vertical vibrations; b – isolation of horizontal vibrations (Platus 1993, 1999)

Neigiamo standžio izoliatoriai naudoja vieną sistemą, kad izoliuotų naudingąsias apkrovas nuo vertikalios judėjimo, ir kitą, kad apsaugotų įrangą nuo horizontaliųjų poslinkių. Abi sistemos naudoja neigiamo standžio mechanizmą, kad išlaikytų bendrą standumą, taigi ir žemą rezonansinį dažnį. Mechanizmai šiek tiek skiriasi kiekviena judėjimo kryptimi (McMahon 2009).

Vertikaliąją kryptimi standi spyruoklė palaiko naudingosios apkrovos svorį (1.19 pav., a). Standžios sistemos turi rezonansinius dažnius ir yra linkusios perduoti daugiau virpesių į apkrovą, todėl neigiamo standžio mechanizmai, statmeni spyruoklių ašims, sumažina visą standį (McMahon 2009).

Rezultatas – kompaktiškas pasyvus izoliatorius, gebantis slopinti labai žemus vertikaliosios ir horizontaliosios savuosius dažnius ir aukštus vidinius konstrukcinius dažnius. Izoliatoriai (sureguliuoti esant $\frac{1}{2}$ Hz) pasiekia 93 % izoliacijos efektyvumą, kai dažnis yra 2 Hz; 99 %, kai dažnis yra 6 Hz; 99,7 %, kai dažnis yra 10 Hz (McMahon 2009).

1.20 pav. pateiktos neigiamo standžio ir optinio stalo virpesių izoliavimo sistemų tipinės perduodamumo kreivės (Platus 2007).

1.22 pav. Neigiamo standžio virpesių izoliavimo sistemos tipinės perduodamumo kreivės, palyginti su aukščiausiu charakteristikų optinio stalo perduodamumu (Platus 2007; McMahon 2011)

Fig. 1.22. Typical transmissibility curves of vibration isolation system of the negative stiffness compared with the transmissibility of an optical table of the highest characteristics (Platus 2007; McMahon 2011)

Pasyvieji žemojo dažnio virpesių izoliatoriai yra šiek tiek jautrūs nedidešiam svorio pokyčiui ir dideliems poslinkiams. Ši problema sušvelninama, kai neigiamo standžio sistema dedama ant optinio stalo be pneumatinių virpesių izoliatorių (JMcMahon 2009).

Zondiniai mikroskopai turi specialius virpesių izoliavimo reikalavimus, kurie yra unikalūs metrologijos pasaulyje. Jie yra jautrūs ir vertikaliesiems virpesiams, ir horizontaliesiems, kad būtų pasiektas mažiausias įmanomas poveikis nuo grindų angstremų lygiu. Šiuo metu naudojamos neigiamo standžio virpesių izoliavimo sistemos (1.22 pav.), kurios teikia didesnę izoliavimo efektyvumą negu kitos sistemos ir šiam efektui pasiekti nereikia jokių papildomų priemonių.

a

b

1.23 pav. Elektroninis mikroskopas 1 (a), pastatytas ant neigiamo standžio virpesių izoliavimo sistemos 2, ir jos perduodamumo kreivė (b) (McMahon 2009)

Fig. 1.23. Electronical microscope 1 (a) set on the vibration isolation system of negative stiffness 2 and curve of its transmissibility (b) (Jim McMahon 2009)

1.24 pav. parodytas spektrinės galios tankis auginant kristalus gama spindulių spektrometru, kai naudojama neigiamo standžio sistema ir kai nenaudojama (McMahon 2011).

1.24 pav. Spektrinės galios tankis: ištisinės linijos – be virpesių izoliavimo; punktyrinės – su virpesių izoliavimu (McMahon 2011)

Fig. 1.24. Density of spectral power: solid lines – without isolation of vibrations; dashed lines – with isolation of vibrations (Jim McMahon 2011)

Visos metalinės neigiamo standžio sistemos ir konstrukcijos gali būti konfigūruojamos taip, kad atlaikytų aukštą vakuumą ir kitas šiurkščias aplinkas, tokias kaip aukštą ir žemą temperatūrą bei radiaciją. Pavyzdžiui, neigiamo standžio izoliatoriai gali būti naudojami tiesiai vakuuminėje kameroje. Toks naudojimo būdas suteikia ir kitų pranašumų, pavyzdžiui, daug mažesnis naudingasis svoris, kompaktiškesnė sistema, ir pašalina problemas, susijusias su vakuumo kameros naudojimu.

1.6. Kvazinulinio standžio pasyvioji virpesių izoliavimo sistema

Daugelis žinomų specialių virpesių izoliavimo sistemų pasižymi tuo, kad mažindamos žemųjų dažnių sistemos virpesių rezonansus jos nepakankamai užtikrina tai, esant aukštesniems virpesių dažniams.

Toks mechaninės virpesių izoliavimo sistemos trūkumas būdingas aprašytai tarptautinėje patentinėje paraiškoje PCT/US/90/04608, paskelbtoje kaip WO91/02921 „Schwingungsisolations system“. Joje pateikiama mechaninė virpesių izoliavimo sistema pritaikoma virpesiams slopinti, kai mažas nestabilumas vyrauja ašine kryptimi, o tai bendruoju atveju yra objekto išdėstymo platformos apkrovos kryptis, t. y. vertikali kryptis. Tas yra pasakytina apie bet kurią kitą skersinę minėtajai kryptį, kuri yra horizontali kryptis. Aprašomoje virpesių izoliavimo sistemoje panaudota izoliatorių (slopintuvų) kombinacija, kurioje ašine kryptimi išdėstyti izoliatoriai (slopintuvai) vienas su kitu taip susiję, kad pasisruošę slopinti įvairiakrypčius virpesius. Slopintuvai taip įrengti ir išdėstyti, kad arba ašinių, arba skersinių bet kokios krypties virpesių komponentų sukeltus poslinkius slopina. Taip veikdami slopintuvai užtikrina visų krypčių virpesių slopinimą. Šiame aprašyme ašiniai slopintuvai vadinami vertikaliais, o skersiniai – horizontaliais, o pati koncepcija – naujoviška. Su tuo galima sutikti, nes, peržvelgus ankstesnius analogus, tokios kokybės virpesių izoliavimo sistemos nepavyko aptikti, o ir vėlesni išradimai patvirtina koncepcijos naudojimo efektyvumą, praktinę jos reikšmę.

Kartu reikia pažymėti, kad teorinis jų pagrindimas anksčiausiai buvo paskelbtas profesoriaus P. M. Alabuževo dar 1967 m. Tai, kas praktikoje pagal aprašytą tarptautinėje paraiškoje WO94/13999 virpesių izoliavimo sistemą vadinama neigiamu standžiu – *negative stiffness*, profesorius P. M. Alabuževas, numatydamas tamprių sistemų naudojimą dinaminių objektų virpesiams izoliuoti, įvardijo kaip kvazininulinį standį. Tai grindžiama vėlesniuose rusų mokslininkų darbuose (Zotov 2005). Kvazininulinio standžio sąvoka grindžiama tuo, kad įveržtoje tampriojoje sistemoje grąžinančios į pradinę padėtį jėgos priklausomybė nuo poslinkio yra sinusoidiška (1.26 pav.) ir tam tikroje mažoje atkarpoje – tiesinė (1.26 pav.), o pačios atkarpos dydis dar priklauso nuo įtemptų ir grąžinančių tampriųjų elementų išdėstymo kampų (1.25 pav.). Parenkant pagal tai atitinkamą masę ši statinėje padėtyje apsaugoma nuo virpesių masė gali būti palaikoma spyruoklių su kvazininulinio standžiu.

1.25 pav. Virpesių izoliavimo sistema: c_1 , c_2 – spyruoklių standis; α – kampas tarp spyruoklių; l – ilgis (Zotov 2005)

Fig. 1.25. System of vibration isolation: c_1 , c_2 – stiffness of springs; α – angle between the springs; l – length (Zotov 2005)

1.26 pav. Jėgos priklausomybė nuo poslinkio (Zotov 2005)

Fig. 1.26. Dependence of force on displacement (Zotov 2005)

Tarptautinėje paraiškoje WO94/13999 aprašyta nepriklausoma nuo apkrovos į objektą išdėstymo pagal apskritimą virpesių izoliacinės pakabos sistema apima daugelį mišrių (bendrai veikiančių) virpesių izoliatorių, spyruokliuojančiai palaikančių ir izoliuojančių nuo virpesių objektą ant darbinio naudojimo platformos. Kiekvienas mišrus izoliatorius, sudarytas iš vertikalios poslinkio izoliatoriaus, tuo pat metu yra dinamiškai susijęs su horizontalios poslinkio izoliatoriumi, o vertikalios judesio amortizatorius turi atraminę spyruoklę, kuri koncentriška įvorei ir per ją susieta su pagrindo platforma. Vienas atraminės spyruoklės įrenginio galas naudojamas pozityviam įrenginio standžiui ašine kryptimi ir apkrovai nuimti, kurią sukuria darbinio naudojimo platforma, taip pat yra numatytas pakabos izoliatorius, nuimantis darbinės platformos apkrovą ir suteikiantis neigiamą standį ašine kryptimi. Atraminės spyruoklės įrenginys, veikdamas su minėtu pakabos izoliatoriumi, sukelia mažą vertikalų sistemos standį.

Neigiamo standžio mechanizmas, įtaisytas įvorės viduje, veikia priešingai pozityvaus standžio mechanizmui. Horizontalios poslinkio amortizatorius sudarytas iš trijų lanksčių virbų, susijusių su vertikalios poslinkio izoliatoriumi.

Artimiausias pateikiamam išradimui techninis sprendimas aprašytas patente US 5833204. Objekto, įrengto ant darbinio naudojimo platformos, virpesius sukeliančias vertikalias ir horizontalias virpesių komponentes slopina mišrių (bendrai veikiančių) virpesių izoliatorių sistema.

Vertikalios poslinkio amortizatorius susideda iš pozityvaus standžio mechanizmo, turinčio atraminės spyruoklės pavidalą, ir išdėstyto įrenginio centre, kurios vienas galas susietas su centre sumontuoto strypo atraminiu paviršiumi, o kitas galas veikia įrenginio viduje sudėtingai išdėstytą svirtų sistemą, sudarytą iš horizontalių ir pasvirai vertikalų standžių strypų, kurie poslinkio metu defor-

muoja vienas kitą. Strypai turi savybę ne tik atsverti ašinę spyruoklės jėgą, bet ir redukuoti radialinius objekto virpesius, dėl to išorinis įrenginio korpusas susiejamas su darbine platforma. Jai stabilumo suteikia korpusas, standžiai suveržtas horizontaliai. Radialiniai objekto įlinkiai blokuojami svirtų deformaciją atitinkančia jėgų atstojamąja, kuri redukuoja jėgos komponentus, sužadinančius tiek vertikaliuosius, tiek horizontaliuosius virpesius. Pagrindinis aprašytos sistemos trūkumas tas, kad taip atsirandančių jėgų pusiausvyrai užtikrinti kiekvieno iš svirtų jėgų petys turi būti didelis, o vertikalios pasvirusių strypų posvyrio kampas mažas. Be to, darbingumui užtikrinti reikalingų svirtų deformacijos reguliuojamos sudėtingai ir ilgai. Apibendrinant darytina išvada, kad radialiniai objekto nuokrypiai redukuojami proporcingai išilginiam nuokrypio dydžiui. Kadangi šio išradimo tikslas – redukuoti radialinius nuokrypius, reikia tiksliai išcentruoti objekto masę. Tai pagrindinis aprašyto patento trūkumas.

Patentas grindžiamas tuo, kad įveržtoje tampriojoje sistemoje grąžinančios į pradinę padėtį jėgos priklausomybė nuo persislinkimo yra sinusoidiška (1.26 pav.). Kaip žinoma, $\sin 0^\circ = 0$. Pateikiamoje mechaninėje virpesių izoliacinėje sistemoje, įveržtoje vertikaliomis ir horizontaliomis spyruoklėmis, kai įveržtumą palaiko vertikalų ir horizontalų svirtų sistema, grąžinančių į pradinę padėtį jėgų atstojamoji kaip tik ir susideda iš artimų 0° vertikaliam ir horizontaliam pokrypiams svirtų deformacijų. Tai labai mažame persislinkimų diapazone užtikrina kvazinulinį sistemos standį. Be abejo, tas persislinkimų diapazonas susijęs ir su objekto mase, per objekto padėklą veikiančia atramines spyruokles. Skirtingoms masėms jos turi būti apskaičiuojamos atskirai. Jėgų pusiausvyrą lemiantys vertikalūs standūs svirtai yra keturi ir išdėstyti vienodu atstumu nuo centrinio strypo ašies. Dėl to galima tame keturkampyje įrengti objektą ant padėklo nutolusioje nuo centro vietoje, ne tik sutapdinant masių centrą su centrinio strypo ašimi. Galintį dėl to atsirasti padėklo horizontalųjį pokrypį redukuoja specialii padėklo pakaba (1.27 pav.).

1.27 paveiksle pavaizduotos virpesių izoliavimo sistemos konstrukcijos pagrindas yra bazinė plokštė 19, ant kurios tvirtinami atraminiai stovai, viršutinis 39 ir apatinis 20, turintys atramines reguliuojamas kojeles 28. Tokių atramų sistemoje gali būti trys ar keturios, atsižvelgiant į konkretaus įrenginio pajėgumą. Bazinės plokštės 19 centre išsidėstęs centrinės atraminės spyruoklės 26 reguliavimo mechanizmas, susidedantis iš sliekračio tvirtinimo įvorės 24 su sriegine kolonėle, kuri laisvai pasisuka bazinės plokštės 19 skylėje. Prie įvorės 24 pritvirtintas centrinės atraminės spyruoklės mechanizmo sliekratis 23 ir centrinė srieginė įvorė 25, turintys apsaugą nuo prasukimo vienas kito atžvilgiu.

a

b

1.27 pav. Naujos konstrukcijos kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema (a) ir pjūvis (b): 1 – objekto padėklas; 2 – pokrypio virpesių izoliatorius; 3 – viršutinė atraminė plokštė; 4 – tvirtinimo fiksatorius; 5 – pokrypio slopintuvas; 6 – tvirtinimo fiksatorius; 7 – centrinis strypas; 8 – viršutinė slopinimo bloko plokštė; 9 – standus pakabos strypas; 10 – veržlė; 11 – centrinė įveržimo sraigto dalis; 12 – horizontalaus slopinimo sistemos korpusas; 15 – įveržimo sraigto paslankus slopintuvų korpusas; 16 – srieginis įveržimo sraigto galas; 17 – plokščių spyruoklių tvirtinimo plokštelė; 18 – paslankaus slopintuvų bloko plokščios spyruoklės; 19 – bazinė plokštė; 20 – apatinis atraminis stovas; 21 – plokščių

spyruoklių tvirtinimo korpusas; 22 – sliekas su atraminės spyruoklės mechanizmo korpusu; 23 – atraminės spyruoklės mechanizmo sliekraitis; 24 – sliekračio tvirtinimo įvorė su sriegine kolonėle; 25 – atraminė srieginė įvorė; 26 – centrinė atraminė spyruoklė; 27 – apatinė slopinimo bloko plokštė; 28 – atraminė reguliuojama kojėlė; 29 – horizontali slopinimo bloko spyruoklė; 30 – įveržimo sraigtas; 31 – horizontalios spyruoklės regu-

liavimo veržlė; 32 – poveržlė; 33 – horizontalūs slopinimo bloko strypai; 34 – horizontalaus strypo tvirtinimo veržlė; 35 – poveržlė; 36 – tarpinė; 37 – hidraulinio slopintuvo ašis su grioveliais, užpildytais silikoniniu skysčiu; 38 – nejudamas slopintuvų korpusas; 39 – viršutinis atraminis stovas; 40 – ašis; a – padėklo tvirtinimo transportuoti skylė (Berba 2012)

Fig. 1.27. New design of the vibration isolation system of quasi-zero stiffness (a) and a layer (b): 1- cushion of the object; 2 – isolator of inclination vibrations; 3 – upper support plate; 4 – locking pin; 5 – damper of inclination; 6 – locking pin; 7– central rod; 8 – upper plate of a damper block; 9 – stiff rod of the hanger; 10 – nut; 11- central part of an adjuster; 12 – body of a system of horizontal damping system; 15 – mobile body of dampers of an adjuster; 16 – threaded end of an adjuster; 17 – fixing plate of plane springs; 18 – plane plates of a movable damping block; 19 – basic plate; 20 – lower supporting stand; 21 – fixing plate of plane springs; 22 – worm with the body of supporting spring mechanism; 23 – worm wheel of mechanism of the supporting spring; 24 – bushing of worm wheel fixing with a threaded column; 25 – supporting screw bushing; 26 – central supporting spring; 27 – horizontal spring of of a damper block; 28 – adjustable supporting leg; 29 – horizontal spring of damping block; 30 – adjuster; 31 – adjusting nut of horizontal spring; 32- washer; 33 – horizontal rods of a damping block; 34 – fixing nut of a horizontal rod; 35 – washer; 36 – silencer; 37 – axis of hydraulic damper with the groves filled with silicon fluid; 38 – non movable body of dampers; 39 – upper supporting stand; 40 – axis; a- hole of pallet fixing for transportation (Berba 2012)

Sliekratis 23 sukabintas su slieku 22, sumontuotu korpuse, standžiai sujungtu su bazine plyta 19. Į įvorę 25 remiasi atraminė spyruoklė 26. Į spyruoklę 26 remiasi slopinimo blokas, sudarytas iš detalių 8, 12 (du vienetai) ir 13. Ant viršutinės slopinimo bloko plokštės 8 veržlėmis 10 pritvirtinti keturi standūs pakabos strypai 9, prie kurių apatinių galų veržlėmis 10 pritvirtinta apatinė slopinimo bloko plokštė 27. Jos centre prie plokštės 27 standžiai pritvirtintas centrinis strypas 7, kuris laisvai pralenda per įvorės 24 skylę. Skylės skersmuo užtikrina galimą strypo pokrypį. Ant viršutinio centrinio strypo galo standžiai pritvirtinta viršutinė atraminė plokštė 3, kuri su objekto padėklu 1 jungiasi per pokrypio virpesių izoliatorių 2 ir du–keturis pokrypio slopintuvus 5, pritvirtintus prie objekto padėklo 1 ir plokštės 3 atitinkamai tvirtinimo fiksatoriais 4 ir 6. Ant bazinės plokštumos 19 taip pat yra pritvirtinti slopinimo bloko korpusai 38 ir 14. Korpusas 38 nejudamas ir standžiai sutvirtintas su bazine plokšte 19, o korpusas 14 prie plokštės 19 pritvirtintas plokščiomis spyruoklėmis 18, kurios iš vienos pusės pritvirtintos prie korpuso 14, o iš kitos – prie spyruoklių 18 tvirtinimo korpuso 21, standžiai sujungto su bazine plokšte 19. Spyruoklės 18 pritvirtintos plokštelėmis 17. Korpusas 38 ir paslankus korpusas 14 tarp savęs glaudžiai sujungti įveržimo sraigto 30, kuris savo srieginiu galu 16 veržlėmis 15 fiksuotas prie paslankaus korpuso 14. Ant priešingo sraigto 30 galo uždėta horizontali spyruoklė 29, per poveržlę 32 pritvirtinta veržlė 31.

Įveržimo sraigtas 30 susideda iš trijų dalių, iš kurių kraštinės sraigto 30 viduryje sujungtos centrine dalimi 11. Kraštinės sraigto 30 dalys laisvai pereina per detalę 12, o per centrinės sraigto 30 dalies skylę su atsarga pralenda centrinis strypas 17. Objekto padėkle priešais atraminius stovus 39 yra skylės α , reikalingos padėklui tvirtinti prie stovų 39 transportavimo atveju. Nejudamame korpuse 38 ir paslankiame korpuse 14 numatytos horizontalios skylės, į kurias gali būti įdėti hidrauliniai slopintuvai, turintys griovelių, užpildytų silikoninių skysčiu (1.27 pav.).

Hidraulinių slopintuvų ašys 37 su galimybe laisvai prisisukti savo skylėse galuose užsandarintos tarpikliais 36 ir užfiksuotos poveržlėmis 35. Ant slopintuvų ašių galų veržlėmis 34 standžiai užfiksuoti horizontalūs slopinimo bloko strypai 33. Iš viso šių strypų yra 8. Iš kitos pusės strypai 33 standžiai sujungti su ašimis 40.

Virpesių izoliacinė kvazinulinio standžio sistema veikia taip. Sukant sliekraatį 23 įvorė 25 persistumia įvorės 24 sriegine kolonėle ir suspaudžia atraminę spyruoklę 26, kuri kartu su objekto padėklo 1 apkrova suspaudžiama į optimalaus slopinimo padėtį. Sistema sureguliuojama pagal konkrečią apkrovą, lemiamą objekto padėklo masės, numatytą tam tikram apkrovų diapazonui, kurių kiekvienam turi būti apskaičiuota savo spyruoklių 26 ir 29 pora. Paveikus apkrovą padėklą 1, atraminė slopinimo bloko spyruoklė 26 susispaudžia kai kuriuo dydžiu, todėl išvedimui į optimalų aukštį būtina perstumti spyruoklę 26. Sukant sliekraatį 23 dėl slieko 22 persislenka srieginė atraminė įvorė 25 ir besiremiantis į spyruoklę 26 slopinimo blokas persislenka vertikalčiai ir patenka į padėtį, kurioje strypai 33 artimi horizontalčiai padėčiai. Paskui reguliuojamas spyruoklės 29 įtempimas, kuris per įveržimo sraigatą 30 taip pat pritraukia paslankų korpusą 14 prie nejudamo korpuso 38. Prie tam tikro spyruoklės 29 įtempimo dydžio atsiranda sąlygos, kurioms esant atsiranda sistemos kvazinulinio standžio būseną, kuriai esant slopinimo blokas pradeda „plaukioti“ nekuriame aukščio diapazone. Horizontalus virpesių slopinimas vyksta naudojant keturis standžius strypus 9, kurie per plokštę 27, strypą 7, plokštę 3 ir pokrypių virpesių izoliatorių 2 ir pokrypių slopintuvą 5 palaiko objekto padėklą 1. Jie padės išdėstyti objektą ant padėklo 1 strypų 9 išsidėstymo keturkampyje tiksliai centruojant objekto masę strypo ašies atžvilgiu, išliekant sistemos darbingumui.

1.7. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

Atlikus mokslinės literatūros analizę galima daryti šias išvadas:

1. Tobulėjant šiuolaikinei virpesių izoliavimo ir matavimų technikai, žemųjų dažnių virpesių izoliacijai plačiausiai naudojamos aktyviosios ir pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos, gebančios izoliuoti pagrindu perduodamus 0,1–100 Hz dažnio virpesius.
2. Mokslinėse publikacijose daug dėmesio skiriama horizontaliems ir vertikaliniams virpesių izoliavimo metodams ir sistemoms, jų modeliavimui, analizei ir naujos kartos sistemų kūrimui bei taikymui, tačiau pasyviosioms mechaninės koncepcijos žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų tyrimams buvo skirta mažai dėmesio.
3. Pusiau aktyvios virpesių izoliavimo sistemos dažniausiai taikomos transporto priemonių ir pastatų izoliacijai ir mažai tinka metrologinei, kosminei ir mokslinei įrangai izoliuoti.
4. Metrologiniai, kosminės technikos ir mokslinio tyrimo įrenginiai yra sudėtingi, brangūs, didelių ir mažų matmenų. Dėl to reikia mobiliųjų virpesių izoliavimo sistemų, leidžiančių dirbti aukštoje ir žemoje temperatūroje, smarkių virpesių ir radiacinėje aplinkoje, vakuume.
5. Vystantis mokslui ir techninėms galimybėms tobulėjo virpesių izoliavimo sistemos, tačiau naujos kartos metrologiniai ir tyrimo įrenginiai reikalauja aukštesnio lygio virpesių izoliavimo sistemų. Todėl kilo uždavinys – kaip būtų galima sukurti mobilius mechaninės koncepcijos įrenginius, supaprastinti konstrukciją ir izoliavimo procesą, taikant kvazininulinio standžio būdus bei metodus.
6. Kitų autorių publikacijose išanalizuoti įvairūs virpesių izoliavimo metodai, tačiau galutinis virpesių izoliavimo rezultatas yra tas pats, tik skiriasi naudojamos priemonės, aktyvių sistemų aprašymo algoritmai, keitikliai, vykdikliai, valdikliai ir kompiuterinė technika, slopintuvų tipai, o pasyviosioms sistemoms naudojamos medžiagos, technologijos ir keliama mobilumo ir žemojo dažnio virpesių izoliavimo reikalavimai, tačiau mažai paskelbta tyrimų tų problemų sprendimų paieškai, ypač kvazininulinio ir neigiamo standžio sistemoms.

Įvertinant mokslinėje literatūroje išnagrinėtus klausimus tikslinga, žinant darbo tikslą, išspręsti šiuos uždavinius:

- Išanalizuoti ir pagrįsti mechaninių pasyviųjų žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminį efektyvumą.

- Pasiūlyti žemojo (0,7–50 Hz) dažnio virpesių izoliavimo metodą ir sistemą, pagrįstą kvazinulinio standžio principu.
- Atlikti sukurtų sistemų dinaminių charakteristikų tyrimus.
- Atlikti virpesių matavimo neapibrėžties ir gautų rezultatų patiki – mumo įvertinimą.

Žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminiai tyrimai

Skyriuje nagrinėjami žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminiai tyrimai, kaip antai platformos dinaminis pagrindimas, optiniai stalai, kai žadinamas stalviršis ir grindys, bei kvazinulinio standžio sistemos ir sudėtinės sistemos, sudarytos iš optinio stalo ir kvazinulinio (neigiamo) standžio virpesių izoliavimo sistemos, kai pagrindą veikia harmoninis, impulsinis ar atsitiktinis žadinimas. Remiantis tyrimu sukurta ir užpatentuota mechaninės koncepcijos žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistema (Berba 2012). Tyrimo originalumą nusako naujas kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo metodas, pagrįstas mechanine koncepcija ir masės išlyginimu. Šio skyriaus medžiaga paskelbta anksčiau publikacijose (Jurevičius *et al.* 2011; Berba 2012)

2.1. Virpančios platformos (pagrindo) dinaminis pagrindimas

Tiriant optinių stalų su pneumatiniais virpesių izoliatoriais, gaminamų įmonėje UAB „Standa“, bei kvazinulinio (neigiamo) standžio virpesių izoliavimo siste-

mas, būtina sukurti tinkamą platformos (pagrindo) virpesių žadinimo sistemą, turinčią harmoninį, impulsinį ir atsitiktinį žadinimą.

Tarkime, reikia ištirti optinio stalo ar kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos dinamines charakteristikas, kai ją veikia pagrindo, stovinio ant tamprųjų virpesių izoliavimo atramų vibratoriaus sukelti žemųjų dažnių virpesiai (maždaug iki 80 Hz). Apytiksliai laikome pagrindą absoliučiai standžiu kūnu.

Išrenkame apibendrintąsias Lagranžo koordinates, nustatančias pagrindo padėtį virpesių metu (Augustaitis 2000; Ivanauskas 2005). Tuo tikslu pradžioje sudarome koordinatinių sistemą O_1, X_1, Y_1, Z_1 , kietai sujungtą su pagrindu ir kartu judančią su ja virpesių metu. Šios sistemos pradžios tašką O_1 parenkame sutampantį su pagrindo standumo centru, kuris yra keturių vienodų tamprųjų atramų tvirtinimo prie pagrindo dugno plokštumoje (2.1 pav.). Visos keturios atramų tvirtinimo vietos A_1, A_2, A_3, A_4 yra vienodai nutolusios nuo taško O_1 ir simetriškai išsidėsčiusios jo atžvilgiu (jų padėties apibrėžiamos atstumais l_1 ir l_2). Paskui sudarome kitą, nejudančią koordinatinių sistemą O, X, Y, Z , kuri pagrindo ramybės būsenoje, kai ją veikia tik svorio jėga, sutampa su sistema O_1, X_1, Y_1, Z_1 (tokiaje padėtyje sistemos O_1, X_1, Y_1, Z_1 ir O, X, Y, Z parodytos 2.1 pav.). Tarkime, kad pagrindui virpant laiko momentu t sistemos O_1, X_1, Y_1, Z_1 pradinis taškas O_1 nesutampa su tašku O ir jo padėtis nejudančioje koordinatinių sistemoje O, X, Y, Z apibrėžiama koordinatėmis x, y, z . Be to, laikome, kad pagrindas pasisuka mažiais kampais $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ apie koordinatinių ašis X_1, Y_1, Z_1 . 310

2.1 pav. Virpančios platformos (pagrindo) dinaminis modelis

Fig. 2.1. Dynamic model of a vibrating platform (base)

Tokiu atveju pagrindo padėtis virpesių metu būtų apibrėžiama šešiomis apibendrintosiomis Lagranžo koordinatėmis $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$.

Tai bendras pagrindas, kai jį galima laikyti kietuoju kūnu, dinaminio modelio atvejis. Pagrindo atramos deformuojasi visų ašių atžvilgiu, bet šiuo atveju jų deformaciją nagrinėsime tiksliai vertikaliaja kryptimi (jų vienodi standumo ir pasipriešinimo koeficientai c ir h , kuriuos ir reikia parinkti).

Tada maži platformos poslinkiai virpesių metu bus apibrėžti trimis apibendrintosiomis koordinatėmis: z, φ_x, φ_y (slenkamųjų virpesių pagal koordinates x ir y bei sukamųjų virpesių φ_z nepaisoma). Priimta (2.1 pav.), kad vibratorius sukuria harmoninį žadinimą $P_0 \sin \omega t$. Platformos masė yra m (tarima, kad vibratoriaus masės įtaka masei m nevertinama), masių centras (svorio centras) yra taške S , kurio koordinatės judančioje koordinačių sistemoje pažymėtos x_s, y_s, z_s . Kadangi vertinami pagrindo posūkiai φ_x ir φ_y , reikia turėti ir jo inercijos momentus J_x ir J_y apie ašis X_1, Y_1 bei mišrų inercijos momentą $J_{x,y}$ šių ašių atžvilgiu. Platformą laikome kietuoju kūnu, todėl jos masių centro S padėtį ir inercijos momentus laikome pastoviais, masę m taip pat laikome pastovia, t. y.

$$\begin{aligned} x_s &= x_{s,0}; \quad y_s = y_{s,0}, \\ z_s &= z_{s,0}; \quad m = \text{const}, \\ J_x &= J_{x,0}; \quad J_y = J_{y,0}, \\ J_z &= J_{z,0}; \quad J_{x,y} = J_{(x,y)0}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Visus šiuos dydžius laikome žinomais.

Tolesnių išvedimų patogumui vibratoriaus žadinimo jėgą $\mathbf{P}$ perkeliame į koordinačių sistemos O_1, X_1, Y_1, Z_1 pradžią O_1 , pridėdami dar perkeliant atsirandančius sukimo jėgų momentus M_x ir M_y . Kadangi platformos poslinkiai pagal apibendrintąsias koordinates x, y ir φ_z nevertinami, perkėlus jėgą $\mathbf{P}$ nereikia vertinti jos projekcijų į koordinačių ašis X_1, Y_1 bei sukamųjų jėgų momento apie ašį Z_1 . Lieka redukuotos jėgos projekcija P_z , veikianti ašies Z_1 kryptimi, ir redukuoti jėgų momentai (2.1 pav.):

$$\begin{aligned} P_z &= P_0 \sin \omega t \\ M_x &= -P_0 y_v \sin \omega t; \\ M_y &= P_0 x_v \sin \omega t - P_0 z_v \cos \omega t = M_{y_0} \sin(\omega t + \alpha); \\ M_{y_0} &= P_0 \sqrt{x_v^2 + z_v^2}; \quad \alpha = -\arctg(z_v / x_v) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Turėdami pagal čia pateiktus duomenis sudarytą platformos dinaminį modelį, pereiname prie jos virpesių lygčių sudarymo. Tai tipinė procedūra. Taikome antrojo tipo Lagranžo lygtis, kurios čia nagrinėjamu atveju bus tokios (Augustaitis 2000):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} = F_i \quad (i = 1, 2, 3), \quad (2.3)$$

čia T , Π – kūno kinetinė ir potencinė energijos; Φ – disipatyvinė funkcija; x_i – i -toji apibendrintoji koordinatė ($x_1 = z$, $x_2 = \varphi_x$, $x_3 = \varphi_y$), F_i – apibendrintoji jėga, veikianti pagal i -tąją koordinatę $F_1 = P_z$, $F_2 = M_x$, $F_3 = M_y$).

Norint gauti konkretų lygčių pavidalą, reikia turėti dydžių T , Π , Φ , F_i analizes išraiškas.

Kinetinės energijos T išraišką užrašome taip (Кожешник 1961):

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} \{ m\dot{z}^2 + J_x \dot{\varphi}_x^2 + J_y \dot{\varphi}_y^2 - 2J_{x,y} \dot{\varphi}_x \dot{\varphi}_y + 2m\dot{z}(x_s \dot{\varphi}_y - y_s \dot{\varphi}_x) \} = \frac{1}{2} \{ m\dot{z}^2 + \\ & + [J_{x,0} + J_{x,k}(t)] \dot{\varphi}_x^2 + [J_{y,0} + J_{y,k}(t)] \dot{\varphi}_y^2 - 2[J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t)] \dot{\varphi}_x \dot{\varphi}_y + \\ & + 2m\dot{z}[(x_{s,0} + x_{s,k}(t)) \dot{\varphi}_y - (y_{s,0} + y_{s,k}(t)) \dot{\varphi}_x] \}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Potencinę energiją pradžioje galime parašyti tokiu pavidalu:

$$\Pi = \frac{1}{2} c (\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \Delta_4^2), \quad (2.5)$$

čia c – pastovus atramos vertikalios tampriojo poslinkio standumo koeficientas (vienodas visoms atramoms); Δ_j – j -tosios atramos tvirtinimo prie platformos vietos A_j tamprusis poslinkis vertikaliąja kryptimi ($j = 1, 2, 3, 4$). Išreiškiame poslinkius Δ_j apibendrintosiomis koordinatėmis z , φ_x , φ_y (2.1 pav.):

$$\begin{aligned} \Delta_1 & \cong z - l_1 \varphi_y - l_2 \varphi_x; \quad \Delta_2 \cong z + l_1 \varphi_y - l_2 \varphi_x; \\ \Delta_3 & \cong z - l_1 \varphi_y + l_2 \varphi_x; \quad \Delta_4 \cong z + l_1 \varphi_y + l_2 \varphi_x. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Irašę šias Δ_j reikšmes į (2.5), gauname galutinę potencinės energijos išraišką:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} c [(z - l_1 \varphi_y - l_2 \varphi_x)^2 + (z + l_1 \varphi_y - l_2 \varphi_x)^2 + \\ & + (z - l_1 \varphi_y + l_2 \varphi_x)^2 + (z + l_1 \varphi_y + l_2 \varphi_x)^2]. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Čia konkrečiai nagrinėjamajam atvejui disipatyvinės funkcijos Φ išraiška bus analogiška potencinės energijos Π išraiškai, standumo koeficientą c pakeitus pasipriešinimo koeficientu h , o koordinates z , ϕ_x , ϕ_y – jų išvestinėmis $\dot{z}$, $\dot{\phi}_x$, $\dot{\phi}_y$ pagal laiką t :

$$\Phi = \frac{1}{2} h [(\dot{z} - l_1 \dot{\phi}_y - l_2 \dot{\phi}_x)^2 + (\dot{z} + l_1 \dot{\phi}_y - l_2 \dot{\phi}_x)^2 + (\dot{z} - l_1 \dot{\phi}_y + l_2 \dot{\phi}_x)^2 + (\dot{z} + l_1 \dot{\phi}_y + l_2 \dot{\phi}_x)^2]. \quad (2.8)$$

Apibendrintosios jėgos F_i bus tokios (Augustaitis 2000; Ivanauskas 2005):

$$\begin{aligned} F_1 &= P_z = P_0 \sin \omega t; \\ F_2 &= M_x = -P_0 y_v \sin \omega t; \\ F_3 &= M_y = P_0 x_v \sin \omega t - P_0 z_v \cos \omega t. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Randame įeinančias į (2.3) lygtis išvestines

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} &= m[\dot{z} + (x_{s,0} + x_{s,k}(t))\dot{\phi}_y - (y_{s,0} + y_{s,k}(t))\dot{\phi}_x]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_x} &= (J_{x,0} + J_{x,k}(t))\dot{\phi}_x - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\dot{\phi}_y - m\dot{z}(y_{s,0} + y_{s,k}(t)); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_y} &= (J_{y,0} + J_{y,k}(t))\dot{\phi}_y - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\dot{\phi}_x + m\dot{z}(x_{s,0} + x_{s,k}(t)). \quad (2.10) \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) &= m(\ddot{z} + (x_{s,0} + x_{s,k}(t))\ddot{\phi}_y + \dot{x}_{s,k}(t)\dot{\phi}_y - (y_{s,0} + y_{s,k}(t))\ddot{\phi}_x) - \\ &- \dot{y}_{s,k}(t)\dot{\phi}_x = m(\ddot{z} + x_{s,0}\ddot{\phi}_y - y_{s,0}\ddot{\phi}_x) + h_z; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_x} \right) &= (J_{x,0} + J_{x,k}(t))\ddot{\phi}_x + \dot{J}_{x,k}(t)\dot{\phi}_x - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\ddot{\phi}_y - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{\phi}_y - \\ &- m[(y_{s,0} + y_{s,k}(t))\ddot{z} + \dot{y}_{s,k}(t)\dot{z}] = I_{x,0}\ddot{\phi}_x - I_{(x,y)0}\ddot{\phi}_y - m y_{s,0}\ddot{z} + h_{\phi_x}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_y} \right) &= (J_{y,0} + J_{y,k}(t))\ddot{\phi}_y + \dot{J}_{y,k}(t)\dot{\phi}_y - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\ddot{\phi}_x - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{\phi}_x + \\ &+ m[(x_{s,0} + x_{s,k}(t))\ddot{z} + \dot{x}_{s,k}(t)\dot{z}] = I_{y,0}\ddot{\phi}_y - I_{(x,y)0}\ddot{\phi}_x + m x_{s,0}\ddot{z} + h_{\phi_y}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Čia

$$\begin{aligned}
 h_z &= m\{x_{s,k}(t)\ddot{\phi}_y + \dot{x}_{s,k}(t)\dot{\phi}_y - y_{s,k}(t)\ddot{\phi}_x - \dot{y}_{s,k}(t)\dot{\phi}_x\}; \\
 h_{\phi_x} &= J_{x,k}(t)\ddot{\phi}_x + \dot{J}_{x,k}(t)\dot{\phi}_x - J_{(x,y)k}(t)\ddot{\phi}_y - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{\phi}_y - m(y_{s,k}(t)\ddot{z} + \dot{y}_{s,k}(t)\dot{z}); \\
 h_{\phi_y} &= J_{y,k}(t)\ddot{\phi}_y + \dot{J}_{y,k}(t)\dot{\phi}_y - J_{(x,y)k}(t)\ddot{\phi}_x - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{\phi}_x + m(x_{s,k}(t)\ddot{z} + \\
 &\quad + \dot{x}_{s,k}(t)\dot{z}).
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

Aišku, kad

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial \phi_x} = \frac{\partial T}{\partial \phi_y} = 0, \tag{2.12}$$

nes į kinetinę energiją apibendrintosios koordinatės z , ϕ_x , ϕ_y čia nagrinėjamuoju atveju neįeina (įeina tik šių koordinačių išvestinės).

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \Pi}{\partial z} &= c(z - l_1\phi_y - l_2\phi_x + z + l_1\phi_y - l_2\phi_x + z - l_1\phi_y + l_2\phi_x + z + l_1\phi_y + l_2\phi_x) = 4cz; \\
 \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_x} &= cl_2(-z + l_1\phi_y + l_2\phi_x - z - l_1\phi_y + l_2\phi_x + z - l_1\phi_y + l_2\phi_x + z + l_1\phi_y + l_2\phi_x) = 4cl_2^2\phi_x; \\
 \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_y} &= cl_1(-z + l_1\phi_y + l_2\phi_x + z + l_1\phi_y - l_2\phi_x - z + l_1\phi_y - l_2\phi_x + z + l_1\phi_y + \\
 &\quad + l_2\phi_x) = 4cl_1^2\phi_y.
 \end{aligned} \tag{2.13}$$

Analogiškai

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}} = 4h\dot{z}; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\phi}_x} = 4hl_2^2\dot{\phi}_x; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\phi}_y} = 4hl_1^2\dot{\phi}_y. \tag{2.14}$$

Irašę išvestinių ir apibendrintųjų jėgų reikšmes į (2.11) lygtis, gauname tokias platformos virpesių diferencialines lygtis:

$$\begin{cases} m(\ddot{z} + x_{s,0}\ddot{\phi}_y - y_{s,0}\ddot{\phi}_x) + 4h\dot{z} + 4cz + h_z = P_0 \sin \omega t; \\ -m y_{s,0}\ddot{z} + J_{x,0}\ddot{\phi}_x - J_{(x,y)0}\ddot{\phi}_y + 4hl_2^2\dot{\phi}_x + 4cl_2^2\phi_x + h_{\phi_x} = \\ = -P_0 y_v \sin \omega t; \\ m x_{s,0}\ddot{z} - J_{(x,y)0}\ddot{\phi}_x + J_{y,0}\ddot{\phi}_y + 4hl_1^2\dot{\phi}_y + \\ + 4cl_1^2\phi_y + h_{\phi_y} = P_0 x_v \sin \omega t - P_0 z_v \cos \omega t. \end{cases} \tag{2.15}$$

Pažymime $\dot{z} = pz$; $\ddot{z} = p^2 z$; $\dot{\varphi}_x = p\varphi_x$; $\ddot{\varphi}_x = p^2\varphi_x$; $\dot{\varphi}_y = p\varphi_y$; $\ddot{\varphi}_y = p^2\varphi_y$,
čia $p = d/dt$ – diferencijavimo operatorius. Kai ką pertvarkę gauname toki (2.15) lygčių pavidalą:

$$\begin{cases} (mp^2 + 4hp + 4c)z - my_{s,0}p^2\varphi_x + mx_{s,0}p^2\varphi_y = P_0 \sin \omega t - h_z; \\ (J_{x,0}p^2 + 4hl_2^2 p + 4kl_2^2)\varphi_x - J_{(x,y)0}p^2\varphi_y - m_{s,0}p^2 z = \\ = -P_0 y_v \sin \omega t - h_{\varphi_x}; \\ (J_{y,0}p^2 + 4hl_1^2 p + 4cl_1^2)\varphi_y - J_{(x,y)0}p^2\varphi_x + mx_{s,0}p^2 z = \\ = P_0 x_v \sin \omega t - P_0 z_v \cos \omega t - h_{\varphi_y}. \end{cases} \quad (2.16)$$

Tokiu atveju

$$\begin{aligned} h_z &= m\{-(y_{s,k}(t)p^2 + \dot{y}_{s,k}(t)p)\varphi_x + (x_{s,k}(t)p^2 + \dot{x}_{s,k}(t)p)\varphi_y\} = \\ &= c_1(p,t)\varphi_x + c_2(p,t)\varphi_y; \\ h_{\varphi_x} &= -m(y_{s,k}(t)p^2 + \dot{y}_{s,k}(t)p)z + (J_{x,k}(t)p^2 + \dot{J}_{x,k}(t)p)\varphi_x - \\ &- (J_{(x,y)k}(t)p^2 - \dot{J}_{(x,y)k}(t)p)\varphi_y = \\ &= c_1(p,t)z + c_3(p,t)\varphi_x + c_4(p,t)\varphi_y; \\ h_{\varphi_y} &= m(x_{s,k}(t)p^2 + \dot{x}_{s,k}(t)p)z - (J_{(x,y)k}(t)p^2 + \\ &+ \dot{J}_{(x,y)k}(t)p)\varphi_x + (J_{y,k}(t)p^2 + \dot{J}_{y,k}(t)p)\varphi_y = \\ &= c_2(p,t)z + c_4(p,t)\varphi_x + c_5(p,t)\varphi_y. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Čia

$$\begin{aligned} c_1(p,t) &= -m(y_{s,k}(t)p^2 + \dot{y}_{s,k}(t)p); \\ c_2(p,t) &= m(x_{s,k}(t)p^2 + \dot{x}_{s,k}(t)p); \\ c_3(p,t) &= J_{x,k}(t)p^2 + \dot{J}_{x,k}(t)p; \\ c_4(p,t) &= -J_{(x,y)k}(t)p^2 - \dot{J}_{(x,y)k}(t)p; \\ c_5(p,t) &= J_{y,k}(t)p^2 + \dot{J}_{y,k}(t)p. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Kaip jau minėta, dydžiai $x_{s,k}(t), y_{s,k}(t), I_{x,k}(t), I_{y,k}(t), I_{(x,y)k}(t)$ ir jų išvestinės pagal laiką t yra žinomos laiko funkcijos, jiems operatorius p netaikomas; jis taikomas tik kintamųjų z, φ_x, φ_y išvestinėms pagal laiką t .

Įvedame (Gičian 2010; Augustaitis 2000) pažymėjimus (duotuoju atveju $n = 3$):

$$\begin{aligned}
 a_{1,1}(p) &= mp^2 + 4hp + 4c; \\
 a_{1,2}(p) &= a_{2,1}(p) = -my_{s,0}p^2; \\
 a_{1,3}(p) &= a_{3,1}(p) = mx_{s,0}p^2; \\
 a_{2,2}(p) &= J_{x,0}p^2 + 4hl_2^2p + 4cl_2^2; \\
 a_{2,3}(p) &= a_{3,2}(p) = -I_{(x,y),0}p^2; \\
 a_{3,3}(p) &= J_{y,0}p^2 + 4hl_1^2p + 4cl_1^2.
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

Dabar vietoje (2.19) gauname tokią lygčių sistemą:

$$\begin{cases}
 a_{1,1}(p)z + a_{1,2}(p)\varphi_x + a_{1,3}(p)\varphi_y = F_1(t) - h_z; \\
 a_{2,1}(p)z + a_{2,2}(p)\varphi_x + a_{2,3}(p)\varphi_y = F_2(t) - h_{\varphi_x}; \\
 a_{3,1}(p)z + a_{3,2}(p)\varphi_x + a_{3,3}(p)\varphi_y = F_3(t) - h_{\varphi_y}.
 \end{cases} \tag{2.20}$$

Gauname lygtis:

$$z = \frac{1}{a_{1,1}(p)} \left[F_1(t) - a_{1,2}(p)\varphi_x - a_{1,3}(p)\varphi_y - h_z \right]; \tag{2.21}$$

$$\varphi_x = \frac{1}{a_{2,2}(p)} \left[F_2(t) - a_{2,1}(p)z - a_{2,3}(p)\varphi_y - h_{\varphi_x} \right]; \tag{2.22}$$

$$\varphi_y = \frac{1}{a_{3,3}(p)} \left[F_3(t) - a_{3,1}(p)z - a_{3,2}(p)\varphi_x - h_{\varphi_y} \right]. \tag{2.23}$$

Skaičiuoti naudosime tik (2.21) lygtį, nes tyrimams aktualūs vertikalieji platformos virpesiai, o maži posūkio kampai šiems tyrimams nėra aktualūs, be to, platformą laikėme tik apytiksliai standžiu kūnu.

Skaičiavimo (Kildišas 2003) rezultatai pateikti 2.2 paveiksle. Gautas rezultatas rodo, kad nėra tikslo naudoti daugelio laisvės laipsnių sistemos matematinį aprašą, jeigu platforma žemųjų dažnių juostoje yra absoliučiai standus kūnas (žr. 3 skyrių), tuomet platformą galima nagrinėti kaip vieno laisvės laipsnio sistemą.

Rezultatas gaunamas analogiškas, t. y. sinusoidė (2.33). Tolesniuose tyrimuose bus naudojamos tik vieno laisvės laipsnio sistemos izoliavimo efektyvumui nustatyti.

2.2 pav. Platformos harmoniniai virpesiai vertikalia kryptimi

Fig. 2.2. Harmonic vibrations of a platform in vertical direction

Analogiškai galima sumodeliuoti impulsinius ir atsitiktinius stacionarius (baltojo triukšmo) platformos virpesius. Impulsiniai virpesiai parodyti 2.3 pav., a, o tipiniai baltojo triukšmo virpesiai, kuriuos sukelia platforma (2.1 pav.) parodyti 2.3 pav. b. Jo spektras yra pastovus dydis ir lygus S_0 .

b

2.3 pav. Platformos žadinami impulsiniai (a) ir atsitiktiniai (b) stacionarūs virpesiai (baltasis triukšmas)

Fig. 2.3. Exited vibrations of a platform – impulse (a), random (b), stationary (white noise)

2.2. Optinio stalo ant virpančios platformos dinaminiai tyrimai

Optinį stalą (2.2 pav., a) su pneumatiniiais virpesių izoliatoriais, padėtą ant virpančios platformos, galima nagrinėti kaip šešių laisvės laipsnių sistemą arba kaip vieno laisvės laipsnio sistemą (2.2 pav., b, c), kai izoliatorių parametrai identiški ir stalviršis žemuosiuose dažniuose (iki 80 Hz) yra standusis kūnas.

2.4 pav. Optinio stalo (a) ant virpančios platformos dinaminiai modeliai:

b – kai žadinama masė m jėga $F(t)$; c – kai žadinama platforma

Fig. 2.4. Dynamic models: of an optical table on vibrating platform (a); b – at excitation of mass m by force $F(t)$; c – at excitation of platform

Norėdami nustatyti stalo dinaminį slankį ir sistemos rezonansinius dažnius, masę m veikiamo jėga $F(t)$. Tokiu būdu šešių laisvės laipsnių sistemos (2.4 pav., a) diferencialinė lygtis, kai žadinimo jėga veikia stalviršį, atrodys taip:

$$M\ddot{x}(t) + H\dot{x}(t) + Cx(t) = F(t), \quad (2.24)$$

čia M , H ir C – masės, slopinimo koeficientų ir standumo koeficientų 6×6 dydžio matricos; $F(t)$ – apibendrintų išorinių jėgų stulpelinė matrica. Tuo atveju, kai platforma virpa dydžiu $X_0(t) = X_0 \exp i\omega t$, diferencialinė lygtis (2.24) turi tokį pavidalą

$$M\ddot{x}(t) + H\dot{x}(t) + Cx(t) = (C + iH\omega)X_0 \exp i\omega t. \quad (2.25)$$

Norint nustatyti stalo dinaminį slankį ir sistemos rezonansinius dažnius, esant identiškiesiems virpesių izoliatoriams (remiantis eksperimentiniais tyrimais, pateiktais 3 skyriuje), patogiu naudotis vieno laisvės laipsnio sistema (2.4 pav., b). Tokiu būdu šios sistemos (2.4 pav., b) diferencialinė lygtis (2.24) atrods taip:

$$m\ddot{x}(t) + h\dot{x}(t) + cx(t) = F(t). \quad (2.26)$$

Jeigu žadinimo jėga turi harmoninę išraišką $F(t) = F_0(t) \cos \omega t$, $x_0(t) = 0$, tai sistemos rezonansiniai dažniai gauti iš (2.26) lygties dalinio sprendinio:

$$X_a = F_0 \cos(\omega t - \varphi) / \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + \omega^2 h^2} \quad (2.27)$$

čia $\varphi = \arctg[h\omega / (c - m\omega^2)]$.

Pagal poslinkį, greitį ir pagreitį atitinkamai sutvarkyti atrodys taip:

$$\omega_r = \sqrt{\omega_0^2 (1 - 2\xi^2)} = \omega_0 \sqrt{1 - 2\xi^2}, \quad (2.28)$$

$$\omega_{r,v} = \omega_0, \quad (2.29)$$

$$\omega_{r,a} = \sqrt{w_0^2 \left(\frac{1}{1 - 2\xi^2} \right)} = \omega_0 \sqrt{\left(\frac{1}{1 - 2\xi^2} \right)}. \quad (2.30)$$

Kai ξ kinta nuo 0 iki 0,7, skirtumas tarp šių rezonansinių dažnių nėra didelis. Tiriamų optinių stalų apskaičiuoti rezonansiniai dažniai svyruoja nuo 3 iki 4 Hz. Eksperimentiškai gauti rezonansiniai dažniai pateikti 3 skyriuje.

Optinio stalo savybės apibūdinamos ne tik rezonansiniais dažniais, bet ir stalo matmenų, pastatymo ant atramų vietos, viršutinės ir apatinės stalviršio plokščių bei šoninių sienų savybių, šerdies konstrukcijos ir medžiagos, apkrovos dydžio, jos paskirstymo ir kt. Maksimalus įlinkis, veikiant statinei apkrovai, laikomas stalviršio standžio matu.

Stalo ir platformos dinaminės charakteristikas geriausiai įvertina dinaminis slankis – atvirkščias dinaminiam standžiui dydis. Slankio kreivės rodo poslinkio amplitudę taške, kuri veikia vienetinė jėga kaip dažnio funkcija.

Optinio stalo ir platformos slankio kreivės rodo stalviršio dinaminę reakciją laisvoje erdvėje ir paviršiaus plokštumos iškarpymus, veikiant stalą ir platformą virpesiams. Ji nusako dažnio ruožą, kuriame optinis stalas ir platforma elgiasi kaip visiškai standus kūnas ir suteikia informaciją apie du pagrindinius parametrus, turinčius įtakos dinaminėms charakteristikoms – minimalų rezonansinį dažnį ir maksimalų rezonansinį stiprinimą, kurie gali būti naudojami skaičiuojant tikrąjį santykinį judesį tarp dviejų taškų, esančių ant struktūros paviršiaus.

Slankis išreiškiamas formule:

$$S = \left| \frac{x}{F} \right|, \quad (2.31)$$

čia $|x|$ – virpesių poslinkio amplitudė; $|F|$ – jėgos amplitudė. Slankio matas yra mm/N.

Idealiai standaus kūno matematinio modelio išraiška tokia:

$$M\ddot{x} = F. \quad (2.32)$$

Kai standųjį masės M kūną veikia išorinė harmoninė jėga, šios lygties sprendinys yra:

$$x = x_0 \sin(\omega t), \quad (2.33)$$

$$\text{Čia } x_0 = -\frac{F_0}{M\omega^2}.$$

Tai reiškia, kad kūnas juda harmoniniu dėsniu ir judesio amplitudė yra atvirkščiai proporcinga kampinio dažnio kvadratui. Šiame pavyzdyje slankis s yra:

$$S = \left| \frac{x_0}{F_0} \right| = \frac{1}{M\omega^2}, \quad (2.34)$$

t. y. idealiai standaus kūno slankis proporcingas $1/\omega^2$ ir logaritminiame mastelyje vaizduojamas tiesia linija.

Nestandiams kūnams slankio kreivės rodo rezonansinius struktūros dažnius ir maksimalų stiprinimą, esant rezonansui. Slankis – patikima konkrečios mechaninės sistemos charakteristika.

Dinaminis įlinkio koeficientas DĮK (*Dynamic Deflection* – DDC) įvertina santykinę dinaminę stalviršio charakteristiką. Šis koeficientas gali būti nustatytas iš slankio kreivės, atlikus skaičiavimus pagal formulę:

$$\text{DĮK}(DDC) = \sqrt{\frac{Q}{f_0^3}}, \quad (2.35)$$

čia f_0 – rezonansinis dažnis; $Q=A/B$ – stiprinimo faktorius rezonansiniame dažnyje.

Koeficientai A ir B randami iš eksperimentinės dinaminio slankio kreivės. Geras stalviršis apibūdinamas žemu dinaminio įlinkio koeficientu.

Maksimalus santykinis stalviršio judesys (*Maximum Relative Table Motion* – MRTM) yra santykinis judėjimas tarp dviejų stalviršio taškų. Kuo didesnis įvairių taškų judesys, tuo blogesnis stalviršio stabilumas ir mažiau tikėtina, kad ant stalo paviršiaus sumontuotų komponentų justiravimas bus įmanomas. Santykinis judesys priklauso ne tik dinaminių nuo stalviršio charakteristikų, bet ir nuo izoliavimo sistemos charakteristikų ir aplinkos virpesių.

Maksimalus santykinis stalviršio judesys

$$MRTM = CT \sqrt{\left(\frac{Q}{f_0^3} \cdot (PSD) \right)}, \quad (2.36)$$

čia T – izoliatoriaus perduodamumo koeficientas; Q – stiprinimo faktorius, apskaičiuotas iš slankio kreivės; PSD – aplinkos virpesių intensyvumo lygio spektrinis galios tankis (*SGT*); C – konstanta, kuri nustato pagreičio vienetus ir padidina vertę dvigubai, kad būtų įvertintas blogiausias bet kurių dviejų taškų tarpusavio judesio atvejis.

$$C = 2g \sqrt{\frac{1}{32\pi^3}} = 0,623 \text{ m/s}^2. \quad (2.37)$$

Tuo atveju kai platforma virpa (2.4 pav., c) dydžiu $x_0(t) = x_0 \exp(i\omega t)$, sistemos judėjimo difirencialinė lygtis (2.25) turės tokį pavidalą:

$$m\ddot{x}(t) + h\dot{x}(t) + cx(t) = (c + i h \omega) X_0 \exp i \omega t. \quad (2.38)$$

Jeigu platformos virpesiai turi harmoninę išraišką $X_0 \cos \omega t$, iš lygties (2.38) lengvai randame (Gurecki 1981; Benaroya 2004) sistemos perduodamumo koeficientus:

absoliutus:

$$T_{\ddot{x}} = \frac{\ddot{x}}{\ddot{x}_0} = \left[\frac{1 + (2\xi\omega / \omega_0)^2}{(1 - \omega^2 / \omega_0^2)^2 + (2\xi\omega / \omega_0)^2} \right]^{1/2}, \quad (2.39)$$

santykinis:

$$T_{x-x_0} = \left| \frac{x-x_0}{x_0} \right| = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right]^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2}. \quad (2.40)$$

Pagreičio ir santykinio poslinkio perduodamumas parodytas 2.5 paveiksle, a, b. Matome, kad virpesių slopinimas prasideda nuo 5 Hz.

Jeigu optinis stalas laboratorijoje pastatytas ant grindų, reikia įvertinti aplinkos virpesius. Aplinkos virpesių intensyvumo lygiui apibūdinti vartojama spektrinio galios tankio SGT (*Power Spectral Density* – PSD) sąvoka.

Spektrinis galios tankis yra bendras terminas, vartojamas neatsižvelgiant į fizikinius vyksmus. Esamas fizikinis vyksmas nurodomas atitinkamais duomenimis. Pvz., terminas *pagreičio amplitudės spektrinis galios tankis* arba *spektrinis pagreičio amplitudės tankis* vartojamas vietoj termino *spektrinis galios tankis*, kai apibūdinamas pagreičio amplitudės spektras. Tarptautiniame standarte (ISO 2041:2009) pateiktas toks spektrinio galios tankio apibūdinimas: „Dydžio $X_0(t)$ spektrinis galios tankis $S(f)$ yra dydžio dalies, einančios pro siaurajuosį filtrą, kurio centrinis dažnis f , vidutinė kvadratinė vertė, tenkanti vienetinės juostos pločiui, kai jis artėja prie nulio, o vidurkinimo trukmė – prie begalybės“.

Spektrinis galios tankis išreiškiamas taip:

$$S(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{BT_v} \int_0^T X_0^2(f, t, B) dt, \quad (2.41)$$

čia $X_0^2(f, t, B)$ – dydžio $X_0(t)$, perėjusio pro siaurajuosį filtrą, kurio juostos plotis b , o centrinis dažnis f , kvadratas; T_v – vidurkinimo trukmė.

Pritaikant Fourier transformaciją, $S(f)$ reiškiamas taip:

$$S(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2}{T_v} |F(f, T_v)|^2; \quad (2.42)$$

$$f \geq 0;$$

$$F(f, T_v) = \int_0^{T_v} X_0(t) e^{-i2\pi ft} dt. \quad (2.43)$$

Esant nusistovėjusiems vyksmams, spektrinis galios tankis lygus dvigubai autokoreliacijos funkcijos Fourier transformacijai ir išreiškiamas šia formule:

$$S(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} k(t) e^{-i2\pi ft - 2\pi ft} dt = 4 \int_0^{\infty} k(t) \cos(2\pi ft) dt (f \geq 0). \quad (2.44)$$

2.5 pav. Optinio stalo perduodamumo kreivės: a – absoliuti; b – santykinė
Fig. 2.5. Transmissibility curves of optical tabale: a – absolute; b – relative

Spektrinis galios tankis SGT (*Power Spectral Density* – PSD) naudojamas aplinkos virpesių intensyvumo lygiui apibūdinti.

2.3. Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos naujumas ir jos dinaminiai tyrimai

Sistema skirta tikslių įrenginių virpesiams izoliuoti, ypač įvairiapusėms virpesių izoliacinėms pakaboms, kurių mažas standis ir stiprus sistemos rezonansinių reiškinių slopinimas.

Patentas paremtas tuo, kad įveržtoje tamprioje sistemoje, sudarytoje horizontalių ir vertikalų tarpusavyje sąveikaujančių spyruoklių, grąžinančių į pradinę padėtį, jėgos priklausomybė nuo persislinkimo, sukkelto išorinio poveikio, yra sinusoidiška (1.26 pav.). Pateikta mechaninė kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema sudaryta iš įveržtų vertikalų ir horizontalų spyruoklių, jų įveržtumą palaikant svėrtų deformacijomis, kurių pokrypiai tiek vertikaloje, tiek horizontaliojoje plokštumoje artimi 0° . Tai tame labai mažame persislinkimų diapazone ir užtikrina kvazinulinę sistemos (2.6 pav.) standį (Berba 2012).

Sistemos (2.6 pav.) naujumas pasireiškia tuo, kad:

1. Mechaninę kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemą sudaro viršutinio objekto padėklas, besiremiantis į tamprią struktūrą susietų vertikalųjų ir horizontalųjų virpesių komponentų slopintuvų visumą. Ji įrengiama ant apatinės bazinės plokštės, kurios centre pastatomas atraminės vertikalios spyruoklės reguliavimo įrenginys. Šis sureguliuotas taip, kad vienu galu spyruoklė pagal apkrovos masę per jos centre sumontuoto centrinio strypo atraminį paviršių užtikrina darbingumui reikalingą vertikalų standį ir padėtį. Kitu galu, tamptai sąveikaudama su horizontaliu svėrtų įrenginiu, ji užtikrina darbingumui reikalingą kvazinulinį standį, veikiantį priešinga pirmajam kryptimi. Ši sistema skiriasi tuo, kad vertikaliai standžiui reguliuoti naudota sliekinė pora, kai sliekas sumontuotas standžiai ant bazinės plokštės, o sliekratis – koncentriškai ant atraminės srieginės įvorės, savo vidine skyde laisvai praleidžiančios centrinių strypą, apsaugotos nuo prisukimo, vienu galu besiremiančios į bazinę plokštę, kitu galu – į atraminę spyruoklę. Tuo pat metu atraminis centrinio strypo paviršius yra su strypu sujungto horizontalaus slopinimo bloko viršutinės dalies apatinis paviršius, kai šis blokas sudarytas iš dviejų dalių. Apatinė dalis yra standžiai sujungta su centriniu strypo apačia, o su viršutine – keturiais standžiais strypais, vienodai nutolusiais nuo centro ir laisvai pereinančiais per bazinę plokštę, kurie yra kaip svėrtai dėl nedidelio horizontalaus paslankumo galimybės, kurią sudaro tam pritaikyta slopinimo bloko konstrukcija.

2. Mechaninę kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemą pagal 1 punktą skiriasi tuo, kad horizontalaus slopinimo bloko viršutinė dalis yra susieta su bazine plokšte korpusais. Viena jų yra standžiai pritvirtintas prie bazinės plokštės, o kitas, esantis pirmajam priešpriešais, prie minėtos plokštės standžiai pritvirtintas tik savo apatine dalimi. Ši yra tik plokščių spyruoklių, jų jungiančių su viršutine dalimi, tvirtinimo korpusas. Viršutinė korpuso dalis dėl to turi mažo

slankumo galimybę. Tai savo ruožtu kelia nedidelio slopinimo bloko viršutinės dalies vertikalios poslinkio poreikį. Tai realizuojama per artimą horizontaliems slopinimo bloko strypams jų porų galų lankstinį įmontavimą iš vienos pusės į viršutinę minėtų slopinimo korpusų dalis, iš kitos – į viršutinę slopinimo bloko dalį. Tarp taip sudarytų lankstų galų sumontuotas bent vienas horizontalus hidraulinis slopintuvas, o per korpusų centrus laisvai pereina bloko įveržimo sraigtas. Jis savo galus sujungiančia centrines plokštelės skyde laisvai prasilenkia su centriniu sistemos strypu ir yra įveržtas reguliuojamąja spyruokle.

2.6 pav. Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema ant virpančios platformos (Berba 2012)

Fig. 2.6. System of isolation of quasi-zero stiffness on a vibrating platform (Berba 2012)

3. Mechaninė kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema pagal 1 ir 2 punktus skiriasi tuo, kad turi tris ar keturias standžias sujungtas su bazine plokšte atramas objekto padėklo svoriui atremti ir padėklo pokrypio slopinimo pakabą, tiesiai susijusią su centriniu strypo viršutiniu atraminiu paviršiumi.

4. Mechaninė kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema pagal 1 ir 2 punktus skiriasi tuo, kad hidrauliniai slopintuvai įmontuoti į horizontalias skylės nejudamuose slopintuvų bloko korpusuose, susijusių su bazine plokšte ir turi daug griovelių, užpildytų klampiu skysčiu, o slopintuvų ašys turi laisvo prisiskyrimo savo skylėse galimybes. Be to, jų galai užsandarinti tarpikliais ir ant jų standžiai užfiksuoti artimi horizontaliems strypai, vienodai nutolę nuo slopinimo bloko ašies.

5. Mechaninė kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema pagal 1, 2, 3 ir 4 punktus skiriasi tuo, kad skirtingoms objekto masėms parenkamos skirtingos atraminės spyruoklės.

6. Mechaninė kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema pagal 1, 2 ir 3 punktus skiriasi tuo, kad objekto padėklas per centrinį strypą, apatinę slopinimo bloko plokštę ir tamprią likusią sistemos struktūrą yra pakabintas ant riboto standumo strypų.

Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos dinaminis modelis parodytas 2.7 pav., a, b.

2.7 pav. Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos dinaminiai modeliai:

a – su tampriai klampiu slopinimu; b – su tampriu slopinimu

Fig. 2.7. Dynamic models of a quasi-zero stiffness vibration isolation:

a – with elastic viscous damping; b – with elastic damping

Tokios sistemos (2.7 pav., a) diferencialinė lygtis, kai platformos judėjimas harmoninis, turės tokį pavidalą:

$$m(\ddot{x} - \ddot{x}_0) + h(\dot{x} - \dot{x}_0) + c(x - x_0) = 0. \quad (2.45)$$

Įrašę į (2.45) lygtį platformos judesio išraišką $x_0(t) = x_0 \exp(i\omega t)$ gausime:

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + cx = (c + i h \omega) x_0 e^{i \omega t}. \quad (2.46)$$

Kai platforma gauna kinematinį harmoninį žadinimą tokio pavidalo $x_0 \cos \omega t$, tai prie nusistovėjusių platformos virpesių lygties (2.45) sprendiniai yra klasikinio pobūdžio (Benaroya 2004). Tuomet esant klampiai tampriam slopinimui iš lygties (2.45) sprendinių randame absoliutaus pagreičio amplitudės perduodamumą:

$$T_\eta = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2})^2 + 4\xi^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}. \quad (2.47)$$

Kai sistemoje yra tik histerezinis slopinimas, tuomet perduodamumas turės tokį pavidalą:

$$T_\eta = \frac{\omega^2 / \omega_0^2}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2})^2 + \eta^2}}, \quad (2.48)$$

čia η – energijos sklaida arba energijos absorbcijos (sugerties) koeficientas.

Šių perduodamumų grafikai parodyti 2.7 pav., a, b.

Tiriant kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemą, kuri yra mechaninės koncepcijos, galima nagrinėti jos slopinimo charakteristikas kaip vidinę trintį kietajame kūne. Dinaminiai tokios sistemos modeliai parodyti 2.7 pav., a, b.

Šiame tyrime vidinės trinties hipotezėmis suprantamos tokios hipotezės, kurios sudaro galimybę spręsti tiesines diferencialines virpesių lygtis su pastoviais koeficientais elementariomis funkcijomis, jeigu tokiomis pat funkcijomis galima išreikšti žadinimą, esantį dešinėje lygčių pusėje.

Šiuo metu plačiai paplitusi Foigto (Voigt 1892) hipotezė, kai vidinė trintis priklauso nuo virpesių dažnio (2.9 pav.), taip pat kai nuo jo nepriklauso (Sorokin 1976).

$$\eta = \frac{h}{c} |\omega|.$$

Tarkime, nuosaviesiems platformos (2.7 pav., a) harmoniniams priverstiems virpesiams vieno laisvės laipsnio sistemos diferencialinė lygtis, kai vidinė trintis nepriklauso nuo dažnio, turės tokią išraišką (Bock 1932):

$$m\ddot{x} + \frac{\eta}{\omega}c\dot{x} + cx = F_0 \cos \omega t, \quad (2.49)$$

čia c – sistemos standumas; η – vidinės trinties pastovus koeficientas; m – masė; F_0 – jėgos amplitudė; ω – žadinimo dažnis.

2.8 pav. Perduodamumas: a – prie klampiai tampraus slopinimo;
b – prie histerezinio slopinimo

Fig. 2.8. Transmissibilities: a – at viscous-elastic damping; b – at hysteresis damping

2.9 pav. Vidinės trinties priklausomybių grafikai atsižvelgiant į virpesių dažnį (Voigt 1892; Sorokin 1976)

Fig 2.9. Graphics of internal friction dependencies, dependent on vibration frequency (Voigt 1892, Sorokin 1976)

Šios lygties sprendinys, esant nusistovėjusiems virpesiams, atrodys taip:

$$x = \frac{x_0}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \eta^2}} \cos(\omega t - \varphi_0), \quad (2.50)$$

čia $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$; $x_0 = \frac{F_0}{c}$; $\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{\eta \omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega^2}$.

Jeigu palygintume (2.49) lygties sprendinius esant Foigto hipotezei:

$$x = \frac{x_0 \cos(\omega t - \varphi)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{h\omega^2}{cm\omega_0^2}}}, \quad (2.51)$$

čia: $\operatorname{tg} \varphi = \frac{h\omega}{m(\omega_0^2 - \omega^2)}$.

Kai priimama Foigto hipotezė: $R = -h\dot{x}$

čia R – vidinės trinties jėga.

Matome, kad lygtis (2.51) gaunama iš lygties (2.50) keičiant

$$h = \frac{\eta c}{m} . \quad (2.52)$$

Iš lygties (2.52) matyti, kad pasipriešinimo koeficientas h turi būti ne pastovus dydis, bet atvirkščiai proporcingas žadinimo virpesių dažniui.

Gauti rezultatai tinka tik nusistovėjusiems harmoniniams virpesiams su dažniu ω .

Buvo pasiūlyta (Crandall 1970) naudoti Foigto hipotezę slopinimo aprašui, laisvai priklausomam nuo virpesių dažnio, ir kitu atveju – nepriklausomam nuo dažnio. Sakykime, kad nuostolių koeficiento η faktinė priklausomybė nuo dažnio ω laisva ir atskiru atveju $\eta(\omega) = \text{const}$ (2.9 pav.). Priklausomybė η nuo ω pagal Foigto hipotezę:

$$\eta = \frac{h}{c} |\omega| , \quad (2.53)$$

čia c – standumo koeficientas; h – slopinimo charakteristika, gauta iš pasvirusios tiesės (2.9 pav.).

1. Jeigu nuostolių koeficientą (2.53) pakeisime jo pastovia reikšme η_0 , nustatyta

atliekant bandymus, esant saviesiems sistemos dažniams $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$, tuomet

$$\eta = \frac{h}{c} \omega_0 = \text{const} , \quad (2.54)$$

kuri sutampa su reikšme η (2.53), kai $|\omega| = \omega_0$, tai amplitudinė dažninė charakteristika $x_0(\omega)$, nustatyta iš lygties, atitinkamai Foigto hipotezei

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + cx = F_0 \cos(\omega t + \varphi) , \quad (2.55)$$

išreiškiamas perduodamumas:

$$T = \frac{x}{x_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \eta_0^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} , \quad (2.56)$$

kuri gerai aproksimuos $\eta(\omega)$. Tai lengvai galima patikrinti, kai slopinimas nepriklauso nuo dažnio $\eta = \text{const}$ (2.9 pav.), kuriam perduodamumas suteiks išraišką (Sorokin 1960):

2.10 pav. Perduodamumo grafikai, kai slopinimas atitinka Foigto hipotezę

Fig. 2.10. Transmissibility graphics when damping coincides with the Foigt's hypothesis

$$T = \frac{x}{x_0} = \frac{\sqrt{1 + \frac{\eta^2}{4}}}{\left(1 - \frac{\eta_0^2}{4} - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \eta_0^2} \quad (2.57)$$

Priklausomybės (2.56) ir (2.57), esant įprastoms reikšmėms, $\eta \leq 0,25$ praktiškai sutampa.

Jeigu platforma (2.7 pav., b) turi atsitiktinius virpesius $x_0(t)$, tai vidutinė kvadratinė amplitudė turės tokią išraišką (Nashif *et al.* 1985):

$$\bar{x}^2 = \frac{1}{2} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{[x_0(\omega)]^2 c^2 (1 + \eta^2)}{(c - m\omega^2)^2 c^2 \eta^2}, \quad (2.58)$$

čia $\bar{x}_0$ – funkcijos $x_0(t)$ Furjė atvaizdas arba vidutinis kvadratinis spektrinis lygis.

2.11 pav. Perduodamumo grafikai, kai slopinimas nepriklauso nuo dažnio

Fig. 2.11. Transmissibility graphics when damping not depends on frequency

Jeigu dydis $[x_0(\omega)]^2$ pastovus, kas būdinga baltajam triukšmui, tai atsitiktinė perduodamumo funkcija bus lygi:

$$\frac{\bar{x}}{\bar{x}_0(\omega)} = \frac{\pi\sqrt{\omega_0}}{2\sqrt{2\eta}} \left(1 + \sqrt{1 + \eta^2}\right). \quad (2.59)$$

Tai reiškia, kad vidutinė kvadratinė reikšmė $\bar{x} / \bar{x}_0(\omega)$ proporcinga $\sqrt{\omega_0 / \eta}$, kai žadinama platforma ir $\eta \leq 1$. Tokiu būdu atsitiktinę perduodamumo funkciją $\bar{x} / \bar{x}_0(\omega)$ galima sumažinti ne tik didinant η , bet ir mažinant rezonansinę sistemos dažnį, t. y. projektuojant sistemą, reikia atsakingai parinkti spyruokles.

2.4. Sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminiai tyrimai

Kai kurie autoriai (Jalili 2002; McMahon 2012) ir laboratorijos siūlo naudoti sudėtinės virpesių izoliavimo sistemas. Tokioms rekomendacijoms patikrinti buvo atlikti sudėtinių sistemų tyrimai.

Sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminiai modeliai parodyti 2.12 pav., a, b.

2.12 pav. Sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminiai modeliai:
a – kai kvazinulinio standžio sistema klampiai ir tampriai slopinama;
b – kai tik tampriai slopinama

Fig. 2.12. Dynamic models of a complex vibration isolation system: a – when the system of quasi-zero stiffness has viscose-elastic damping;
b – when only elastic damping

Sistemą sudaro virpanti platforma, optinis stalas su pneumatiniiais virpesių izoliatoriais, kai optinės stalo plokštės masė nevertinama ir kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos su mase m .

Sudėtinės sistemos (2.12 pav., a, b) judėjimo diferencialinė lygtis turės tokį pavidalą:

$$m\ddot{x}_2(t) + h_j\dot{x}_2(t) + cx_2(t) = (c + ih_j\omega)x_0\exp i\omega t, \quad (2.60)$$

čia $\xi_j = \frac{h_j}{2\sqrt{cjm}}$, $(j = 1, 2)$; $c = \frac{c_1c_2}{c_1 + c_2}$

Šios sistemos perduodamumo koeficientai nustatomi iš lygties (2.60) sprendinio (Gurecki 1970, 1971). Kai platforma yra veikiamą kinematinio harmoninio žadinimo $x_0(t) = x_0 \sin \omega t$, absoliutus pagreičio amplitudės perduodamumas lygus:

$$T_{\ddot{x}_2} = \sqrt{\frac{\left[1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2\right] \left[1 + 4\xi_2^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2\right]}{\left[1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2\right] \left[1 + 4\xi_2^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 + \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2\right]^2\right] + F}}, \quad (2.61)$$

$$\begin{aligned} \text{čia } F = & 4 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 \left(\xi_1 \frac{\omega_2}{\omega_{02}} + \xi_2 \frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 - \\ & - 2 \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(1 + 4\xi_2^2 \frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right) + \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 \left(1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2\right) \right]. \end{aligned}$$

Santykinis perduodamumas atitinkamai:

$$T_{x_2 - x_0} = \sqrt{\frac{\left[\left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2\right]\right]^2 + 4 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 \left(\xi_1 \frac{\omega_2}{\omega_{02}} + \xi_2 \frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2}{\left[1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2\right] \left[1 + 4\xi_2^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 + \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2\right]^2\right] + F}}, \quad (2.62)$$

$$\begin{aligned} \text{čia } F = & 4 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 \left(\xi_1 \frac{\omega_2}{\omega_{02}} + \xi_2 \frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 - \\ & - 2 \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(1 + 4\xi_2^2 \frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right) + \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 \left(1 + 4\xi_1^2 \frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \right]. \end{aligned}$$

Skaiciavimo rezultatai parodyti 2.13 pav., a, b.

2.13 pav. Sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos perduodamumas:
a – absoliutinis; b – santykinis

Fig. 2.13. Transmissibilities of a complex vibration isolation system:
a – absolute; b – relative

Tuo atveju, kai sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos kvazinulinio standžio mechanizmas yra tik tampriai slopinamas (2.12 pav., b), o platforma turi kinematinę harmoninį žadinimą $x_0(t) = x_0 \sin \omega t$, sistemos absoliutus pagreičio amplitudės perduodamumas bus lygus:

$$T_{\ddot{x}_2} = \sqrt{\frac{1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2}{1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(1 + \frac{\omega_2^4}{\omega_{02}^4}\right) + \left(\frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2}\right)^2} - F_1}, \quad (2.63)$$

$$\text{čia } F_1 = 2 \left[\frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2} \left(1 + 4\xi_1^2 \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2}\right) \right].$$

Santykinis perduodamumas turės tokį pavidalą:

$$T_{x_2-x_0} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2}\right)^2 + 4\xi_1^2 \frac{\omega_1^2 \omega_2^4}{\omega_{01}^2 \omega_{02}^4}}{1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(1 + \frac{\omega_2^4}{\omega_{02}^4}\right) + \left(\frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2}\right)^2} - F_1}, \quad (2.64)$$

$$\text{čia } F_1 = 2 \left[\frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2} \left(1 + 4\xi_1^2 \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2}\right) \right].$$

Skaiciavimo rezultatai parodyti 2.14 pav., a, b.

Iš 2.13 pav., a, matome, kad esant $\omega/\omega_0 \geq \sqrt{2}$, virpesių izoliavimo efektyvumas užtikrinamas esant bet kokiam slopinimui, o kai yra 2.13 pav., b, atvejis, virpesių izoliavimo efektyvumas užtikrinamas visame dažnių diapazone, jeigu $\xi > 1/\sqrt{2}$, o esant $\xi < 1/\sqrt{2}$, diapazone $0 < \omega/\omega_0 < 1/\sqrt{2}(1 - 2\xi^2)$.

Esant fiksuotam dažniui ω/ω_0 , efektyvumo laipsnis didėja didėjant slopinimui, kai $\xi = 0$, efektyvumo ruožas atitinka $0 < \omega/\omega_0 < 1/\sqrt{2}$. Analogiškai samprotavimai tinka ir 2.14 pav., a, b.

Jeigu platforma turi kinematinį impulsinį žadinimą, tai sistemos diferencialinė lygtis (2.24) bus tokia:

$$\ddot{x}_2 + 2n_j \dot{x}_2 + \omega_0^2 x_2 = \frac{1}{m} F(t), \quad (2.65)$$

$$\text{čia } n_j = \frac{n_j}{2m}; \xi_j = \frac{h_j}{2\sqrt{c_j m}}; (j=1,2); \omega_0^2 = \frac{c}{m}; c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}.$$

2.14 pav. Sistemos (2.12 pav., b) absoliutus (a) ir santykinis (b) perduodamumas
Fig. 2.14. Transmissibilities of a system (Fig. 2.12 b) absolute (a) and relative (b)

Padinėmis sąlygomis

$$x_2(0) = x_0; \dot{x}_2(0) = \dot{x}_0.$$

Kai sistemą veikia vienetinis akimirksnis impulsas $\delta(t - \tau)$ laike $t = \tau$ nulinėmis pradinėmis sąlygomis. Tuomet lygties (2.65) sprendinys, vadinamas impulsine perėjimo funkcija $h(t, \tau)$, lygus (Čirkov 1975):

$$h(t, \tau) = \begin{cases} 0, & t \leq \tau \\ \frac{1}{\omega_{n_j}} e^{-n_j(t-\tau)} \sin \omega_{n_j}(t-\tau), & t > \tau \end{cases}, \quad (2.66)$$

čia $\omega_{n_j} = \sqrt{\omega_0^2 + n_j^2}$.

Jeigu lygtyje (2.65) jėgą $F(t)$ sudaro be galo maži impulsai $F(\tau)d\tau$, tai sumuodami sistemos reakciją nuo kiekvieno tokio impulso laiko režiuose $[0, t]$ gausime dalinį lygties (2.65) sprendinį, vadinamą Diuamelio integralu:

$$x_2(t) = \frac{1}{m} \int_0^t h(t, \tau) F(\tau) d\tau. \quad (2.67)$$

Naudodamiesi (2.67) išraiška galime rasti bematę funkciją $x_2(t)m\omega_j^2 / F_0$, nusakančią sistemos reakciją veikiant jėgai $F(t) = F_0 f(t)$.

Skaičiavimo rezultatai vienetinei impulsinei funkcijai $f(t) = F(t) / F_0$ bus lygūs:

$$\frac{x_2(t)m\omega_{n_j}^2}{F_0} = \frac{\omega_{n_j}^2}{\omega^2} \left[1 - e^{-n_j t} \left(\cos \omega_{n_j} t + \frac{n_j}{\omega_{n_j}} \sin \omega_{n_j} t \right) \right]. \quad (2.68)$$

Sakykime, sistemą veikia vienodais laikotarpiais τ vienodi smūginiai stačiakampės formos impulsai (2.15 pav.). Kai τ sutampa su svyravimų periodu $T_{n_j} = 2\pi / \omega_{n_j}$, gauname smūginį rezonansą.

2.15 pav. Smūginiai stačiakampės formos impulsai

Fig. 2.15. Impact impulses of a staright angular form

Šiuo atveju:

$$\frac{x_2 m \omega_{n_j}^2}{F} = \frac{1 - \exp(-n n_j T_{n_j})}{1 - \exp(-n T_{n_j})} e^{-n_j t_1} \sin \omega_{n_j} t, \quad t_1 > 0, \quad (2.69)$$

Čia $t_1 = t - (n-1)T_{n_j}$; n – impulsų skaičius; $F = \lim_{\tau \rightarrow 0} F_0 \tau$ – smūginis impulsas (Bolotin, 1978).

Maksimali reikšmė, lyginant su vienetinio impulso poveikiu padidėja $\left[1 - \exp(-n n_j T_{n_j})\right] \left[1 - \exp(-n_j T_{n_j})\right]^{-1}$ karto. Kai $n_j = 0$, padidėjimas vyks n kartų.

Tuo atveju, kai platformos virpesiai sudaro stacionarų atsitiktinį procesą, vadinamą baltuoju triukšmu, sistemos diferencialinė lygtis gali būti užrašyta taip:

$$m \ddot{X}_2(t) + h_j \dot{X}_2(t) = c X_2(t) = h_j \dot{X}_0(t) + c X_0(t), \quad (2.70)$$

čia $x_0(t)$ – stacionarus atsitiktinis procesas.

Stacionaraus atsitiktinio proceso matematinė viltis lygi nuliui. Dispersija D_{X_0} ir koreliacinė funkcija $k_{X_0}(\tau)$ išreiškiama per spektrinį tankį $S_{X_0}(\omega)$ proceso $X_0(t)$.

$$D_{X_0} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{X_0}(\omega) d\omega, \quad (2.71)$$

$$k_{X_0} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{X_0}(\omega) \cos \omega \tau d\omega.$$

Savo ruožtu spektrinis tankis $S_{X_0}(\omega)$ susietas su koreliacine funkcija $k_{X_0}(\tau)$ sąryšiu (Benaroya 2004)

$$S_{X_0}(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty k_{X_0}(\tau) \cos \omega \tau d\tau, \quad (2.72)$$

$$S_{X_2}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{X_0}(\omega). \quad (2.73)$$

Tegul $S_{\ddot{X}_2}(\omega)$ – masės svyravimo pagreičio amplitudės spektrinis tankis, o $S_{X_0}(\omega)$ – platformos, tuomet

$$S_{\dot{X}_2}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{X_0}. \quad (2.74)$$

Iš šios lygties gauname:

$$|H(\omega)|^2 = \frac{1}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_0\omega)^2}. \quad (2.75)$$

Skaičiavimo rezultatai parodyti 2.16 pav.

2.16 pav. Perduodamumo funkcijos modulio kvadratas

Fig. 2.16. Square of a module of a transmissibility function

Kai kuriais atvejais galima naudotis tokia išraiška:

$$H(\omega) = \frac{D_{X_2}}{D_{X_0}} \leq 1, \quad (2.76)$$

čia $D_{\dot{X}_2}$ ir $D_{\dot{X}_0}$ – virpesių pagreičių amplitudžių dispersijos.

Sistemos virpesių izoliavimo efektyvumas bus pasiektas, kai $H(\omega) \leq 1$.

2.5. Antrojo skyriaus išvados

1. Analitiškai ištirtos optinių stalų dinaminės charakteristikos ir nustatyta, kad optinių stalų su pneumatiniiais virpesių izoliatoriais rezonansinis dažnis svyruoja nuo 3 iki 4 Hz, o virpesių izoliavimas prasideda nuo 5 Hz dažnio.
2. Mechaninės koncepcijos kvazinulinio standžio žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemos analitinis tyrimas parodė, kad virpesių izoliavimas prasideda nuo 0,7 Hz dažnio. Dažniui didėjant izoliavimo efektyvumas didėja. Remiantis tyrimu gautas kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos patentas.
3. Ištirti sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminiai parametrai ir nustatyta, kad tokios sistemos gerai slopina žemojo dažnio virpesius nuo 0,8 Hz, kai optinio stalo plokštės masė nevertinama.

Optinių stalų ir platformos dinaminių charakteristikų eksperimentiniai tyrimai

Skyriuje nagrinėjami optinių stalų ir platformos dinaminių charakteristikų eksperimentiniai tyrimai. Ištirti optinių stalų stalviršiai ir platforma bei pneumatiniai izoliatoriai, žadinant pagrindą harmoniniais, impulsiniais ir atsitiktiniais virpesiais. Skyriaus originalumą nusako korinės konstrukcijos plokščių, platformos ir virpesių izoliavimo atramų eksperimentinių tyrimų ir dinaminių parametrų nustatymo metodika. Šio skyriaus medžiaga paskelbta autoriaus publikacijoje (Berba 2012)

3.1. Optinių stalų su pneumatiniais virpesių izoliatoriais eksperimentiniai tyrimai

Optinio stalo su pneumatiniais virpesių izoliatoriais tyrimo standas parodytas 3.1 paveiksle.

3.1 pav. Optinio stalo dinaminių charakteristikų tyrimo schema: 1, 2, 3, 4, 5, 6 – virpesių jutikliai; 7 – platforma (pagrindas); 8 – vibratorius; 9 – virpesių izoliavimo atramos; 10 – optinis stalas su bandomosiomis virpesių izoliacinėmis atramomis; 11 – impulsinis generatorius; 12 – stiprintuvas; 13 – generatorius; 14 – kompiuteris su analizatoriumi. Virpesių žadinimo kryptys: Z – vertikali; Y – horizontali skersinė; X – horizontali išilginė

Fig. 3.1. Scheme of research of dynamic characteristics of an optical table: 1, 2, 3, 4, 5, 6 – vibration transducers; 7 – platform (base); 8 – vibrator; 9 – supports of vibration isolation; 10 – optical table with experimental of vibration isolation; 11 – impulse generator; 12 – amplifier; 13 – generator; 14 – computer with analyser. Directions of vibration excitation: Z – vertical; Y – horizontal transverse; X – horizontal longitudinal

Tyrimo objektai, matavimo priemonės ir įranga. Tiriamojo optinio stalo viršutinė ir apatinė stalviršio plokštumos yra pagamintos iš šaltai valcuoto feromagnetinio plieno lakštų, kuriuos jungia lengva, iš korozijai atsparaus plieno suformuota korinė konstrukcija, suteikianti stalui išskirtinių standumo savybių. Optinis stalas paprastai montuojamas ant specialių virpesius izoliuojančių atramų. Šių optinio stalo konstrukcijų atsparumas statiniu ir dinaminių jėgų poveikiui ne tik vertikalia, bet ir horizontalia kryptimi laikomi labai svarbiais kokybę apibūdinančiais veiksniais.

Idealizuota optinių stalų „seisminio“ montavimo sistema – standus stalas, sumontuotas ant masyvaus pamato arba ant virpesius slopinančių atramų. Pasaulinėje praktikoje naudojamos įvairių konstrukcijų virpesių izoliavimo atramos su pneumatiniiais amortizatoriais. Šios atramos turi užtikrinti stalo stabilumą vertikalia ir horizontalia kryptimis. Horizontalių aplinkos virpesių poveikis ypač ryškus, kai laboratorijos įrengiamos viršutiniuose pastatų aukštuose.

Dinaminių ir statinių jėgų poveikiui atsparių objektų gamybai dažnai naudojamos lengvos korinės konstrukcijos. Korio savybės lemia narvelių dydis, sienelių storis, medžiaga, iš kurios jie pagaminti ir kt. Korinėms konstrukcijoms būdingos savybės – lengvumas ir atsparumas gniuždymui bei lenkimui. Šios savybės ypač svarbios, kai reikalaujama optimalaus masės ir standumo charakteristikų santykio. Kaip tik dėl to korinės konstrukcijos naudojamos lėktuvų, sraigtasparnių ir pan. įrenginių gamyboje.

Šio tipo konstrukcijos plačiai naudojamos optiniams laboratoriniams stalams. Koriniai stalai turi gerų virpesių slopinimo savybių, jie yra kur kas lengvesni nei masyvūs, iš granito pagaminti stalai. Daugeliu atvejų pasirenkamas ne atsparus mechaninėms apkrovoms sunkus granitinis stalas, bet lengva korinė konstrukcija.

Svarbiausias izoliacinių atramų kokybės kriterijus – mechaninių virpesių perduodamumas iš pagrindo per atramas į stalviršį charakteristikos. Šioms charakteristikoms nustatyti taikomi įvairūs eksperimentiniai metodai. Konkretus metodas parenkamas atsižvelgiant į daugelį veiksnių, tarp kurių vienas svarbesniųjų yra dominuojančių dažnių diapazonas.

Tyrimams naudota virpesių ir kitų dinaminių charakteristikų matavimo bei analizės aparatūra: firmos „Brüel&Kjaer“ smūginis plaktukas 8202 su jėgos matavimo keitliu 8200, stiprintuvas 2626 ir kilnojamoji matavimo rezultatų apdorojimo įranga „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu DEEL, virpesių jutikliai 8341, 8306 su virpesių matuokliu 2511 ir kt.

Pneumatinių virpesių izoliatorių dinaminių parametrų tyrimams naudota ir išbandyta virpesių sužadinimo platforma su vibratoriumi bei kita speciali tyrimų įranga, taip pat sukurta nauja lengvai perduodama virpesių sužadinimo platforma, leidžianti sužadinti bandomojo objekto virpesius 1–50 Hz dažnių juostoje bet kuria iš trijų krypčių – vertikalia, horizontalia skersine ar horizontalia išilgine kryptimi.

Matavimų ir tyrimų metodikos. Tyrimo tikslas – parengti ir aprobuoti pneumatinių virpesių izoliatorių bei korinės konstrukcijos optinių stalų dinaminių charakteristikų nustatymo metodikas, atlikti tyrimus, įvertinus pripažintą pasaulyje firmų „NEWPORT“, „TMC“, „MELLES GRIOT“ ir kitų gamintojų patirtį bei prototipus.

Kiekvienas kietasis kūnas, veikiamas išorinių statinių ar dinaminių jėgų, deformuojasi. Šie reiškiniai ypač svarbūs optiniams stalams, ant kurių stalviršio darbinės plokštumos pastatomi ar pritvirtinami įvairūs optiniai elementai ir atliekami preciziniai matavimai. Stalai turi neprarasti svarbiausių mechaninių savybių – formos stabilumo, stalviršio plokštumo ir kitų parametrų ne tik dėl statinių apkrovų. Labai dažnai nepageidautinus reiškinius sukelia dinaminės jėgos. Intensyviausiai išorinių jėgų ar kitų veiksnių sukeltamų virpesių įtaka pasireiškia kiekvienai konstrukcijai būdinguose rezonansiniuose dažniuose. Žalingi veikian-

čių mašinų (staklių, transporto priemonių ir kitų mechanizmų) sukeltami virpesiai per pamatus ir komunikacijas perduodami net ir toliau esantiems objektams. Svarbu taip suprojektuoti gaminį, kad šių vertikalioji ir horizontalioji kryptimi veikiančių jėgų įtaka būtų minimali, o rezonansinė zona būtų kuo toliau nuo dažniausiai pasitaikančių ir charakteringiausių darbo metu virpesių. Virpesių izoliavimo sistema turi filtruoti grindų (pamato) virpesius dar nepasiekus stalo paviršiaus. Optinių stalų atsparumas virpesių poveikiui pasaulinėje praktikoje laikomas bene svarbiausiu techniniu parametru.

Korinės konstrukcijos stalo optinės plokštės dinaminių charakteristikų tyrimo metodika. Korinės konstrukcijos optinių plokščių buvo tiriamos šios dinaminės charakteristikos:

- virpesių pagreičio laiko charakteristika;
- dinaminis slankis (10–1000) Hz dažnių juostoje (*Compliance*);
- nustatomi pirmieji rezonansiniai dažniai;
- skaičiuojamas dinaminis įlinkio koeficientas DĮK (*Dynamic Deflection Coefficient* – DDQ);
- skaičiuojamas maksimalus reliatyvusis plokštės judėjimas (*Maximum Relative Tabletop Motion* – MRTM).

3.2 pav. Korinės konstrukcijos optinė plokštė su pažymėtais matavimo taškais

Fig. 3.2. Optical plate of comb design with marked measuring points

Stalviršis padalijamas į sektorius, kuriuose pažymimi matavimo taškai (3.2 pav.). Iš praktikos žinoma, kad mazginiuose taškuose virpesių amplitudės yra minimalios arba tie taškai visiškai nevirpa. Gretimuose taškuose galimi kiti

procesai. Tyrimo tikslas – nustatyti blogiausius stalviršio taškus ir juose atlikti matavimus.

Įvertinus tyrimų rezultatus ir minėtų firmų rekomendacijas buvo įsitikinta, kad didžiausios virpesių amplitudės ir daugiausiai rezonansinių dažnių yra prie stalo kampų. Pasirinktos matavimo vietos apie 150 mm nuo stalo kampų. Matavimo vietas pasirenkant arčiau kampo, pastebėti nestabilūs rezultatai kartojant matavimus.

Dinaminio slankio priklausomybę nuo dažnio galima nustatyti keletu būdų. Vienas jų – veikti stalą pasirinktame paviršiaus taške pastovios amplitudės harmonine kintamo dažnio jėga ir matuoti stalo paviršiaus virpesius. Šis būdas sunikiai įgyvendinamas dėl techninių priežasčių.

Kitas būdas – smūgiu sužadinti stalo virpesius (delta funkcija) ir matuoti virpesių atsaką.

Korinės konstrukcijos optinių plokščių dinaminio slankio priklausomybę nuo dažnio buvo nustatoma sužadinant virpesius smūginiu būdu. Į kiekvieną pažymėtą stalviršio tašką (3.2 pav.) suduodama po 10 smūgių specialiu plaktuku 8202 su jėgos matavimo keitliu 8200, stiprintuvu 2626 (3.3 pav.). Greta smūgio vietos pritvirtinamas virpesių jutiklis. Bandomojo objekto reakcija į smūgį reikiamame dažnių ruože fiksuojama kilnojamąja matavimo rezultatų apdorojimo įranga “Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu DEEL.

3.3 pav. Korinės konstrukcijos optinės plokštės dinaminių charakteristikų nustatymas pažymėtuose taškuose

Fig. 3.3. Definition of dynamic characteristics of an optical plate of comb design at marked points

Visų dešimties matavimų rezultatai suvidurkinami. Gaunama optinės plokštės stalviršio slankio kreivė ir virpesių pagreičio laiko charakteristika. Korinės

konstrukcijos optinės plokštės virpesių pagreičio laiko charakteristikos pavyzdys pateiktas 3.5 pav., o dinaminio slankio kreivės pavyzdys – 3.6 pav.

Iki 80 Hz stalą galima laikyti idealiai standžių kūnu, kai slankis mažėja atvirkščiai proporcingai dažnio kvadratui ($\omega = 2\pi f$). Šią išraišką atspindi tiesė (3.6 pav.), pagal ją skaičiuojamas stiprinimo faktorius Q . Esant dažniams, didesniems nei 80 Hz, slankio kreivė pradeda nukrypti nuo idealiai standaus kūno tiesės. Stalas nebegali būti laikomas idealiai standžiu kūnu, nes, veikiamas virpesių, jis pradeda deformuotis. Pirmasis rezonansinis dažnis yra lygus 199 Hz.

Virpesių izoliatorių efektyvumo įvertinimas. Izoliatoriumi (3.1 pav.) laikoma atrama 9, dažniausiai paslanki, kurios funkcija – sumažinti smūgio ir/arba grindų virpesių įtaką konkrečiam objektui, nagrinėjamu atveju – optinės plokštės stalviršiui 10 ir prie jo pritvirtintiems preciziniams elementams. Slopintuvus sumažina aplinkos virpesius tam tikrame dažnių ruože, sugerdamas ir išsklaidydamas energiją.

Virpesių izoliatorių charakteristikų nustatymas atliekamas tiriamajai sistemai suteikiant harmoninį žadinimą ir palaikant pastovų poslinkį. Virpančios platformos sukūrimas ir tinkamų ypač žemų dažnių virpesių parametrų matavimo priemonių parinkimas, pritaikymas bei įdiegimas parodė, kad tai nėra lengvai išsprendžiama problema. Suprojektuoti ir išbandyti keli virpesių tyrimų įrangos variantai. Tyrimų stendo virpančios platformos pagrindui panaudotas UAB „Standa“ korinės konstrukcijos optinio stalo ruošinys.

Sukurtas ir išbandytas platformos virpesių žadinimo su reguliuojamojo standžio pneumatinėmis atramomis eksperimentinis pavyzdys su elektromagnetiniu vibratoriumi. Konstrukcijoje numatyta, kad tyrimus būtų galima atlikti ne tik tyrimų laboratorijoje, bet ir kitose (produkcijos gamybos ar eksploatacijos) vietose. Tyrimų įranga leidžia nustatyti pneumatinių virpesių izoliatorių dinامينius parametrus:

- virpesių perduodamumo vertikalio ir horizontalio kryptimi charakteristikas (1–50) Hz dažnių ruože;
- rezonansinius dažnius (vertikalio ir horizontalio kryptimi);
- slopinimo efektyvumą minėtame dažnių ruože.

Virpesių izoliatoriai efektyvūs tik tam tikrame dažnių ruože. Informacijos šaltiniuose (firmos „NEWPORT“, „MELLES GRIOT“ ir „TMCRC“ 2002) pateikiama, kad esant 10 Hz dauguma pneumatinių izoliatorių filtruoja daugiau nei 90 % grindų virpesių.

Perduodamumo charakteristika (*Vibration Response*) ir perduodamumo (*Transmissibility*) kreivė apibūdina virpesių izoliatoriaus mechaninio filtravimo savybes.

Perduodamumo funkcija – santykinis matas, pateikiamas kaip virpesių amplitudžių izoliatoriaus viršutiniame taške ir ant grindų (pamato) santykis. Izoliato-

rių perduodamumo koeficientas T (TMCRG 2002) yra virpesių (virpesių poslinkio amplitudės) dalis, perduodama iš aplinkos stalviršiui:

$$T = \frac{X_{st}}{X_{gr}}, \quad (3.1)$$

čia X_{st} – naudingosios apkrovos poslinkio amplitudė; X_{gr} – grindų (pamato) virpesių poslinkio amplitudė.

Optinių stalų su amortizuojančiomis atramomis (slopintuvais) sistemos – stalviršio judesio ir grindų (pamato) reakcijos santykio dažninė funkcija yra pagrindinė izoliatorių charakteristika, vadinama izoliatoriaus perduodamumu (*Transmissibility*). Neretai ji išreiškiama decibelais (dB):

$$T = 20 \log_{10} \left[\frac{X_{st}}{X_{gr}} \right]. \quad (3.2)$$

Izoliatoriaus perduodamumas smarkiai krinta esant dažniams, viršijantiems izoliatoriaus rezonansą. Paprastai dominantys dažniai yra daugiau nei 10 Hz, kur perduodami virpesiai privers stalviršį išlinkti ar įlinkti. Praktikoje izoliavimo sistemos perduodamumo funkcijos matavimas gali būti iškraipomas kitų triukšmo šaltinių, veikiančių naudingąją apkrovą (pvz., akustiniai triukšmai). Tai viena priežasčių, dėl kurios išmatuotos perduodamumo funkcijos gali neteisingai pavaizduoti sistemos charakteristikas žemuosiuose virpesių lygiuose.

Virpesių izoliavimo atramų dinaminį charakteristikų tyrimo metodika. Virpesių izoliavimo atramų dinaminėms charakteristikoms tirti buvo suprojektuota ir išbandyta speciali virpesių kinematinio žadinimo platforma. Joje panaudota atitinkamų matmenų platforma ir virpesių žadinimo vibratorius. Vertikaliųjų virpesių žadinimo platformos schema pateikta 3.1 pav. Vibratorius veikia ant pneumatinių atramų esančią platformą ir suteikia jai harmoninį judesį. Virpesių dažnis keičiamas keičiant vibratoriaus generatoriaus dažnį ruože nuo 1 Hz iki 50 Hz. Tokia kinematinė schema gana tiksliai užtikrina virpesių žadinimą vertikalios kryptimi. Virpesių amplitudė skersine kryptimi ir vertikaliųjų virpesių platformos plokštės paviršiuje amplitudės netolygumas dažnių ruože nuo 1 Hz iki 50 Hz neviršija kelių procentų nuo vertikaliųjų virpesių amplitudės.

Virpesių izoliavimo atramų dinaminį charakteristikų matavimo ir analizės schema pateikta 3.1 pav. Tyrimo metu ant virpančios platformos plokštės 7 pritvirtinamas virpesių jutiklis 1. Antrasis virpesių jutiklis 2 tvirtinamas ant bandomosios optinės plokštės 10, pastatytos ant tiriamųjų virpesių izoliavimo atramų ir sudarančios naudingosios apkrovos dalį. Keitikliai tvirtinami virpesių žadinimo kryptimi apatinės ir viršutinės plokštės centre. Matuoti naudojamas firmos „Briel&Kjaer“ analizatorius PULSE 3560C su virpesių jutikliais 751–

100. Tyrimai buvo atliekami be papildomos apkrovos arba su papildoma 100 kg, 250 kg ir 500 kg tolygiai paskirstyta apkrova (3.7 pav.).

3.2 pav. pateikta virpesių kinematinio žadinimo platformos suderintos horizontalios krypties virpesiams žadinti schema. Kadangi šiuo atveju jėga veikia žemiau sistemos masės centro, atsiranda sukimo momentas, todėl žadinami ir slenkamieji horizontalūs ir sukamieji (mūsų atveju parazitiniai) virpesiai. Sukamiesiems virpesiams pašalinti platforma (pagrindas) 2 pastatoma ne tik ant amortizuojančių pneumatinių atramų, bet ir ant specialių standžių riedėjimo atramų, stabilizuojančių virpančios platformos plokštės 2 padėtį vertikalia kryptimi, tačiau netrukdančių horizontaliam plokštės judesiui. Žadinant horizontalia kryptimi, pneumatinės kameros atlieka spyruoklių funkciją tik horizontalia kryptimi.

3.4 pav. Horizontaliųjų skersinių virpesių kinematinio sužadinimo schema:

1 – vibratorius; 2 – virpanti platforma; 3 – riedėjimo atramos; 4 – pneumatinės atramos

Fig. 3.4. Scheme of kinematic excitation of horizontal transverse vibrations: 1 – vibrator; 2 – vibrating platform; rolling supports; 4 – pneumatic supports

Virpesių žadinimo vibratoriaus antgalis įremtas į platformą fiksuotame taške, harmoninis judesys perduodamas virpančiai platformai 2, ant kurios montuojamas bandomasis objektas. Šis virpesių sužadinimo stendas nesunkiai perderinamas ir pritaikomas horizontalios išilginės krypties virpesiams žadinti – tuo atveju virpesių žadinimo įrenginys perkeliamas ir pastatomas taip, kad vibratorius suteiktų platformai išilginį horizontalios krypties judesį (kita kryptimi pasukamas ir riedėjimo atramos).

Perduodamumo koeficientas T nustatomas tokiu būdu. Žadinamos platformos virpesiai ir išmatuojama platformos virpesių amplitudė x_{gr} bei virpesių izoliavimo atramų apkrovos (viršutinio stalo) virpesių amplitudė x_{st} . Perduodamumo koeficientas skaičiuojamas pagal (3.1) formulę.

Matavimai kartojami pakeičiant žadinimo dažnį ir tokiu būdu gaunama perduodamumo koeficiento priklausomybė nuo dažnio visame mus dominančiame dažnių ruože (nuo 1 Hz iki 50 Hz).

3.2. Stalo optinės plokštės ir platformos dinaminės charakteristikų eksperimentinio tyrimo ir skaičiavimo pavyzdžiai

Korinės konstrukcijos optinės plokštės dinaminės charakteristikos nustatomos pagal metodiką, aprašytą 3.1 skyriuje. Vykdam tyrimus buvo išbandytos dvi plokštės: korinės konstrukcijos optinė plokštė ir platforma, kuri taip pat buvo naudojama kaip pagrindas išbandant virpesių izoliavimo atramas. Matavimai buvo atlikti vienuolikoje taškų, kaip parodyta 3.2 pav. Tyrimo metu nustatytos virpesių pagreičio laiko charakteristikos ir dinaminio slankio (*Compliance*) priklausomybė nuo 10 Hz 1000 Hz dažnių ruože. Iš dinaminio slankio grafikų buvo skaičiuoti dažnio šie dydžiai:

- slankio stiprinimo faktorius Q rezonansiniame dažnyje;
- dinaminis įlinkio koeficientas DDC ;
- maksimalus reliatyvusis stalviršio judesys $MRTM$.

Skaiciuojant priimtos tipinės perduodamumo koeficiento T ir aplinkos virpesių intensyvumo lygį apibūdinančio spektrinio galios tankio PSD vertės, t. y. $T = 0,01$ ir $PSD = 10^{-9}$.

3.5 pav. Korinės konstrukcijos optinės plokštės virpesių pagreičio amplitudės kitimo laike charakteristika 1 taške

Fig. 3.5. Characteristic of vibration acceleration amplitudes of an optical plate of the comb design in point 1

Korinės konstrukcijos optinės plokštės virpesių pagreičio laiko charakteristikos pavyzdys pateiktas 3.5 pav. Iš kreivės galima daryti išvadą, kad beveik visos dedamosios greitai gستا, tačiau yra dvi virpesių dedamosios, kurios gستا palyginti lėtai ir jų plakimasis aiškiai matomas.

Plakimosi periodas – apie 50 ms, t. y. šių dedamųjų dažnių skirtumas sudaro apie 20 Hz. Šią išvadą patvirtina dinaminio slankio kreivėje (3.6 pav.) matomi du palyginti aukšti rezonansiniai pikai esant 199 Hz ir 220 Hz dažniams.

3.6 pav. Korinės konstrukcijos optinės plokštės dinaminio slankio kreivė ir rezonansiniai dažniai I taške

Fig. 3.6. Curve of dynamic displacement and resonance frequencies of an optical plate of the comb design in point I

Pateikiame dinaminio įlinkio koeficiento ir maksimalus reliatyviojo plokštės judesio (*Maximum relative tabletop motion* – MRTM) skaičiavimo pagal „Newport“ ir „Melles Griot“ metodikas pavyzdžius.

Stalo I taško slankio stiprinimo faktorius Q rezonansiniame dažnyje f_n skaičiuojamas nubrėžus prie slankio kreivės (3.6 pav.) idealiai standaus kūno charakteristiką, t. y. tiesę. Pradedant nuo žemiausiojo dažnio, slankio kreivė svyra žemyn be trūkių tol, kol optinis stalas yra standus ir joks santykinis judesys paviršiuje nepastebimas. Pirmojo rezonanso (199 Hz) zonoje skaičiuojamas santykinis

$$Q = A/B, \quad (2.14)$$

čia $A = 1,24$; $B = 0,0173$; $Q = 71,7$.

Pagal formulę (3.7) paskaičiuojamas dinaminis įlinkio koeficientas $D\dot{I}K$ (DDC);

$$D\dot{I}K(DDC)\sqrt{Q/f_n^3} = 0,00302 = 3,02 \cdot 10^{-3}.$$

Atvirkštinis dinaminiam įlinkio koeficientui dydis $DDC^{-1} = 331$. Maksimalus santykinis stalviršio 1 taško judesys skaičiuojamas pagal (2.36) formulę, čia $C = 0,623 \text{ m/s}^2$; $PSD = 10^{-9} \text{ g}^2/\text{Hz}$ (aplinkoje šalia kelio eismo); $T = 0,01$ – izoliatoriaus perduodamumo charakteristika, imta pagal Melles Griot Super DampTM kokybiškus izoliatorius.

Maksimalus santykinis stalviršio judesys pagal (2.36):

$$MRTM = 0,623 \cdot 0,01 \cdot \sqrt{\frac{71,68}{199^3}} \cdot 10^{-9} = 0,59 \cdot 10^{-9} \text{ m}.$$

Tokia dimensija paaiškinama tuo, kad santykinis stalviršio taško judesys matuojamas veikiant 1 m/s^2 pagreičiui. Tiriamojo stalo 1 taške skaičiuoto maksimalaus reliatyviojo judesio ($MRTM$) reikšmė yra $0,59 \text{ nm}$.

3.1 lentelė. Optinės plokštės dinaminiai parametrai įvairiuose matavimo taškuose

Table 3.1. Dynamic parameters of an optical plate in variable measurement points

Matavimo taškas	Dažnis, Hz	Q	DDC	$MRTM$
1	199	71,7	0,00302	$0,59 \cdot 10^{-9}$
11	199	72,2	0,00303	$0,60 \cdot 10^{-9}$
2	220	131,3	0,00351	$0,69 \cdot 10^{-9}$
3	370	23,5	0,00068	$0,13 \cdot 10^{-9}$
4	220	117,0	0,00331	$0,65 \cdot 10^{-9}$
5	220	114,3	0,00328	$0,64 \cdot 10^{-9}$
6	199	66,7	0,00291	$0,57 \cdot 10^{-9}$
7	220	85,0	0,00283	$0,56 \cdot 10^{-9}$
8	199	61,9	0,00280	$0,55 \cdot 10^{-9}$
9	220	106,3	0,00316	$0,62 \cdot 10^{-9}$
10	199	47,5	0,00246	$0,48 \cdot 10^{-9}$

Korinės konstrukcijos optinės plokštės tyrimų rezultatai pateikti 3.1 lentelėje. Matome, kad plokštės slankio stiprinimo faktorius Q daugelyje matavimo taškų yra palyginti didelis (50–130), t. y. slopinimas yra mažas. Dinaminis įlinkio koeficientas DDC blogiausiuose taškuose prie plokštės kampų ir centre yra 0,003–0,0033, o maksimalus reliatyvusis stalviršio judesys $MRTM$ yra 0,5–0,7 nm. Pirmieji penki rezonansiniai dažniai pateikti 3.3 lentelėje.

Platformos tyrimų rezultatai yra pateikti 3.2 lentelėje, o dinaminio slankio priklausomybės nuo dažnio grafikai – 3.7 pav. Pirmieji penki rezonansiniai dažniai pateikti 3.3 lentelėje. Optinės plokštės ir platformos dinaminių parametrų vertės yra labai artimos.

3.7 pav. Platformos slankio kreivės ir rezonansiniai dažniai

Fig. 3.7. Displacement curves and resonance frequencies of a platform

Matome (3.7 pav.), kad platforma iki 80 Hz dažnio yra absoliučiai standus kūnas.

3.2 lentelė. Platformos dinaminiai parametrai įvairiuose matavimo taškuose

Table 3.2. Dynamic parameters of a platform at various measurement points

Matavimo taškas	Dažnis, Hz	Q	DDC	$MRTM$
1	202	36,5	0,00210	$0,41 \cdot 10^{-9}$
11	202	30,8	0,00193	$0,38 \cdot 10^{-9}$
2	225	63,6	0,00236	$0,47 \cdot 10^{-9}$
3	488	43,8	0.00061	$0,12 \cdot 10^{-9}$
4	225	6,3	0,00074	$0,17 \cdot 10^{-9}$
5	225	50,9	0,00211	$0,42 \cdot 10^{-9}$
6	202	37,9	0,00214	$0,42 \cdot 10^{-9}$
7	225	76,0	0,00258	$0,51 \cdot 10^{-9}$
8	202	31,3	0,00195	$0,38 \cdot 10^{-9}$
9	225	58,0	0,00226	$0,44 \cdot 10^{-9}$
10	202	28,3	0,00185	$0,36 \cdot 10^{-9}$

3.3 lentelė. Optinės plokštės ir platformos rezonansiniai dažniai

Table 3.3. Resonance frequencies of an optical plate and platform

Tyrimo objektas	Rezonansiniai dažniai, Hz				
	1	2	3	4	5
Optinė plokštė	199	220	344	407	478
Platforma	202	225	374	444	488

Išanalizuota žinomų pasaulyje firmų „TMC“, „Melles Griot“, „Newport“ ir kitų gamintojų patirtis atliekant precizinių sistemų tyrimus ir bandymus, atlikta rezultatų lyginamoji analizė.

Pateikiame firmos „Newport“ RPR ir RT serijos optinių stalų (1200×2400×305 mm) bei „Melles Griot“ firmos optinio stalo Stable Top™ (matmenys 1200×2400, storis nuo 210 iki 310 mm) dinamines charakteristikas:

Maksimalus dinaminis įlinkio koeficientas (*DDC*):

RPR serijos optiniam stalui $< 2,0 \cdot 10^{-3}$

RT serijos optiniam stalui $< 2,8 \cdot 10^{-3}$

Stable Top™ 250 optiniam stalui $< 0,9 \cdot 10^{-3}$

Maksimalus reliatyvusis plokštės judėjimas (*MRTM*):

RPR serijos optiniam stalui* $< 3,0 \cdot 10^{-7}$

RT serijos optiniam stalui* $< 4,6 \cdot 10^{-7}$

Stable Top™ 250 optiniam stalui $< 0,18 \text{ nm}$

Matome, kad firmoje UAB „Standa“ gaminami optiniai stalai atitinka geriausių pasaulyje gamintojų parametrus.

3.3. Optinių stalų izoliacinių atramų dinaminės charakteristikų tyrimai ir rezultatai

Tyrimo stendo schema parodyta 3.8 paveiksle.

3.8 pav. Optinio stalo izoliacinių atramų dinaminės charakteristikų tyrimo schema: 1–10 – virpesių jutikliai; 11 – platforma (pagrindas); 12 – vibratorius; 13 – optinis stalas su bandomosiomis virpesių izoliacinėmis atramomis; 14 – analizatorius 3660-D; 15 – sinusinis generatorius; 16 – impulsinis generatorius; 17 – kompiuteris; A1–A3 – optinio stalo apkrovos. Virpesių žadinimo kryptys: Z – vertikali; Y – horizontali skersinė; X – horizontali išilginė

Fig. 3.8. Research scheme of dynamic characteristics of isolation supports of an optical table: 1–10 – vibration transducers; 11 – platform; 12 – vibrator; 13 – optical table with an experimental vibration isolation supports; 14 – analyser 3660-D; 15 – sinusoidal generator; 16 – impulse generator; 17 – computer; A1–A3 – loads of an optical table. Directions of vibration excitation: Z – vertical, Y – horizontal transverse; X – horizontal longitudinal

Optinio stalo (3.1 ir 3.8 pav.) virpesių izoliavimo atramų tyrimo rezultatai, kai buvo žadinama harmoniniais virpesiais, impulsiniais ir baltuoju triukšmu, tipiniai slopinimai parodyti 3.9 pav., a, b, c, d, e, f, o perduodamumo kreivė – 3.10 pav.

3.9 pav. Virpesių izoliavimo atramų slopinimo charakteristikos (juodas signalas – platformos, raudonas – optinio stalo): a – 2 Hz harmoninis žadinimo dažnis; b – 10 Hz harmoninis žadinimo dažnis; c – 4 Hz impulsinis žadinimas; d – 10 Hz impulsinis žadinimas; e – žadinimas baltuoju triukšmu

Fig. 3.9. Damping characteristics of vibration isolation supports (black signal – of platform, red – of optical table): a – 2Hz harmonic excitation frequency; b – 10 Hz harmonic excitation frequency; c – 4 Hz impulse excitation; d – 10 Hz impulse excitation; e – excitation by white noise

Kai yra harmoninis žadinimas esant 2 Hz, virpesiai nėra izoliuojami, izoliavimas prasideda nuo 4 Hz. Taigi dažniams iki 4 Hz optiniai stalai nėra efektyvūs.

Optinio stalo izoliacinių atramų perduodamumas buvo tiriamas pagal 3.1 skyriuje aprašytą metodiką vertikalia, horizontalia skersine ir horizontalia išilgine kryptimis. Toliau pateikiami svarbiausi virpesių izoliavimo atramų tyrimų rezultatai 1–50 Hz dažnių ruože, apkrovus skirtingų dydžių apkrovomis (perduodamumo priklausomybės nuo dažnio kreivės T_v , T_s , T_b , atitinkami rezonansiniai dažniai f_{vr} , f_{1sr} , f_{2sr} , f_{1lr} , f_{2lr} ir perduodamumo koeficientų vertės esant rezonansiniams 5 Hz ir 10 Hz dažniams).

3.10 pav. Virpesių izoliavimo atramų perduodamumo vertikalia kryptimi T_z priklausomybė nuo dažnio ir apkrovos

Fig. 3.10. Dependence of transmissibility of vibration isolation supports in vertical direction T_z on frequency and load

Perduodamumo vertikalia kryptimi grafikuose matomas vienas palyginti mažai nuslopintas rezonansas. Tai rodo, kad virpesių izoliavimo atramos kartu su apkrova sudaro elementarią vienos masės virpamąją sistemą. Rezonanso dažnis mažėja didinant virpesių izoliavimo atramų apkrovą. Dažniui didėjant aukščiau rezonanso, perduodamumas tolygiai mažėja ir dažniuose nuo 50 Hz yra mažiau kaip 0,01.

Tiriant horizontalia kryptimi nustatyta, kad šia kryptimi virpesių izoliavimo atramos kartu su apkrova yra sudėtinga sistema, turinti keletą rezonansų. Tai paaiškinama tuo, kad žadinimas veikia ne per sistemos masės centrą, o žemiau.

Dėl to atsiranda sukimo momentas ir sužadinami ne tik išilginiai apkrovos virpesiai, bet ir sukamieji. Be to, virpesių izoliavimo atramų korpusas horizontalia kryptimi yra nedidelio standumo (kiekvienos kojos šis standumas yra skirtingas) ir rezonuoja dažnių ruože 20–50 Hz. Tai savo ruožtu pablogina perduodamumo charakteristiką.

3.4 lentelė. Virpesių izoliavimo atramų savųjų (rezonansinių) dažnių f_{vr} (*Natural Frequency*) ir perduodamumo koeficiento vertikalioji kryptimi priklausomybė nuo apkrovos, esant 5 Hz ir 10 Hz rezonanso dažniams

Table 3.4. Dependence of self (resonance) frequencies f_{vr} and transmissibility coefficient of vibration isolation supports in vertical direction on load at resonance, 5 Hz and 10 Hz frequency

Rezonansinis dažnis	Perduodamumo koeficientas T_v dažniuose			Papildoma apkrova
	rezonanso	5 Hz	10 Hz	
f_{vr} , Hz	T_{vr}	T_{v5Hz}	T_{v10Hz}	kg
3,875	21,1	1,70	0,19	Be apkrovos
3,625	22,7	1,20	0,16	100 kg
3,375	24,9	0,91	0,14	250 kg
3,125	25,2	0,70	0,11	500 kg

3.11 pav. Virpesių izoliacinių atramų perduodamumo horizontalia išilgine kryptimi T_i priklausomybė nuo dažnio ir apkrovos

Fig. 3.11. Dependence of transmissibility of vibration isolation supports in horizontal direction T_i on frequency and load

3.11 pav. pateikta virpesių izoliavimo atramų perduodamumo horizontalia išilgine kryptimi T_i priklausomybė nuo dažnio ir apkrovos. Grafike matomas pirmasis (2–3 Hz) ruožas yra slenkamųjų svyravimų rezonansas. Antrasis rezonansas (3,5–4 Hz) yra sukamųjų (apie apkrovos masės centrą) svyravimų rezonansas. Tikėtina, kad perduodamumo kreivės nemonotoniškumas aukščiau 20 Hz yra dėl atramų korpusų rezonansų.

3.5 lentelė. Virpesių izoliacinių atramų savųjų (rezonansinių) dažnių f_{ir} (*Natural Frequency*) ir perduodamumo koeficiento horizontalia išilgine kryptimi priklausomybė nuo apkrovos esant 5 Hz ir 10 Hz rezonanso dažniams

Table 3.5. Dependence of self (resonance) frequencies f_{ir} and transmissibility coefficient of vibration isolation supports in horizontal longitudinal direction on load at resonance, 5 Hz and 10 Hz frequency

Rezonansiniai dažniai		Perduodamumo koeficientas esant T_i dažniams				Papildoma apkrova
pirmasis	antrasis	rezonanso		5 Hz	10 Hz	
f_{i1r} , Hz	f_{i2r} , Hz	T_{i1r}	T_{i2r}	T_{i5Hz}	T_{i10Hz}	kg
2,750	3,875	5,34	1,54	0,68	0,15	Be apkrovos
2,625	3,875	5,48	1,19	0,55	0,13	100 kg
2,250	3,500	7,24	1,16	0,37	0,093	250 kg

3.12 pav. Virpesių izoliacinių atramų perduodamumo horizontalia skersine kryptimi T_s priklausomybė nuo dažnio ir apkrovos

Fig. 3.12. Dependence of transmissibility of vibration isolation supports in horizontal traverse direction T_s on frequency and load

3.12 pav. pateikta virpesių izoliacinių atramų perduodamumo horizontalia skersine kryptimi T_s priklausomybė nuo dažnio ir apkrovos. Šiuo atveju antrasis sukamųjų virpesių rezonansas yra kur kas ryškesnis nei horizontalaus išilginio žadinimo atveju. Taip pat labai aiškiai matomi rezonansai 25–50 Hz dažnių ruože.

3.6 lentelė. Virpesių izoliacinių atramų savųjų (rezonansinių) dažnių f_{sr} (*Natural Frequency*) ir perduodamumo koeficiento horizontalia skersine kryptimi priklausomybė nuo apkrovos esant 5 Hz ir 10 Hz rezonanso dažniams

Table 3.6. Dependence of self (resonance) frequencies f_{sr} and transmissibility coefficient of vibration isolation supports in horizontal traverse direction on load at resonance, 5 Hz and 10 Hz frequency

Rezonansiniai dažniai		Perduodamumo koeficientas esant T_s dažniams				Papildoma apkrova
pirmasis	antrasis	rezonanso		5 Hz	10 Hz	
f_{s1r} , Hz	f_{s2r} , Hz	T_{s1r}	T_{s2r}	T_{s5Hz}	T_{s10Hz}	kg
2,250	3,875	2,17	2,66	0,98	0,16	Be apkrovos
2,000	3,750	2,28	2,30	0,75	0,13	100 kg
1,750	3,750	2,80	1,71	0,54	0,092	250 kg

Laboratorinių optinių stalų dinamika. Optiniai stalai su matavimo priemonėmis ir femtosekundiniu lazeriu parodyti 3.13 pav.

3.13 pav. Matavimo priemonių išsidėstymas ant dviejų optinių tarpusavyje sujungtų stalų

Fig. 3.13. Location of measurement means on two optical tables, which are interconnected

Ant stalo 3 (3.13 pav.) buvo pritvirtinta orientavimo kaladėlė, ant kurios trimis kryptimis išdėstyti trys akcelerometrai (3.14 pav. pažymėtas 1). 3.13 pav. akcelerometrų tvirtinimo vieta pažymėta 1. Ant stalo 2 (3.13 pav.) pritvirtinta kita orientavimo kaladėlė, ant kurios dviem kryptimis išdėstyti du akcelerometrai (3.14 pav. pažymėtas 2). 3.13 pav. parodyta kilnojamoji matavimo rezultatų apdorojimo įranga 4 „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu DELL.

3.14 pav. Akcelerometrų 8344 išsidėstymas ant optinių stalų

Fig. 3.14. Location of accelerometers 8344 on optical tables

3.14 pav. pavaizduota virpesių matavimo stendo schema, kurioje pavaizduotas dviejų matavimų vieta ir keitlių išsidėstymas.

Matavimai buvo atliekami, kai visi įrenginiai buvo išjungti, įjungtas vandens siurblys, ventiliatorius, maitinimo blokas, oro pūtimo sistema, kompiuteris. Buvo matuojami pagreitis ir poslinkis. Vienu metu matuot 5 taškuose. Matavimo rezultatai buvo apdorojami programiniu paketu „Pulse“. Žymėjimų grafikuose reikšmės: $m = 10^{-3}$, $u = 10^{-6}$, $n = 10^{-9}$.

Toliau pateikti penkių taškų (3.15 pav. 1, 2, 3 grindų taškai ir 4, 5 optinio stalo taškai) pagreičio ir poslinkio amplitudžių virpesių ir spektrinio tankio grafikai.

3.15 pav. Pagreičio amplitudžių laikiniai grafikai (a), spektrinio tankio grafikai (b), poslinkio amplitudžių grafikai (c) ir spektrinio tankio grafikai (d)

Fig. 3.15. Time graphics of acceleration amplitudes (a) and graphics of spectral density (b) and graphics of displacement amplitudes (c) and graphics of spectral density (d)

Iš pateiktų grafikų matyti, kad laboratorijos įrenginių ir aplinkos sukelti virpesiai yra atsitiktinio pobūdžio, kurių poslinkio amplitudės išilgine, skersine ir vertikalia kryptimis svyruoja nuo $2,4 \mu m$ iki $3,2 \mu m$, pagreičio amplitudės – atitinkamai nuo $50 \mu m/s^2$ iki $100 \mu m/s^2$. Poslinkio spektrinio tankio amplitudės $0,5 \text{ Hz}$ dažnyje siekia $0,42 \mu m$. Pagreičių spektrinis tankis rodo, kad visame dažnių ruože amplitudės siekia -20 dB ir tik nuo 5 iki 50 Hz pagreičio amplitudės vertikalia kryptimi svyruoja nuo 4 iki 25 dB . Taigi esant tokio žemo dažnio virpesiams, optiniai stalai filtruoja tik aukštesnio dažnio pagreičių amplitudes, o žemųjų dažnių virpesiams izoliuoti reikalingos naujos kartos sistemos.

3.4. Trečiojo skyriaus išvados

1. Pasiūlyta ir aprobuota korinės konstrukcijos plokščių dinaminių parametru nustatymo metodika.
2. Pasiūlyta ir aprobuota virpesių izoliavimo atramų tyrimų ir dinaminių parametru nustatymo metodika.
3. Suprojektuota ir išbandyta speciali virpesių sužadinimo bandymų įranga, leidžianti nustatyti tiriamųjų objektų dinamines charakteristikas visomis trimis kryptimis.
4. Nustatyti šie korinės konstrukcijos optinių plokščių dinaminiai parametrai:
 - virpesių pagreičio laiko charakteristika;
 - dinaminis slankis 10–1000 Hz dažnių ruože (*Compliance*);
 - pirmieji rezonansiniai dažniai;
 - dinaminis įlinkio koeficientas D_{DK} (*Dynamic Deflection Coefficient*);
 - maksimalus reliatyvusis plokštės judėjimas (*Maximum Relative Table-top Motion*).
5. Nustatyti šie pneumatinių virpesių izoliatorių dinaminiai parametrai:
 - virpesių perduodamumo vertikalioje, horizontalioje skersinėje ir horizontalioje išilgine kryptimi charakteristikos (L50) Hz dažnių juostoje;
 - rezonansinis dažnis (vertikalioje, horizontalioje skersinėje ir horizontalioje išilgine kryptimi);
 - slopinimo efektyvumas esant 5 Hz ir 10 Hz dažniams.

Mechaninių virpesių izoliavimo sistemų eksperimentiniai tyrimai

Skyriuje nagrinėjama autoriaus sukurtų originalių mechaninės koncepcijos pasyviųjų žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemų dinaminių charakteristikų eksperimentiniai tyrimai ir pateikti izoliavimo rezultatai. Ištirtos sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminės charakteristikos ir parodyta jos ribotos virpesių izoliavimo galimybės. Nustatyta absoliučių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis. Šio skyriaus medžiaga paskelbta autoriaus publikacijose (Kilikevičius *et al.* 2010; Jurevičius *et al.* 2011; Berba 2012)

4.1. Kvazinulinio (neigiamo) standžio virpesių izoliavimo sistemos tyrimas

Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos eksperimentinis standas parodytas 4.1 pav. Tyrimo metodika analogiška optinių stalų tyrimo metodikai aprašytai 3 skyriuje su naudojamomis tyrimo priemonėmis.

4.1 pav. Virpesių žadinimas naudojant vibratorių: 1 – seisminis akcelerometras 8318; 2 – seisminis akcelerometras 8306; 3 – vibratorius; 4 – virpanti platforma; 5 – kvazinulinio (neigiamo) standžio virpesių izoliavimo sistema; 6 – tvirtinimo plokštė; 7 – orientavimo kaladėlė; 8 – masė – 200 kg; 9 – vibrometras 2511; 10 – kilnojamoji matavimo rezultatų apdorojimo įranga „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu DELL; 11 – stiprintuvas 2706; 12 – virpesių generatorius 1027

Fig. 4.1. Excitation of vibrations by use of vibrator: 1 – seismic accelerometer 8318; 2 – seismic accelerometer 8306; 3 – vibrator; 4 – vibrating platform; 5 – vibration isolation system of quasi- zero (negative) stiffness; 6 – fixing plate; 7 – orienting log; 8 – mass 200 kg; 9 – vibrometer 2511; 10 – movable equipment of result handling “Machine Diagnostics Toolbox Type 9727” with a computer DELL; 11 – amplifier 2706; 12 – vibration generator 1027

4.2 pav. Stendo nuotrauka

Fig. 4.2. Photo of a stand

4.3 pav. Išplėsti impulsiniai žadinimo signalai ant platformos (a) ir ant kvazinulinio standžio sistemos (b)

Fig. 4.3. Expanded impulse excitation signals on platform (a) and on a system of quasi-zero stiffness

4.3 pav., a, pateiktame išplėstame žadinimo signalo grafike didžiausia pagreičio amplitudės reikšmė laiko momentu 0,236 s lygi minus 7,64 m/s^2 , o 4.3 pav., b, tuo pačiu laiko momentu nuslopinto signalo pagreičio amplitudės reikšmė lygi minus 0,00031 m/s^2 .

Laikinės charakteristikos vaizdžiai rodo dinamines sistemos savybes natūralioje laiko t srityje (4.4 pav., a, b, c, d, e, f, g, h, k).

a

b

c

d

e

f

g

h

k

4.4 pav. Kvazinulinio (neigiamo) standžio virpesių izoliavimas (mėlynas signalas – platformos, raudonas – tiriamos sistemos):

a, b, c, d, e, f, g – harmoninis žadinimas; h, k, l – impulsinis žadinimas

Fig. 4.4. Isolation of vibrations of quasi-zero (negative) stiffness (blue signal – platform, red signal – of a researched system): a, b, c, d, e, f, g – harmonic excitation; h, k, l – impulse excitation

Kai žadinama 2 Hz dažnių platforma, virpesių amplitudė ant kvazinulinio (neigiamo) standžio sistemos sumažėja 18 kartų, žadinant 4 Hz dažniu virpesių amplitudė ant izoliavimo sistemos sumažėja 90 kartų, o žadinant 10 Hz dažniu, virpesių amplitudė sumažėja 100 kartų. Taigi žemieji dažniai izoliuojami efektyviai. Tokios sistemos perduodamumo grafikas, esant harmoniniam žadinimui, parodytas 4.5 pav.

4.5 pav. Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos perduodamumo grafikas

Fig. 4.5. Transmissibility graphic of isolation system of quasi-zero stiffness

Iš grafiko 4.5 pav. matyti, kad virpesių izoliavimas prasideda nuo 0,7 Hz, o efektyviai pradeda virpesius izoliuoti 0,8–100 Hz dažnių ruože. Lyginant su teoriniu perduodamumu, matyti, kad kai slopinimo koeficientas yra tarp 0,1 ir 0,25, sutapimo paklaida įvairiuose dažniuose svyruoja nuo 0,5 iki 1%. Lyginant su neigiamo standžio sistemos perduodamumu, matyti, kad nuo 0,8 iki 3 Hz kvazinelinės sistemos izoliavimo galimybės yra geresnės, kituose dažniuose – panašios.

4.2. Sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminės charakteristikų eksperimentiniai tyrimai

Eksperimentiniams tyrimams buvo suprojektuota ir išbandyta speciali virpesių izoliavimo sistema, kurią sudaro virpanti platforma, optinis stolas su pneumaticiais virpesių izoliatoriais ir kvazinelinio (neigiamo) standžio sistema, apkrauta 330 kg apkrova. Tyrimo metodika ir matavimo priemonės aprašytos pirmiau.

Vibratoriumi buvo sukuriami harmoniniai, impulsiniai ir atsitiktiniai (baltaiss triukšmas) virpesiai 0,1–50 Hz dažnių diapazone vertikalia kryptimi.

Kompiuteriu matavimo signalai apdorojami naudojant „Origin 7.5“ programinį paketą. Valdymo ir registravimo sistemos blokinė schema pavaizduota 4.6 pav., a, b, c.

b
c

4.6 pav. Tyrimo stendo schema: a – vaizdas; b – nuotrauka; c: 1–2 – akcelerometrai; 3 – vibratorius; 4 – virpanti platforma; 5 – pneumatiniai virpesių izoliatoriai; 6 – optinė plokštė; 7 – kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema; A1–A3 apkrova, 330 kg; 8 – sinusinis virpesių generatorius; 9 – stiprintuvas su virpesių analizatoriumi; 10 – impulsinis virpesių generatorius; 11 – matavimo rezultatų apdorojimo įranga „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu DELL

9 – stiprintuvas su virpesių analizatoriumi; 10 – impulsinis virpesių generatorius; 11 – matavimo rezultatų apdorojimo įranga „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu DELL

Fig. 4.6. Scheme of a research stand (a), general view (b), photo (c): 1–2 – accelerometers; 3 – vibrator; 4 – vibrating platform; 5 – pneumatic isolators of vibration; 6 – optical plate; 7 – vibration isolation system of a quasi-zero stiffness; A1–A3 load 330 kg; 8 – sinusoidal vibration generator; 9 – amplifier with vibration analyzer; 10 – impulse vibration generator; 11 – equipment of handling of measurement results “Machine Diagnostics Toolbox Type 9727” with computer DELL

Žemojo dažnio virpesių laikinės charakteristikos parodytos 4.7 pav., a, b, c, d.

4.7 pav. Sudėtinės sistemos žemjoo dažnio virpesių izoliavimas: a – harmoninis 0,8 Hz žadinimas; b – harmoninis 1 Hz žadinimas; c – harmoninis 2 Hz žadinimas; d – atsitiktinis (baltasis triukšmas) žadinimas

Fig. 4.7. Isolation of low frequency vibrations of a complex system: a – harmonic excitation of 0,8 Hz; b – harmonic excitation of 1 Hz; c – harmonic excitation of 2 Hz; d – random excitation (white noise)

Gauti rezultatai rodo, kad žemieji 0,8–2 Hz dažniai izoliuojami efektyviai, o 3–10 Hz virpesiai izoliuojami neefektyviai, daugiau nei 10 iki 50 Hz dažnio virpesiai gerai izoliuojami. Tokios sudėtinės sistemos tinkamos tik siaurame žemųjų 0,8–2 Hz dažnių ruože, aukštesniuose dažniuose daugiau nei 10 Hz virpesius gerai izoliuoja kvazinulinio standžio sistema ir optinis stalas, todėl nėra reikalo naudoti tokių sudėtingų sistemų, nes sumažinti optinės plokštės masę ir išlaikyti reikiamą standumą yra problemiška.

4.8 pav. Sudėtinės sistemos harmoninių virpesių izoliavimo rezultatai:

a – 3 Hz žadinimas; b – 10 Hz žadinimas; c – 20 Hz žadinimas; d – 30 Hz žadinimas;
e – 40 Hz žadinimas; f – 50 Hz žadinimas

Fig. 4.8. Results of isolation of harmonic vibrations of a complex system: a – excitation of 3 Hz; b – excitation of 10 Hz; c – excitation of 20 Hz; d – excitation of 30 Hz; e – excitation of 40 Hz; f – excitation of 50 Hz

Sudėtinės sistemos perduodamumo grafiko eksperimentiškai gauti nepavyko dėl pirmiau minėtų priežasčių. Teoriškai tokios sistemos gali veikti, jeigu

optinės plokštės masė, lyginant su krovinio mase, būtų labai maža. Praktiškai tokios sudėtingos sistemos, lyginant su naujai sukurtomis, papildomų pranašumų nesuteiktų.

4.3. Virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties tyrimai

Virpesių matavimo rezultatų patikimumas gali būti apibūdinamas matavimo neapibrėžties įverčiu. Pavyzdžiui, kuo mažesnė matavimo rezultatų neapibrėžtis, tuo mažiau iškreipiama informacija ir tiksliau atvaizduojama reali techninė objekto būklė (Weise 1993).

Jei nagrinėsime paprasčiausią virpesių matavimo kanalą, šio kanalo matavimo neapibrėžties įtakos faktorių diagramą galima atvaizduoti taip, kaip pateikta 4.7 pav. (Kilikevičius 2009).

4.9 pav. Virpesių matavimo neapibrėžties įtakos faktorių išsidėstymas
(Kilikevičius 2009)

Fig. 4.9. The distribution of factors affecting the vibration measurement uncertainty
(Kilikevičius 2009)

Analizuojant daugiakanalę virpesių matavimo sistemą, daroma prielaida, kad tai yra matavimo sistemų aibė, sudaryta iš n virpesių matavimo kanalų. Kiekvieno virpesių matavimo kanalo matavimo patikimumą galima apibūdinti atskiru neapibrėžties įverčiu. Daroma prielaida, kad kanalai, matuojantys tą patį

virpesių parametrai, veikia tomis pačiomis sąlygomis ir keitlių atsakas aplinkos poveikiui (4.9 pav.) yra vienodas, todėl teigiama, kad neapibrėžtis atskiriems kanalams yra vienoda, skiriasi tik statistinis atskiro kanalo matavimo neapibrėžties sandas (Eidukevičiūtė 2006, 2007).

Virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įtakos faktorių analizė. Analizuojant virpesių matavimo rezultatų patikimumo problematiką, būtina ištirti virpesių matavimų neapibrėžties modelio įtakos faktorius. Virpesių matavimo neapibrėžties įtakos faktorių dedamosios pagal kilmę gali būti skirstomos į:

- *prietaiso paklaidų dedamosios*: kiekvienam matavimo įtaisui kalibravimo metu apskaičiuojama kalibravimo neapibrėžtis. Ši neapibrėžties dedamoji turi būti įtraukiama į bendrąjį matavimo neapibrėžties modelį;
- *aplinkos poveikio dedamosios*: virpesių matavimo sistemų tikslas – pagal išmatuotus virpesius įvertinti mašinos būklę. Dauguma stebimų mašinų dirba nelaboratorinėmis sąlygomis, tad dėl aplinkos poveikio gali būti netikslumų išmatuotoje virpesių dydyje, kuris savo ruožtu daro įtaką galutiniam priimamam sprendimui ir jo pasekmėms (Giniotis *et al.* 2004).

Nors kiekvienas keitlys turi nurodytą savo kalibravimo neapibrėžtį, ji nėra nekintama ir nepaveikiama. Todėl atsižvelgiant į matavimo posistemo atskirų prietaisų kalibravimo ir patikros periodiškumą, reikėtų įvertinti ir matavimo prietaisų įtakos faktorius, kurie gali turėti įtakos virpesių matavimams. Literatūros analizė leidžia įvardyti šiuos pagrindinius virpesių matavimų aparatūros, pvz., virpesių keitlio paklaidų šaltinius (4.10 pav.) (Quinn 1994; Brüel 1998):

- neteisingas keitlio perduodamumo koeficiento nustatymas;
- dažninės amplitudės charakteristikos netolygumas;
- amplitudės charakteristikos netiesiškumas;
- dažninės fazės charakteristikos netolygumas;
- keitlio skersinio jautrumo netikslumas;
- pakitęs keitlio jautrumas dėl deformacijos, atsirandančios keitlio tvirtinimo vietoje.

Virpesių matavimo prietaiso amplitudės dažnio charakteristikos netolygumas vertinamas pagal šią formulę (Isermann 1997; Eidukevičiūtė 2006; Eidukevičiūtė 2007):

$$\gamma_{mat} = \frac{\Delta X_{max}}{X_{\delta}}, \quad (4.1)$$

čia ΔX_{max} – maksimalus prietaiso rodmenų nuokrypis nuo reikšmės, gautos esant nustatytam dažniui; X_{δ} – prietaiso rodmuo, esant fiksuotam dažniui.

4.10 pav. Virpesių keitlio paklaidų šaltiniai (Quinn 1994; Bruel 1998)

Fig. 4.10. Vibration transducer errors sources (Quinn 1994,; Bruel 1998)

Prietaiso perduodamumo koeficientas $\hat{K}$ gali būti vertinamas pagal šią formulę:

$$\hat{K}_a = \frac{V_\delta}{\gamma_s \cdot \bar{a}} \quad (4.2)$$

arba

$$\hat{K}_v = \frac{V_\delta}{\bar{v}}, \quad (4.3)$$

čia V_δ – įtampos matavimo prietaiso rodmuo, esant pagrindiniam dažniui, mV; $\hat{K}_a$ – perduodamumo koeficiento vertė pagreičiui, mV/mm s⁻²; $\hat{K}_v$ – perduodamumo koeficiento vertė greičiui, mV/mm s⁻¹; $\bar{a}$ – vibracinio pagreičio vertė, mm/s²; $\bar{v}$ – vibracinio greičio vertė, mm/s; γ_s – stiprintuvo perduodamumo koeficientas (jei stiprintuvo nėra, $\gamma_s = 1$).

Tada skersinio santykinio transformacijos K_{ss} koeficientas apskaičiuojamas pagal šią formulę (Kilikevičius 2009):

$$K_{ss} = \frac{V_{\max}}{\gamma_s \cdot \bar{a} \cdot \hat{K}_a}, \quad (4.4)$$

čia $V_{\max}$ – įtampos matavimo prietaiso rodmuo.

Amplitudės dažnio charakteristikos netolygumas apibūdinamas šiuo santykiu:

$$\gamma = \frac{|V_r - V_\delta|_{\max}}{V_\delta}, \quad (4.5)$$

čia V_r – įtampos matavimo prietaiso maksimalus arba minimalus voltmetro rodmuo, mV; V_δ – prietaiso rodmuo, esant fiksuotam dažniui.

Amplitudės charakteristikos netiesiškumas aprašomas formule

$$\delta_a = \frac{K_i - K_{vid}}{K_{vid}}, \quad (4.6)$$

čia K_i – perduodamumo koeficientas z -tajai vibracinio pagreičio arba vibracinio greičio vertei; K_{vid} – vidutinė perduodamumo koeficiento vertė.

Dažninės amplitudės charakteristikos netolygumo charakteristika γ_{mat} pasiskirsčiusi pagal trikampį tikimybinių pasiskirstymo dėsnį. Šis skirstinys rodo, kad tikimybė P , jog charakteristika įgis vidutinę reikšmę, yra didžiausia ir tolygiai mažėja kitose intervalo vietose. Neapibrėžties įvertis skaičiuojamas pagal šią formulę (Eidukevičiūtė 2007):

$$u_{mat}^2 = \frac{1}{6} \frac{\Delta X_{\max} (X_{\delta \max} - X_{\delta \min})}{X_{\delta \min} X_{\delta \max}}. \quad (4.7)$$

Vibrometro transformacijos koeficiento įvertis pasiskirstęs pagal stačiakampį dėsnį. Tai reiškia, kad tikimybė, jog koeficientas įgis bet kurią reikšmę, iš paklaidos intervalo yra vienoda. Šio koeficiento standartinę neapibrėžtį galima išreikšti taip:

$$u_{\hat{K}_a}^2 = \frac{V_{\delta \max} - V_{\delta \min}}{3\gamma_s \bar{a}} \quad (4.8)$$

arba (jei matuojamas greitis) –

$$u_{\hat{K}_v}^2 = \frac{V_{\delta \max} - V_{\delta \min}}{3\bar{v}}. \quad (4.9)$$

Skersinio santykinio transformacijos koeficiento paklaida pasiskirsčiusi pagal stačiakampį pasiskirstymo dėsnį:

$$u_{K_{ss}}^2 = \frac{V_{\max} (\hat{K}_{a\max} - \hat{K}_{a\min})}{\gamma_s \cdot \bar{a} \cdot \hat{K}_{a\min} \cdot \hat{K}_{a\max}}. \quad (4.10)$$

Kai atliekami nuolatiniai virpesių matavimai, išauga matuojamųjų dydžių imties tūris N , o statistinis neapibrėžties sandas, apskaičiuojamas pagal formulę

$$u_{stat} = \frac{S_X}{\sqrt{N}}, \text{ yra priklausomas nuo dydžio } N.$$

Šis dydis, tęsiant matavimus ir didėjant N skaičiui, mažėja. Standartinis nuokrypis (Čekanavičius 2004, 2006), išreiškiamas formule

$$S_X^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^2}{N-1}, \text{ savo ruožtu taip pat priklauso nuo imties tūrio, ir jam didė-}$$

jant, artėja prie vieneto. Statistinio neapibrėžties sando u_{stat} dydis lygus standartinio vidurkio nuokrypio S_x reikšmei (Vekteris 2000). Dar šią lygtį būtų galima užrašyti taip:

$$u_{stat} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N-1}} \cdot \frac{1}{\sqrt{N}} \approx \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}}{N}. \quad (4.11)$$

čia x_i – imties narys; $\bar{x}$ – imties vidurkis.

Virpesių matavimo neapibrėžties įtakos faktorių aplinkos atžvilgiu dedamosios – temperatūros T ir drėgmės H sandai, atitinkamai u_T^2 ir u_H^2 . Šie faktoriai tarpusavyje koreliuoja ir gali paveikti matavimų neapibrėžtį. Jų koreliacinė dedamoji:

$$u_{korel}^2 = 2 \cdot u_T u_H r(T, H). \quad (4.12)$$

Tačiau virpesiai buvo matuojami patalpoje, kurioje palaikomi pastovūs drėgmė ir temperatūra, tai ši koreliacija neapibrėžties modeliui įtakos neturi.

Neapibrėžties modelio tyrimas. Remiantis šiame skyriuje nurodytais įtakos faktoriais, nuolatinio virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įvertinimo pagrindiniai faktoriai pateikti 4.2 lentelėje (Vekteris 2000; Volkovas 2004).

Remiantis realiais duomenimis, apskaičiavus statistinį neapibrėžties įvertį u_{stat}^2 , pagal išmatuotus duomenis ir remiantis pirmiau pateiktomis prielaidomis (Eidukevičiūtė 2007; Volkovas 2004), virpesių matavimo sistemos rezultatų neapibrėžties modelis:

$$U_{VMS} = 2 \cdot \sqrt{u_{stat}^2 + u_{mat}^2 + u_K^2 + u_{K_{ss}}^2 + u_T^2 + u_H^2 + 2 \cdot u_T u_H r(T, H) + u_{stip}^2 + u_{keit}^2 + u_{mat, duom}^2 + u_{tr}^2}, \quad (4.13)$$

čia u_{stat} – statistinis neapibrėžties sandas; u_{mat} – matavimo prietaiso neapibrėžties sandas; u_K^2 – prietaiso perduodamumo koeficiento neapibrėžties sandas; $u_{K_{ss}}^2$ – transformacijos koeficiento neapibrėžties sandas; u_T – temperatūros įtakos neapibrėžties sandas; u_H – drėgmės įtakos neapibrėžties sandas; u_{stip} – pirminio signalo stiprinimo neapibrėžties sandas; u_{keit} – analoginio signalo keitimo į skaitmeninį kodą neapibrėžties sandas; $u_{mat, duom}$ – matavimo duomenų apdorojimo neapibrėžties sandas; u_{tr} – triukšmo įtakos neapibrėžties sandas.

4.1 lentelė. Pagrindiniai virpesių matavimo sistemos rezultatų neapibrėžties įvertinimo faktoriai

Table 4.1. Vibration measurements in the assessment of the uncertainty of main factors

Žymuo	Aprašymas	Neapibrėžties įvertinimo metodas
u_{stat}	Statistinis neapibrėžties sandas, apskaičiuojamas iš matavimo duomenų	A
u_{mat}	Matavimo priemonės kalibravimo neapibrėžtis, nurodoma matavimo priemonės dokumentuose	B
$u_K, u_{K_{ss}}$	Neapibrėžties sandai, atsirandantys dėl besikeičiančių matavimo priemonės charakteristikų	B
u_T, u_H	Neapibrėžties sandai, atsirandantys dėl besikeičiančių aplinkos sąlygų	B
u_{stip}	Pirminio signalo stiprinimo neapibrėžties sandas	B
u_{keit}	Analoginio signalo keitimo į skaitmeninį kodą neapibrėžties sandas	B
$u_{mat, duom}$	Matavimo duomenų apdorojimo neapibrėžties sandas	B
u_{tr}	Neapibrėžties sandas, atsirandantis dėl triukšmingos aplinkos, vertinamas iš turimų duomenų	A

Naudojant šiame skyriuje pateiktą matavimo rezultatų neapibrėžties nustatymo metodiką, virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įverčiai (įvertinant imties standartinį nuokrypį kaip reikšminį dydį) pateikti (4.12) ir (4.13) formulėse. Virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis buvo vertinama, kai buvo matuojami harmoniniai, impulsiniai ir atsitiktiniai absoliutūs virpesiai (3.1, 3.8, 3.13, 4.1, 4.6 pav.). Buvo atlikti šeši matavimai ir įvertintos šių matavimų vidutinės parametrų reikšmės. Virpesių matavimo rezultatų ir neapibrėžties įvertinimas pateiktas 4.2 lentelėje.

4.2 lentelė. Virpesių matavimo rezultatų ir neapibrėžties įvertinimas

Table 4.2. Results of the vibration measurements and the assessment of the uncertainty

Virpesių matavimo rezultatai	Aritmetinio vidurkio reikšmė $\bar{x}$, μm	Standartinio nuokrypio įverčio S_x , μm	Statistinio neapibrėžties sando reikšmė u_{stat} , μm
Absoliučių virpesių	-0,0993	0,2039	0,00160

Iš 4.2 lentelėje pateiktų rezultatų matyti, kad dėl didelio duomenų kiekio statistinė neapibrėžties dedamoji, nusakanti pagrindinį skirtumą tarp duomenų (kai matuojami absoliutūs virpesiai), yra nedidelė, tada neapibrėžties įvertis, laikant statistinį neapibrėžties sandą nereikšmingu, būtų toks:

$$U_{VMSa} = 2 \cdot \sqrt{u_{mat}^2 + u_K^2 + u_{K_{ss}}^2 + u_{stip}^2 + u_{keit}^2 + u_{mat,duom}^2} \quad (4.14)$$

Temperatūros ir drėgmės neapibrėžties sandai prilyginami nuliui. Triukšmo dedamoji taip pat prilyginama nuliui, nes yra nykstamai maža, mat patalpa, kurioje atliekami matavimai, yra izoliuota nuo išorinių triukšmo šaltinių. Absoliučių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis:

$$U_{VMSa} = 0,45 \, \%.$$

4.4. Ketvirtojo skyriaus išvados

1. Nustatyta, kad kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema gerai izoliuoja žemojo dažnio virpesius 0,7–50 Hz dažnių juostoje.
2. Sudėtinė virpesių izoliavimo sistema tinkama izoliuoti virpesius tik nuo 0,8 iki 2 Hz dažnių juostoje ir nuo 10 iki 50 Hz dažnių juostoje, o nuo 3 iki 10 Hz dažnio juostoje veikia kaip stiprintuvas ir virpesių neizoliuoja.
3. Sudarytas virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įvertinimo modelis, išnagrinėti matavimo neapibrėžties sandai.
4. Atliktas absoliučių virpesių amplitudžių apibrėžties įvertinimas rodo matavimo kokybę. Nustatyta absoliučių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis – 0,45 %.

Bendrosios išvados

1. Literatūros šaltinių analizė rodo, kad pasyviųjų ir aktyviųjų metodų taikymas žemojo dažnio virpesiams izoliuoti yra nepakankamas arba labai brangus, kai izoliavimo objektai, precizinės svarstyklės, optiniai mikroskopai ir kita jautri įranga, esanti palydovuose, orbitinėse stotyse, orbitiniuose teleskopuose, veikiama vakuumo, aukštos arba žemos temperatūros, smarkių virpesių arba radiacijos.
2. Mechaninės koncepcijos kvazinulinio standžio žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemos analitinis tyrimas parodė, kad virpesių izoliavimas prasideda nuo 0,7 Hz dažnio, dažniui didėjant izoliavimo efektyvumas didėja. Remiantis tyrimu gautas kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos patentas.
3. Analitiškai ištirti sudėtinės virpesių izoliavimo sistemos dinaminiai parametrai ir nustatyta, kad tokios sistemos gerai slopina žemojo dažnio virpesius nuo 0,8 Hz, kai optinio stalo plokštės masė nevertinama, t. y. kai nagrinėjama vienmasė sistema.
4. Pasiūlyta ir aprobuota korinės konstrukcijos plokščių ir pneumatinių virpesių izoliatorių eksperimentinio tyrimo ir dinaminių parametrų nustatymo metodika. Pateikti tyrimo rezultatai rodo, kad korinės konstrukcijos optinių plokščių ir platformos dinaminio slankio kreivės iki 80 Hz yra tiesės, tai

reiškia, kad jos yra absoliučiai standžios, pirmas rezonansas prasideda nuo 199 Hz, o dinaminio įlinkio koeficientai ir maksimalūs reliatyvūs plokščių judėjimai atitinka geriausių gamintojų reikalavimus, stalų pneumatinių izoliatorių virpesių perduodamumas vertikalioje, horizontalioje skersinėje ir horizontalioje išilgine kryptimi nusako izoliavimo galimybes, kurios prasideda nuo 5 Hz, o rezonansiniai dažniai, atsižvelgiant į apkrovą, svyruoja nuo 3,1 iki 3,9 Hz, tai atitinka teorinių tyrimų rezultatus su 1 proc. paklaida.

5. Sukurta virpesių izoliavimo sistemų dinaminių parametų nustatymo metodika gali būti taikoma optinių stalų ir kitų mechaninių žemojo dažnio virpesių izoliavimo sistemoms projektuoti, eksploatacijoje metu randant efektyvias izoliatorių struktūras, jų parametų vertes, kitimo dėsnius, optimizuojant tokių sistemų parametrus, kai yra nežinomos atsitiktinių sistemą veikiančių virpesių dinaminės charakteristikos, kintančios laike.
6. Eksperimentiškai nustatyta, kad kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistema gerai izoliuoja žemojo dažnio virpesius 0,7–50 Hz dažnių juostoje. Teorinio ir eksperimentinio virpesių perduodamumo nesutapimo paklaida, esant atskiriems dažniams, svyruoja nuo 0,5 iki 1 proc.
7. Eksperimentiškai ištirtos sudėtinių sistemų dinaminės charakteristikos ir nustatyta, kad sudėtinė virpesių izoliavimo sistema tinka izoliuoti virpesius tik nuo 0,8 iki 2 Hz dažnių juostoje ir nuo 10 iki 50 Hz dažnių juostoje, o nuo 3 iki 10 Hz dažnio juostoje veikia kaip stiprintuvas ir virpesių neizoliuoja. Taigi tokioms sistemoms kurti reikia papildomų tyrimų, siekiant gauti vienos masės sistemą.

Literatūra ir šaltiniai

- Alanoly, J.; Sankar, S. 1987. A new concept in semi-active vibration isolation, *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design* 109: 242–247.
- Anderson, E.; Donald, H.; Leo, L.; Holcomb, M. D. 1996. Active system for vibration isolation of spacecraft instruments, in *19th Annual AAS Guidance and Control Conference*, February 7–11, 1996 Breckenridge, Colorado, 120–131.
- Anderson, E.; John, H.; Fumo, P.; Scott Erwin, R. 2000. Satellite ultraquiet isolation technology experiment, in *Proceedings of IEEE Aerospace Conference*, 299–313.
- Augustaitis, V. K. 2000. *Mechaninių virpesių pagrindai: vadovėlis*. Vilnius: Žiburio leidykla. 316 p.
- Benaroya, H. 2004. *Mechanical vibration*. Marcel Dekker. New York. 712 p. ISBN: 0-8247-5380-1
- Beranek, L. L.; Ver, I. L. 1992. *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. John Wiley and Sons.
- Bernhard, R. J.; Hall, H. R.; Jones, J. D. 1992. *Adaptive-passive Noise Control. Inter-Noise*. Toronto, Ontario, Canada.
- Bies, D. A.; Hansen, C. H. 1996. *Engineering noise control*. 2nd Edition. UK: E & FN Spon.
- Bock, G. *Schwingungsdämpfung unter Ausnutzung der Werkstoff*. ZAMM, 1932, Bd. 12.

- Bolotin, V. V. 1966. Broadband random vibration of elastic systems, *Intern. Journ. Of solids and struct.* 2(1): 105–124.
- Brüel, K. 1998. *Vibrations transducers and Signal Conditioning*.
- Cessaro, R. K. 1994. *Bull. Seismol. Soc. Am.* 84. 142 p.
- Choi, S.-B.; Kim, W.-K. Vibration control of a semi-active suspension featuring electrorheological fluid dampers, *Journal of Sound and Vibration*.
- Connolly, C. 2009. Vibration isolation theory and practice, *Assembly Automation* 29(1): 8–13.
- Crandall, S. H.; Mark, W. D. 1963 *Random vibration in mechanical systems*. Academic Press.
- Crosby, M. J.; Karnopp, D. C. 1973. The active damper: a new concept for shock and vibration control, *Shock and Vibration Bulletin* 43: 119–133.
- Čekanavičius, V. Murauskas, G. 2006. *Statistika*. Vilnius: Technika. 239 p. ISBN 9986-546-93-1.
- Čekanavičius, V.; Murauskas, G. 2004. *Statistika II*. Vilnius: Technika. 272 p. ISBN 9955-491-16-7.
- Čirkov, V. P. 1975. Slučainyje kolebanija tonkostennich konstrukcii, nesusčich sosredotočennije masi, *Izv. AN SSSR, MTT* 3: 159–164.
- Eidukevičiūtė, M. 2007. *Rotorinių mašinų virpesių monitoringo neapibrėžčių ir diagnostikos patikimumo tyrimas: daktaro disertacija*. Kaunas: Technologija.
- Eidukevičiūtė, M.; Volkovas, V. 2006. On the impact of vibration measurement uncertainty to diagnostics in vibromonitoring systems, in *Vibroengineering 2006: Proceedings of the 6th International Conference*, Kaunas University of Technology, 116–120, ISSN 1822–1262.
- Elliott, S. J.; Serrand, M.; Gardonio, P. 2001. Feedback stability limits for active isolation systems with reactive and inertial actuators, *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 123: 250–162.
- Ferry, D. K. 2007. Negative-stiffness vibration isolation improves reliability of nanoinstrumentation, *Laser Focus World*, October 2007.
- Firmos „Standa“ gaminių katalogas „Opto-Mechanical Products 2012“.
- Franchek, M. A.; Ryan, M. W.; Bernhard R. J. 1995. Adaptive passive vibration control, *Journal of Sound and Vibration* 189(5): 565–585.
- Fuller, C. R.; Elliott, S. J.; Nelson, P. A. 1996. *Active control of vibration*. London: Academic Press.
- Fundamentals of Vibration Isolation. 2009 [interaktyvus], [žiūrėta 2012-01-30]. Prieiga per internetą: <<http://www.cvimellesgriot.com/products/Documents/TechnicalGuide/Fundamentals-Vibration-Isolation.pdf>>.

Gican, V.; Augustaitis, V. K. 2010. *Poligrafinių mechatroninių sistemų modeliavimas*. Vilnius: Technika. 261p.

Giniotis, V.; Grattan, K. T. V.; Rybokas, M.; Kulvietienė, R. 2004. Uncertainty and indeterminacy of measurement data, *Measurement* 36: 195–202.

Gurecki, V. V. 1971. Ob optimalnich parametrob sistem amortizacini pri stacionarnych slučainych bozdeistvii. *Mašinostroenie* 5: 23–28.

Gurecki, V. V.; Mazin L. S. 1970. Ob optimalnoi omortizacii uprūgix tel, *Mašinostroenie* 3: 17–22.

Hamid, S. 2008. Vibration isolation in cleanrooms, *Controlled environments*, p. 1–3.

Harris, C. M. 1987. *Shock and vibration handbook*. McGRAW-HILL.

Hensly, J. M.; Achim, P.; Chu, S. 1999. Active low frequency vertical vibration isolation, *Review of Scientific Instruments* 70(6).

Isermann, R. 1997. Supervision, fault-detection and fault-diagnosis methods – Advanced methods and applications, *XIV IMEKO World Congress New Measurements – Challenges and Visions*, Finland, Tampere, 1(I): 1–28.

ISO 2041–:2009 Vibration and shock - Vocabulary.

Yang, J. N.; Wu, J. C.; Reinhorn, A. M.; Riley, M. 1996. Control of sliding-isolated buildings using sliding-mode control, *J. Struct. Eng.*, ASCE 122: 179–186.

Yoshida, K.; Fujio, T. 2000. Semi-active base isolation for a building structure, *International Journal of Computer Applications in Technology* 13(1–2): 52–58.

Jalili, N. 2002. A comparative study and analysis of semi-active vibration-control systems, *Journal of Vibration and Acoustics* 124: 593–605.

Johnson, E. A.; Ramallo, J. C.; Spencer B. F. Jr.; Sain, M. K. 1999. Intelligent base isolation systems, in *Proc. second World conf. Struct. Control*, Kyoto, Japan, vol. 1, 367–376.

Karnopp, D. 1989. Permanent-magnet linear motors used as variable mechanical dampers for vehicle suspensions, *Vehicle System Dynamics* 18(4): 187–200.

Karnopp, D. C. 1973. Active and passive isolation of random vibration, in J. C. Snowdon, E. E. Ungar (Eds.). *Isolation of Mechanical Vibration, Impact and Noise*. Bolt Beranek and Newman Inc: Cincinnati, Ohio, 64–86.

Karnopp, D. C. 1990. Design principles for vibration control systems using semi-active dampers, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* 112: 448–455.

Karnopp, D. C. 1995. Active and semi-active vibration isolation, *ASME Journal of Vibration and Acoustics, Special 50th Anniversary Design Issue* 117: 177–185.

Karnopp, D. C.; Crosby, M. J.; Harwood, R. A. 1974. Vibration control using semi-active force generators, *ASME Journal of Engineering for Industry* 96(2): 619–626.

Kildišas, V.; Tekorius, T. 2003. *Procesų valdymo uždavinių sprendimas taikant MATLAB sistemą*. Kaunas: Technologija.

- Kožešnik, J. 1961. *Dinamika mašin*. Moskva: Mašgiz, 166–168.
- Krasnicki, E. J. 1980. Comparison of analytical and experimental results for a semi-active vibration isolator, *Shock and Vibration Bulletin* 50: 69–76.
- Krasnicki, E. J. 1980. The experimental performance of an "on-off" active damper, in *Proceedings of the 51st Shock and Vibration Symposium*. San Diego, USA
- Liu, Y.; Waters, T. P.; Brennan, M. J. 2005. A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances, *Journal of Sound and Vibration* 280(1): 21–39.
- Luo Jun; Wu Caizhang. 1997. Ultra-low frequency active vertical vibration isolation system, *Science in China* 40(11): 132–139.
- Makris, N. 1997. Rigidity-plasticity-viscosity: Can electrorheological dampers protect base-isolated structures from near-source ground motions, *Earthquake Engng. Struct. Dyn.* 26: 571–591.
- McMahon, J. 2009. *Gaining popularity as the need for refined imaging with laser/optical system increases*.
- McMahon, J. 2009. *Negative stiffness a big positive for vibration isolation*. Mechanical.
- McMahon, J. 2011. *Improving Nano-Scale Imaging of Integrated Micro-Raman/AFM Systems Using Negative-Stiffness Vibration Isolation*. Nanotechnology Now Online.
- McMahon, J.; Kushin, D. 2009. *Shake, rattle, roll no more*. Motion system design.
- Mead, D. J. 1999. *Passive vibration control*. London: John Wiley & Sons Ltd.
- Ming-Chang Shih; Teng-Yen Wang. 2008. Active control of electro-rheological fluid embedded pneumatic vibration isolator, *Integrated Computer-Aided Engineering* 15: 267–276.
- Naim, F.; Kelly, J. M. 1999. *Design of seismic isolated structures: From theory to practice*. John Wiley and Sons Ltd, Chichester, England.
- Nakazava, H. 1994. *Principles of Precision Engineering*. Oxford University Press.
- Nashif, A. D., Johnes, D. I. G.; Henderson, J. P. 1985. *Vibration damping*. John Wiley and Sons, New York Chichester Brisbane Toronto Singapore ISBN 0-471-86772-1, 440p.
- Nelson, F. C. 1994. Vibration isolation: a review, I. sinusoidal and random excitations, *Shock and Vibration* 1(5): 485–493.
- Nelson, P. G. 2003. *Understanding and Measuring Noise Sources in Vibration Isolation Systems*. Technical Manufacturing Corporation.
- Oueslati, F.; Sankar, S. 1994. A class of semi-active suspension schemes for vehicle vibration control, *Journal of Sound and Vibration* 172(3): 391–411.
- Pan, G., et al. 1999. Adaptive vibration control policy of semi-active "on-off damper, in *Proceedings of Pioneering International Symposium on Motion and Vibration Control in Mechatronics*. Tokyo.

- Pan, G.; Matsuhisa, H.; Honda, Y. 2000. Smoothing of on-off damper force with the variable damping coefficient, *Transaction of Japanese Society of Mechanical Engineers (C)* 66(644): 1158–1164.
- Platus, D. L. 1991. Negative-Stiffness-Mechanism Vibration Isolation Systems, *SPIE Vibration Control in Microelectronics, Optics, and Metrology* 1619: 44–54.
- Platus, D. L. 1993. Smoothing out Bad Vibes, *Machine Design*, February 26, p.123.
- Quinn, T. J. 1994. Mise en Pratique of the Definition of the Metre, *Metrologia* 30: 523–541.
- Ramallo, J. C.; Johnson, E. A.; Spencer, B. F. Jr.; Sain, M. K. 2000. "Smart" base isolation systems. *ASCE 2000 structures congress: Advanced Technology in Structural Engineering*. Philadelphia, Pennsylvania, May 8-10, CD-ROM Proceedings, paper No 40492-005-002.
- Rao, S. S. 1995. *Mechanical Vibrations*. Third Edition. Addison-Wesley Publishing Company.
- Sciulli, D. 1997. *Dynamics and control for vibration isolation design*, in *Department of Engineering Mechanics*. Virginia Polytechnic Institute and State University: Blacksburg, Virginia.
- Symans, M. D.; Constantinou, M. C. 1999. Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review, *Engineering Structures* 21(6): 469–487.
- Skinner, R. I.; Robinson, W. H.; McVerry, G. H. 1993. *An introduction to seismic isolation*. John Wiley and Sons Ltd. Chichester, England.
- Snyder, S.; Hansen, C. H. 1997. *Active Control of Noise and Vibration*. Spon Press.
- Snowdon, J. C. 1968. *Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems*. John Wiley & Sons.
- Soong, T. T. 1990. *Active Structural Control: Theory and Practice*. New York: John Wiley & Sons.
- Sorokin, E. S. 1976. Chastotnenezavisimoje vnutrenneje trenije v materialakh I hipoteza voigta, *Stroit. Mech. I raschiot soorusenij* 2.
- Spanos, J.; Rahman, Z.; Flotow, A. von. 1993. Activevibration isolation on an experimental flexible structure, *Smart Structure and Intelligent Systeme*, Albuquerque, 1917-60: 201–215.
- Spencer, Jr. B. F., Johnson, E. A.; Ramallo, J. C. 1999. Smart isolation for seismic control, in *Proceedings of the pioneering international symposium on motion and vibration control in mechatronics*. Waseda University, Tokyo, Japan, April 6-7, 37–60.
- Stöbener, Uwe. 2009. *Active Vibration Isolation For Highly Sensitive Measurement Equipment. Controlled Environments*, 1–5.

Sun Hongling, Zhang Kun, Chen Haibo, Zhang Peiqiang, 2007. Improved Active Vibration Isolation Systems”, *Tsinghua science and technology* 12(5).

Takeshi, M.; Toumiy, T; Takasaki, M. 2003. Vibration isolation system using negative stiffness, *JSME international Journal* 46(3): 7–15.

Thorlabs [interaktyvus] [žiūrėta 2012-05-10]. Prieiga per internetą: <http://www.thorlabs.com/newgrouppage9.cfm?objectgroup_id=1095>.

Vekteris, V.; Kasparaitis, A.; Kaušinis, S.; Kanapėnas, R. 2000. *Matavimų teorija ir praktika*. Vilnius: Žiburio I-kla.

Vibration isolation is key to accuracy. A Minus K Technology product story. Ed. by the Engineeringtalk Editorial Team Nov 7, 2006

Vijayan, V.; Karthikeyan, T. 2009. Design and Analysis of Compliant Mechanism for Active Vibration Isolation Using FEA Technique, *International Journal of Recent Trends in Engineering* 1(5).

Voigt, W. 1892. *Ann. Physs.* Bd. 47, s. 671

Volkovas, V.; Eidukevičiūtė, M. 2004. Uncertainty in vibromonitoring systems of rotating machinery, in *Vibroengineering: Proceedings of 5th International Conference, October 14–15*, 111–113. ISSN 1392–8716.

Weise, K.; Wöger, W. A Bayesian. 1993. Theory of Measurement Uncertainty, *Measurement Science Technology* 4 (1): 1–11.

Zhang, Y. F.; Iwan, W. D. 2002. Active interaction control of civil structures. Part 1: SDOF systems, *Earthquake Engineering & Structural Dynamics* 31(1): 161–178.

Zotov, A. N. 2005. The vibration absorber with the working quazinull rigidity range, *Machin and Apparatus* 3: 265–272.

Zotov, A. N. 2005. Vibroizoliatori s kvazinulevoi žoskostju, *Neftegazovoje delo* 1: 1–11.

Zuo Lei, Jean-Jacques, E. 2011. *Slotine and Samir Nayfeh. Experimental Study of a Novel Adaptive Controller for Active Vibration Isolation*. LIGO-P 040010-00-z.

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Kilikevičius, A.; Jurevičius, M.; Berba, M. 2010. Research of dynamics of a vibration isolation platform, *Journal of Vibroengineering* 12(3): 361–367. ISSN 1392-8716 (ISI Web of Science).

Jurevičius, M.; Kilikevičius A.; Berba, M. 2011. Impact of external excitations on the dynamic properties of negative stiffness vibration isolation table, *Journal of Vibroengineering* 13(2): 352–357. ISSN 1392-8716 (ISI Web of Science).

Straipsniai kituose leidiniuose

Meškelytė, V.; Jurevičius, M.; Berba, M. 2011. Neigiamo standumo vibroizoliacinio staliuko „Minus K 500BM-1“ tyrimas, *Mokslas – Lietuvos ateitis* 3(6): 56–60. ISSN 2029-2341.

Berba, M.; Jurevičius, M. 2012. Research of dynamic properties of a complex vibration isolation system, in *The 7th International Symposium “Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering”: selected papers*, Vol. 3, May 24–26, 2012 Balatonfüred, Hungary, 381–384. ISBN 978-86-7892-399-9.

Patentas

Berba, M.; Baranov, A.; Jurevičius, M. 2012. *Mechaninė kvazinulinio standžio vibroizoliacinė sistema*. Lietuvos patentas LT 5883.

Priedai

Priedai pateikti skaitmeninėje laikmenoje

A priedas. Kvazinulinio standžio virpesių izoliavimo sistemos virpesių matavimų rezultatai

B priedas. Patentas LT 5883 „Mechaninė kvazinulinio standžio vibroizoliacinė sistema“

C priedas. Sudėtinės sistemos virpesių matavimų rezultatai

Michail BERBA

PASYVIŲJŲ ŽEMOJO DAŽNIO VIRPESIŲ
IZOLIAVIMO SISTEMŲ TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T)

Michail BERBA

RESEARCH OF PASSIVE LOW-FREQUENCY
VIBRATION ISOLATION SYSTEMS

Doctoral Dissertation

Technological Sciences, Mechanical Engineering (09T)

2012 12 21. 11,5 sp. I. Tiražas 20 egz.
Vilniaus Gedimino technikos universiteto
leidykla „Technika“,
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,
<http://leidykla.vgtu.lt>
Spausdino UAB „Ciklonas“
J. Jasinskio g. 15, 01111 Vilnius