VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

MECHANIKOS FAKULTETAS

MECHATRONIKOS IR ROBOTIKOS KATEDRA

Marijus Pavasaris

AUTONOMINIO ROBOTOTECHNINIO ĮRENGINIO VALDYMO SISTEMOS TVIRTINIMO ĮTAISO DINAMINIŲ CHARAKTERISTIKŲ TYRIMAS

RESEARCH OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF CONROL UNIT MOUNTING SYSTEM OF UAV

Baigiamasis magistro darbas

Mechanikos inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H33001

Mechatronikos specializacija

Mechanikos inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2015

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHATRONIKOS IR ROBOTIKOS KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas
_____
(Parašas)
Vytautas Bučinskas
(Vardas, pavardė)
2015 05 22
(Data)

Marijus Pavasaris

AUTONOMINIO ROBOTOTECHNINIO ĮRENGINIO VALDYMO SISTEMOS TVIRTINIMO ĮTAISO DINAMINIŲ CHARAKTERISTIKŲ TYRIMAS

RESEARCH OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF CONROL UNIT MOUNTING SYSTEM OF UAV

Baigiamasis magistro darbas

Mechanikos inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H33001
Mechatronikos specializacija
Mechanikos inžinerijos studijų kryptis

Vadovas	Doc. Dr. Robertas Urbanavičius		2015-05-21
	(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)	(Parašas)	(Data)
Konsultantas	_____	_____	_____
	(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)	(Parašas)	(Data)
Konsultantas	_____	_____	_____
	(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)	(Parašas)	(Data)
Lietuvių kalbos konsultantas	dr. Aušra Žemaičė		2015-05-21
	(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)	(Parašas)	(Data)

Vilnius, 2015

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHATRONIKOS IR ROBOTIKOS KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas
_____
(Parašas)
Vytautas Bučinskas
(Vardas, pavardė)
_____
(Data)

Mechanikos inžinerijos studijų kryptis

Mechanikos inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H33001

Mechatronikos specializacija

BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO UŽDUOTIS

.....Nr. .....
Vilnius

Studentui Marijui Pavasariui
Baigiamojo darbo tema:
Autonominio robototechninio įrenginio valdymo sistemos tvirtinimo įtaiso dinaminių charakteristikų tyrimas.
Research of dynamic characteristics of control unit mounting system of UAV.

patvirtinta 2015 m. kovo 17 d. dekano potvarkiu Nr. 74me.

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2015 m.gegužės 25 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

1. Išanalizuoti mokslinės literatūros šaltinius, kuriuose nagrinėjamos panašaus pobūdžio vibracijų slopinimo sistemos ir jų komponentai.
2. Sukurti dinaminį tiriamos sistemos modelį.
3. Ištirti skirtingų sistemos konfigūracijų charakteristikas.
4. Sukurti realios sistemos prototipą ir atlikti eksperimentinius dinaminių charakteristikų tyrimus.
5. Apibendrinti duomenis, pateikti išvadas.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai: .....
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Vadovas ..... doc. dr. Robertas Urbanavičius
(Paraša) (Moksl. laipsnis/pedag.vardas, vardas, pavardė)

Užduotį gavau
.....
(Parašas)
Marijus Pavasaris
(Vardas, pavardė)
2015-03-20
(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Mechanikos fakultetas
Mechatronikos ir robotikos katedra

ISBN ISSN
Egz. sk. .....
Data .....-.....-.....

Antrosios pakopos studijų **Mechanikos inžinerijos** programos magistro baigiamasis darbas 4

Pavadinimas **Autonominio robototechninio įrenginio valdymo sistemos tvirtinimo įtaiso dinaminių charakteristikų tyrimas**

Autorius . **Marijus Pavasaris**
Vadovas **dr. Robertas Urbanavičius**

Kalba:
lietuvių

Anotacija

Baigiamajame darbe nagrinėjamos bepiločio orlaivio valdymo sistemą veikiančios dinaminės apkrovos ir jų priklausomybė nuo valdymo sistemos tvirtinimo įtaiso pagrinde naudojamų medžiagų mechaninių charakteristikų. Naudojant kompiuterinius dinaminio modeliavimo įrankius ir vibracijų matavimo įrangą teoriškai ir eksperimentiškai nustatytos trijų skirtingomis mechaninėmis savybėmis pasižyminčių medžiagų įtakos keturiais skirtingais galios režimais laboratorijos sąlygomis veikiančios sistemos valdymo elementų dinaminiam aktyvumui. Įvertinus teorinio ir praktinio eksperimentų metu gautus rezultatus, pateiktos išvados ir rekomendacijos apie tai, kurią iš turimų medžiagų geriausia panaudoti lėktuvo valdymo sistemos vibracijų slopinimui skrydžio metu. Baigiamąjį darbą sudaro 6 dalys: įvadas, literatūros apžvalga, teorinis modeliavimas, eksperimentinis tyrimas, tyrimo duomenų analizė, išvados ir rekomendacijos, literatūra. Darbo apimtis – 63 puslapiai teksto, 32 iliustracijų, 3 lentelės, 22 bibliografiniai šaltiniai.

Prasminiai žodžiai: Aviacija, dinaminės charakteristikos, lėktuvas, robotika, slopinimas, UAV, vibracijos.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Mechanics
Department of Mechatronics and Robotics

ISBN ISSN
Copies No. .....
Date .....-.....-.....

Master Degree Studies **Mechanical Engineering** study programme Master Graduation Thesis 4

Title **Research of Dynamic Characteristics of Control Unit Mounting System of UAV**

Author **Marijus Pavasaris**

Academic supervisor **Dr Robertas Urbanavičius**

Thesis language:
Lithuanian

Annotation

This master's thesis examines dynamic loads and dependence of load characteristics from mechanical characteristics of materials, which are used in mounting system of control unit in unmanned aerial vehicle. Using dynamic modeling systems and vibration measuring equipment, influence of three different materials, with diverse mechanical characteristics, to systems, which is operating in four different power modes in laboratory environment, dynamic characteristics was determined theoretically and practically. According to those practical and theoretical results, conclusions and proposals were made about which of available materials should be used in mounting system, when plane operates in flying modes. Thesis consists of 6 separate sections: introduction, literature review, theoretical modeling, experiment, analysis of results, conclusions and proposals, used literature. Thesis consists of 63 pages of text, 32 illustrations, 3 tables, 22 bibliographical references.

Keywords: Aviation, damping, dynamic research, mechatronics, plane, robotics, UAV, vibrations.

Vilniaus Gedimino technikos universiteto egzaminų, sesijų ir baigiamųjų darbų rengimo bei gynimo organizavimo tvarkos aprašo 2011-2012 m. m.

1 priedas

(Baigiamojo darbo sąžiningumo deklaracijos forma)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Marijus Pavasaris, 20092532

(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

Mechanikos fakultetas

(Fakultetas)

Mechanikos inžinerija, MTfm-13

(Studijų programa, akademinė grupė)

BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO) SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2015 m. gegužės 21 d.

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas tema „Autonominio robototechninio įrenginio valdymo sistemos tvirtinimo įtaiso dinaminių charakteristikų tyrimas" patvirtintas 2015 m. kovo 17 d. dekano potvarkiu Nr. 74me, yra savarankiškai parašytas. Šiame darbe pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Mano darbo vadovas dr. Robertas Urbanavičius.

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

M. Pavasaris

(Parašas)

Marijus Pavasaris

(Vardas ir pavardė)

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS.....7

LENTELIŲ SĄRAŠAS.....9

SANTRUMPOS.....10

ĮVADAS.....11

1. LITERATŪROS APŽVALGA.....14

1.1. Aviacinės robotinės sistemos.....14

1.2. Vibracijų slopinimas.....17

2. **VIRPESIŲ ANALIZĖS METODAI**.....23

2.1. Dinaminės tiesinių sistemų charakteristikos.....23

3. DARBO PAGRINDIMAS.....26

3.1. Darbo tikslas.....26

3.2. Tiriamieji elementai.....26

3.3. Eksperimento įranga.....28

3.4. Darbo metodika.....30

4. TEORINIS TYRIMAS.....31

4.1. Struktūrinis sistemos modelis.....31

4.2. Dinaminis sistemos modelis.....33

4.3. Teorinės tyrimo dalies rezultatai.....35

5. EKSPERIMENTINIS TYRIMAS.....38

5.1. Panaudotų virpesių sistemų dinaminių charakteristikų nustatymas.....38

5.2. Sistemą žadinančių virpesių dažnio nustatymas.....45

5.3. Skirtingų medžiagų vibracijų slopinimo savybių tyrimo rezultatai.....48

IŠVADOS IR PASIŪLYMAI.....59

LITERATŪRA.....62

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1 pav. Populiariausiais pasaulyje bepilotis orlaivis „MQ-1B Predator“ (U.S... 2010) 14
2 pav. Lietuvos policijos naudojama lengvoji skraidyklė (*Policijos*... 2012).....15
3 pav. „Amazon“ skraidyklė, skraidinanti krovinį klientui (*Amazon* 2014).....16
4 pav. „Solara 50“ ilgo nuotolio lėktuvas (Raudytė 2014) 17
5 pav. Elektromagnetinio slopintuvo konstrukcija (a) ir supaprastintas elektrinis modelis (b) (Zhu 2012).....20
6 pav. Virpesių slopinimo, naudojant pjezoelektrinius keitiklius, schema (Dell‘Isola 2004) 21
7 pav. Pjezoelektrinės virpesių slopinimo sistemos su „R||L“ grandynu tyrimo eksperimentinės dalies rezultatai (Dell‘Isola 2004) 22
8 pav. Dinaminio sistemos atsako į žadinimą vienetiniu impulsu (kairėje) ir vienetiniu šuoliu (dešinėje) pavyzdžiai (Barauskas 1997).....24
9 pav. Tiriamasis objektas – autonominė robotinė skraidyklė.....26
10 pav. Elektrinis Variklis „T-Motor AT4130“.....26
11 pav. Valdymo sistemos montavimo vieta 27
12 pav. Bandomos medžiagos. Putplastis; kietas porolonas; minkštas porolonas.....28
13 pav. Blokinė struktūrinė „National Instruments NI 4431“ įrenginio schema (National... 2008) 29
14 pav. Struktūrinis trijų laisvės laipsnių lėktuvo modelis 31
15 pav. Struktūrinis dviejų laisvės laipsnių sistemos modelis.....32
16 pav. Struktūrinis vieno laisvės laipsnio sistemos dinaminis modelis 33
17 pav. Dinaminis sistemos modelis.....34
18 pav. Sistemų modelių atsakai į žadinimą impulsu 35
19 pav. Sumodeliuotų sistemų Bode diagramos 37
20 pav. Akselerometrų pozicionavimas tyrimo metu 39
21 pav. Supaprastinto tiriamos sistemos dinaminio modelio schema.....39
22 pav. Laisvieji sistemos be slopinimo elemento svyravimai 40
23 pav. Laisvieji sistemos su putplasčio slopintuvu svyravimai.....41
24 pav. Laisvieji sistemos su kieto porolono slopintuvu svyravimai.....42
25 pav. Laisvieji sistemos su minkšto porolono slopintuvu svyravimai.....43
26 pav. Laisvųjų sistemos virpesių spektrai. Juoda – sistema be papildomo slopinimo; raudona – su papildomu slopintuvu iš putplasčio; mėlyna – su papildomu slopintuvu iš kieto porolono; žalia – su papildomu slopintuvu iš minkšto porolono.....44

27 pav. Lėktuvo korpuso vibracijų šaltinis – elektrinis 3,5 kW variklis (kairėje) ir jo nuotolinio valdymo sistemos pultas (dešinėje) 46
28 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras sistemai veikiant skirtingais režimais. Raudona spalva – 1 valdymo svirties padala; juoda spalva – 3 valdymo svirties padala; mėlyna spalva – 5 valdymo svirties padala; žalia spalva – 7 valdymo svirties padala 47
29 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant mažiausias sūkiais. Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu 49
30 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant padidintais sūkiais (trečia padala). Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu 51
31 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant aukštais sūkiais (penkta padala). Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu 54
32 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant aukščiausiais sūkiais (septinta padala). Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu 56

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1 lentelė. Variklio pagrindiniai parametrai 27
2 lentelė. Atstojamieji išbandytų lėktuvo korpuso virpesių slopinimo sistemos dinaminių charakteristikų koeficientai.....45
3 lentelė. Skirtingais tyrimo režimais veikiančio lėktuvo sraigto sukimosi greičiai 48

SANTRUMPOS

ADC – analoginio signalo į skaitmeninį keitiklis (analog-to-digital converter).

DDS – skaitmeninė duomenų saugykla (digital data storage).

EPS – plėtrusis polistirenas.

FFT – greitoji Furjė transformacija (Fast Fourier transformation).

FIFO – duomenų kaupimo registras (first in – first out).

UAV – nepilotuojamas skraidantis aparatas (unmanned arial vehicle)

USB – universalioji jungtis (universal serial bus).

ĮVADAS

Tiriamoji problema

Sparčiai tobulėjant elektronikos, automatikos, signalų perdavimo ir visoms kitoms su mechatronikos mokslo disciplina glaudžiai susijusioms technologijų šakoms atrandama vis pažangesnių būdų, kad įvairiu laipsniu autonomiškai veikiantys mechanizmai sugebėtų atlikti vis didesnę dalį žmonijai svarbios bei naudingos veiklos. Šiuo metu dirbtiniu intelektu pasikliaujantys ir žmogaus nevaldomi mechanizmai savo galimybes rodo ne tik egzotiškose robotų futbolo aikštėse, bet ir tokiose viešosiose vietose, kaip Švedijos keliai, ar Jungtinių Amerikos Valstijų civilinė oro erdvė. Autonominiai robototechniniai įrenginiai ir jų galimybės pakeisti žmones tiek kasdienėje, tiek išskirtinai pavojingoje veikloje šiuo metu jau domina ne tik mokslininkus bei robotikos entuziastus, bet ir didžiulį kapitalą turinčias įmones, ir netgi valstybes.

Viena iš plačiai ir sėkmingai taikomų autonominės robototechnikos grupių yra įvairios paskirties aviacinė robotika. Daug kas pasikeitė nuo tų laikų, kai 1903 m. broliai Raitai į dangų pakilo primityviu, neklusniu ir nepatikimu lėktuvu (Stanevičiūtė 2003). Šiuo metu dangų raižantys dronai, kvadrokopteriai ir kiti modernūs įrenginiai ore „kabo“ savaites ir net mėnesius, nesustodami skrenda aplink pasaulį, fiksuoja vaizdus ugnikalnių krateriuose, atlieka kitas užduotis, kurių niekuomet nesugebėtų atlikti kabinoje įsitaisiusio žmogaus valdomas mechanizmas.

Savaeigiai autonominiai aviaciniai įrenginiai tampa ne tik populiaresni, bet ir lengvesni, smulkesni, manevringesni bei išmanesni – naudojami vis sudėtingesnėms ir preciziškesnėms operacijoms atlikti. Kartu vis sudėtingesnės ir kompleksiškesnės tampa mikroprocesorinės šių įrenginių valdymo sistemos, kurios kartu tampa ir vis jautresnės dinaminėms, robotinių įrenginių darbo metu atsirandančioms, apkrovoms. Lengvos, tvirtos ir standžios skraidančių mechanizmų konstrukcijos leidžia šiems įtaisams pasiekti iki šiol neregėtų skrydžio charakteristikų, tačiau yra mažiau atsparios aplinkos ir jų pačių traukos sistemų kuriamiems vibraciniams trikdžiams. Šie trikdžiai neigiamai veikia jautrias mikrovaldiklių ir kontrolės sistemų grandines, mažindami robotinių įrenginių patikimumą ir ribodami jų galimybes. Trikdžius susilpninti ir jų daromą neigiamą įtaką sumažinti galima naudojant specialius robotinių įrenginių valdymo sistemų vibracijas slopinančius mechanizmus. Šių mechanizmų dinaminės charakteristikos privalo būti parinktos taip, kad geriausiai slopintų vibroakustinius trikdžius būdingiausiuose aviacinių robototechninių įrenginių darbo režimų diapazonuose.

Vienos iš sudėtingiausių ir didžiausią neigiamą dinaminį aktyvumą kuriančių elementų aviaciniuose robotuose yra jų traukos sistemos, kurių galios elementai kuria vibracinius srautus, neigiamai veikiančius visos sistemos, o kartu ir kontrolės mechanizmų būklę bei viso įrenginio charakteristikas. Todėl atsiranda poreikis rasti tinkamą metodiką aviacinių robototechninių įrenginių vibraciniams parametrams nustatyti ir vibracijas slopinančių mechanizmų optimalioms dinaminėms charakteristikoms parinkti.

Tyrimo objektas

Tyrimo objektas yra Vilniaus Gedimino technikos universitetui priklausantis autonominis tiesiasparinis aviacinis robototechninis įrenginys (9 pav.). Mechanizmo traukos sistemos, sumontuotos skraidyklės korpuso gale, kuriamas vibracinis triukšmas, per tvirtinimo sistemos mazgus ir korpusą perduodamas fiuzeliažo viduje ties lėktuvo nosimi sumontuotiems sistemos valdymo elementams, kurių vibracijos yra nepageidaujamos ir turi būti aktyviai slopinamos.

Darbo tikslas ir uždaviniai

Darbo tikslas yra laboratorinėmis sąlygomis ištirti konkretaus mechatroninio aviacinio robototechninio įrenginio (pavaizduoto 9 paveiksle) valdymo sistemos tvirtinimo elemento, kurio pagrinde panaudojamos skirtingų mechaninių savybių medžiagos, įtaką sistemos dinaminėms charakteristikoms ir sistemai tinkamiausią vibracijas slopinančių elementų derinį.

Norint pasiekti numatytus tikslus, reikia įvykdyti šiuos uždavinius:

1. Išanalizuoti mokslinės literatūros šaltinius, kuriuose nagrinėjamos panašaus pobūdžio vibracijų slopinimo sistemos ir jų komponentai.
2. Sukurti realios sistemos prototipą.
3. Atlikti teorinį sistemos dinaminių charakteristikų modeliavimą.
4. Atlikti sistemos dinaminių charakteristikų tyrimus.
5. Suformuluoti išvadas ir rekomendacijas tolesniems darbų etapams.

Temos naujumas

Darbo naujumą lemia tiriamos problemos pobūdis ir darbo rezultatai. Sumodeliuotos ir realiai išmatuotos unikalaus robototechninio tiesiasparnio aviacinio įrenginio valdymo sistemos virpesių slopinimo mechanizmo dinaminės charakteristikos ir jų daroma įtaka šio mechanizmo funkcionalumui ir patikimumui. Gauti rezultatai ir pateiktos išvados leidžia parinkti optimalių dinaminių savybių medžiagas ir sukurti vibracijų slopinimo mechanizmą, geriausiai tinkantį konkrečiai mechatroninei sistemai ir jos analogams.

Temos aktualumas

Šiuo metu naudojamos autonominės skraidančios robotinės sistemos naudojamos ne tik pramogai, bet ir atlieka sudėtingus, tikslaus matavimo, bei pozicionavimo darbus. Šios sistemos kuriamos vis standesnės, lengvesnės ir manevringesnės, o kartu ir mažiau atsparios vibracijoms ir vibroakustiniams triukšmams. Dėl šių priežasčių tikslinga ir naudinga tirti visus galimus robotinių sistemų jautriųjų komponentų vibracinio aktyvumo numatymo ir mažinimo būdus. Darbo metu naudotą tyrimo metodiką galima naudoti kaip gaires tiriant ir projektuojant kitų panašaus pobūdžio tiesiasparnių aviacinių mechanizmų valdymo sistemų vibracijų slopinimo elementų dinamines charakteristikas.

Tyrimo metodai

Darbe tyrimai atlikti remiantis teorinės mechanikos, virpesių teorijos, matavimų teorijos disciplinų principais, pasitelkiant analitinius, empirinius ir skaitinius tyrimo metodus, naudojant programinę įrangę „Origin 8“ ir programinės įrangos „Matlab“ paketą „Simulink“. Praktinio tyrimo statistiniai skaičiavimai taip pat buvo atlikti naudojant programas „Origin 8“, „Labview“ ir „Microsoft Excel 2007“. Eksperimentinė darbo dalis buvo atlikta Vilniaus Gedimino technikos universiteto Mechatronikos ir robotikos katedros laboratorijoje. Duomenys buvo renkami naudojant „National Instruments“ laboratorinę vibracijų ir akustinių virpesių matavimo įrangą bei nešiojamąjį asmeninį kompiuterį.

Darbo mokslinė vertė

Šiame darbe tiriamos naujai sukurtos sistemos charakteristikos. Darbas buvo atliktas naudojant 22 literatūros šaltinius (9 yra mokslinio pobūdžio leidiniai) ir 6 interneto šaltinius bei įrangos gamintojų katalogus. Darbo metu buvo naudoti dviejų tipų tyrimo metodai: teorinis ir eksperimentinis tyrimai, taikant specifines tyrimo metodikas. Darbe pateikti visi šių tyrimų duomenys ir jų išsami analizė. Pagrindinis darbo trūkumas – tyrimo metu išnagrinėta tik viena konkreti sistema, todėl sunku daryti apibendrintas išvadas apie analogiškų sistemų vibracijų slopinimo elementų dinamines savybes.

Darbo aprobacija

Baigiamojo magistro darbo metu atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“, Vilniuje, 2015 m.

1. LITERATŪROS APŽVALGA

1.1. Aviacinės robotinės sistemos

Pirmą kartą nepilotuojami radijo bangomis valdomi aviaciniai robotai į dangų pakilo dar XX a. pradžioje. Nuo tada, tobulėjant mechanikos, elektronikos, valdymo teorijos ir kitoms mokslo sritims, sąlyginai primityvūs, grubūs ir paprasti mechanizmai, negalėję nei akimirkai apsieiti be juos valdančio žmogaus komandų, po truputį tobulėjo sau prisiimdami vis didesnę dalį skrydžio kontrolės uždavinių, kol galiausiai padanges ėmė raižyti autonominiai robototechniniai įrenginiai, galintys be jokio pašalinio įsikišimo atlikti jiems pavestas užduotis nuo pradžios iki galo. Šiuolaikinės skraidančios aviacinės sistemos gali ne tik visiškai savarankiškai nukeliauti nuo taško A iki taško B, bet taip pat tai padaryti „intelektualiai“ – prisitaikydamos prie kintančių aplinkos sąlygų, kelyje atsirandančių kliūčių ir pačios išspręsdamos individualias, netikėtai iškilusias ir iš anksto nenumatytas problemas. Bepilotės aviacinės sistemos sudaro vis didesnę dalį ore „kabančių“ žmogaus sukurtų aparatų, o pasitikėjimas ir susidomėjimas šia technika nepaliaujamai didėja (Raudytė 2014).

Šiuo metu naudojamų bepiločių ir autonominių skraidančių robotų įvairovė tokia didžiulė, kad sunku apie visas šias sistemas kalbėti kaip apie vieną įrenginių rūšį. Nors visi šie mechanizmai veikia naudodamiesi tais pačiais baziniais aviacijos ir valdymo teorijos disciplinų principais, dėl skirtingų paskirčių (pavyzdžiui nepilotuojamas JAV kovinis dronas „MQ-1B Predator“ (1 pav.) ir Lietuvos policijos naudojama lengvoji skraidyklė (2 pav.), skirta stebėti žmones susibūrimo vietose) šių robotinių sistemų konstrukcija, galimybės, ir charakteristikos kinta tokioje plačioje gamoje, kad šiems skraidantiems įrenginiams tinkamų kontrolės komponentų, posistemių ir sistemų kūrimas mokslininkams ir inžinieriams tapo tikru iššūkiu.



1 pav. Populiariausiais pasaulyje bepilotis orlaivis „MQ-1B Predator“ (*U.S...* 2010)

Populiariausias ir turbūt visame pasaulyje geriausiai atpažįstamas bepilotis orlaivis – aviacinių robotų simboliu jau tapęs Jungtinių Amerikos Valstijų karinių oro pajėgų lėktuvas „MQ-1B Predator“ varomas keturių cilindrų „Rotax 914F“ benzininiu 115 arklio galių varikliu, sukančiu orlaivio galinėje dalyje sumontuotą sraigtą. Šis orlaivis sveria 512 kilogramų (tuščias), gali pasiekti iki 216 km/h greitį ir yra naudojamas pavojingose teritorijose atliekant ginkluotos žvalgybos, stebėjimo ir taikinių identifikavimo misijas. Šį įrenginį nuotoliniu būdu valdo dviejų žmonių įgula (*U.S...* 2010). Orlaivyje sumontuotai kontrolės sistemai keliamas vienintelis uždavinys – pasiekti kaip įmanoma geresnes lėktuvo skrydžio charakteristikas. Dėl šio tikslo gali būti aukojamas visos sistemos patikimumas ir ilgaamžiškumas. Orlaivio sistemos mūšio sąlygomis gali patirti trumpalaikes apkrovas savo parametrais daug kartų viršijančias normalaus skrydžio režimo apkrovas, todėl daugiausiai dėmesio turi būti skiriama sistemų atsparumui stipriems smūgiams, o ne nuolatinėms vibracijoms.



2 pav. Lietuvos policijos naudojama lengvoji skraidyklė (*Policijos...* 2012)

Lietuvos Respublikos policijos viešųjų erdvių stebėjimui naudojama vieno žmogaus nuotoliniu būdu valdoma skraidyklė korpuso apačioje turi vaizdo stebėjimo įrangą ir ore išsilaiko naudodama aštuonis vienas nuo kito nepriklausomai veikiančius, vertikaliai žemyn oro srautą kreipiančius, elektrinius variklius. Šiam skraidančiam aparatui svarbiausia yra stabilumas, patikimumas ir ilgaamžiškumas. Tiek valdymo mechanizmai, tiek vaizdo apdorojimo sistema turi būti montuojama virpesius slopinančiuose laikikliuose, kurie privalo patikimai veikti pakankamai griežtai apibrėžtuose įprastinių sistemos darbo režimų diapazonuose (*Policijos...* 2012).

Vieni iš šiuo metu plačiausiai taikomų ir nuo kitų autonominių skraidančių robotų rūšių smarkiai daugeliu savo savybių besiskiriantys aviaciniai mechanizmai yra lengvieji nepilotuojami skraidantys aparatai (skraidyklės). Nors vis dar yra su šiais mechanizmais susijusių neišspręstų teisinių klausimų, tokio tipo robototechninės sistemos jau naudojamos viešosiose erdvėse, žmonių susibūrimo vietose, vykdant civilinę ūkinę veiklą. Pagrindinis tokio

tipo mechanizmams keliamas reikalavimas yra aplinkinių saugumas, todėl šios sistemos visuomet būna lengvos, manevringos, sąlyginai lėtaeigės ir mažos galios. Dažniausiai šiose skraidyklėse naudojamos keleto nepriklausomų vertikaliai žemyn oro srautą kreipiančių sraigtinių pavarų sistemos, kurias valdo specializuotos mikroprocesorinės valdymo sistemos, užtikrinančios skraidyklės stabilumą. Tokio principo aviaciniai robotai (trikopteriai, kvadrokopteriai ir pan.) naudojami visur: ir kino filmavimo aikštelėse, ir akrobatinio skraidymo mėgėjų klubuose, ir policijos operacijose, ir moderniuose ūkiuose, ir krovinių pristatymo firmų („Amazon drone delivery“ (3 pav.).



3 pav. „Amazon“ skraidyklė, skraidinanti krovinį klientui (*Amazon* 2014)

Kita savo savybėmis išskirtinė autonominių skraidančių robotinių sistemų grupė yra tyrimų arba aplinkos stebėjimo procesuose dalyvaujantys skraidantys aparatai. Šie mechanizmai dažniausiai ore išbūna labai ilgai ir savo funkcijas atlieka daug didesniame aukštyje nei anksčiau aprašytos skraidyklės (kai kurie skraido netgi stratosferoje (Raudytė 2014). Šiems įrenginiams keliami jau visai kitokie reikalavimai. Pagrindiniai jų yra ilgaamžiškumas, atsparumas dideliems aplinkos temperatūros svyravimams, įvairių rūšių trikdžiams, galimybė ore išbūti labai ilgą ar net neribotą laiką. Tokie įrenginiai įsitvirtina kaip vienas pagrindinių meteorologijos, pasienio apsaugos, ryšio paslaugų tiekimo ir kitų panašių tarnybų įrankis. Taip pat plačiai tokius skraidančius robotus naudoja klimato kaitą, oro užterštumą, geologinius procesus tyrinėjantys mokslininkai (Raudytė 2014). Priklausomai nuo šiems aparatams skiriamų konkrečių užduočių pobūdžio, smarkiai skiriasi ir jų konstrukcija. Dalis jų būną panašūs į viešumoje naudojamas skraidykles (3 pav.) (tik dažniausiai daug sunkesni, tvirtesni ir tikslesni), kiti savo forma labiau primena tipinius lengvuosius lėktuvus (4 pav.). Būtent tiesiasparnės skraidančios sistemos dažniausiai pasirenkamos atliekant anksčiau aprašytus aplinkos stebėjimo uždavinius, nes tokių sistemų išlaikymas ore reikalauja gerokai mažesnių energijos resursų. Šie autonominiai skraidantys robototechniniai įrenginiai yra visiškai valdomi vidinio specializuoto kompiuterio, o žmogus tik formuoja įrenginiui skirtus uždavinius (maršrutą, skrydžio aukštį ir greitį, skrydžio metu atliekamas pašalines operacijas ir pan.). Dėl atliekamų operacijų specifikos ir gabenamos

įrangos jautrumo, kai kuriems iš šių aprašytų įrenginių taikomi aukščiausi tikslumo ir įvairių dinaminių charakteristikų reikalavimai.



4 pav. „Solara 50“ ilgo nuotolio lėktuvas (Raudytė 2014)

Labiausiai nuo kitų savo taikymo sritimi bei keliamais reikalavimais besiskirianti autonominių skraidančių robototechninių įrenginių rūšis yra karinėje pramonėje naudojami skraidantys robotai. Šiems mechanizmams keliami išskirtinai griežti reikalavimai, o savo savybėmis jie turi apjungti visus anksčiau aprašytų įrenginių privalumus. Tai labiausiai išvystyta aviacinių robotų rūšis, nes su nepilotuojamais orlaiviais siejama visų didžiųjų valstybių karinių oro pajėgų ateitis. Šiuolaikiniai bepiločiai ir autonominiai dronai atlieka ne tik žvalgybos ir informacijos kaupimo bei perdavimo misijas, bet ir tiesiogiai dalyvauja ginkluotuose konfliktuose gabendami taktinius užtaisus į priešo teritoriją (pavyzdžiui kaip parodyta 1 paveiksle). Visi karo pramonei reikalingi moksliniai pasiekimai galiausiai pritaikomi ir civiliniame gyvenime, todėl žvelgiant į ateitį galima numanyti, jog iš šios rūšies autonominių orlaivių greitai gali susikurti dar viena nauja kategorija – civiliniai keleiviniai aviaciniai robotai, kuriems bus keliami dar aukštesni patikimumo, saugumo ir netgi komfortiškumo reikalavimai, kuriuos užtikrinti galima tik tiriant ir gerinant dinamines visų juos sudarančių komponentų charakteristikas.

1.2. Vibracijų slopinimas

Vibracijos pasireiškia visuose gamtoje egzistuojančiuose kūnuose be išimties. Kai kurių tipų vibracijos yra naudingos. Būtent tam tikro dažnio elektromagnetinio lauko virpesiai mums leidžia matyti mus supančius daiktus, molekuliniai aplinkos virpesiai leidžia girdėti aplinkos garsus ir kitų žmonių žodžius. Be virpesių visata iš esmės net negalėtų egzistuoti. Netgi tai, ką suvokiame kaip temperatūrą, yra kūnus sudarančių molekulių vibracijos intensyvumo matas. Tačiau kitokio pobūdžio vibracijos, kurios dažnai yra žymiai mažesnio dažnio ir kartu didesnės galios, gali taip pat ir kenkti aplinkos pažinimui ir kelti grėsmę daugeliui žmonijos tikslų – tai žalingi virpesiai, kuriuos reikia kaip nors suvaldyti. Ypatingai žalingi vibracijų

reiškiniai aktualūs technikoje, kur šie virpesiai nuolatos generuojami greitai judančių mechanizmų ir jų komponentų. Greitai judančiuose mechanizmų mazguose, tokiuose kaip įvairių tipų variklių ir transmisijų dalys, generuojamos ciklinės apkrovos, kurios perduodamos į greta esančius mazgus ir ten sukuria vibracijas. Taip iš virpesių šaltinio energija perduodama visiems neapsaugotiems mechanizmų mazgams. Į dinaminį žadinimą skirtingi sistemos komponentai reaguoja ne vienodai. Dideli ir masyvūs mechanizmų blokai generuoja ir perduoda žemų dažnių ir didelės energijos vibracijas, o lengvesni komponentai pasiduoda aukštoms generuojamų virpesių modoms (Casadey 2013), (Hosseinabady 2014). Nors žemų dažnių virpesiai perduoda daugiau energijos, jie nėra tokie pavojingi, nes yra sąlyginai nesudėtingai filtruojami ir negali sužadinti aukštų dažnių vibracijų lengvuose mechanizmų elementuose. Kita vertus aukšto dažnio vibracijos moderniuose didelio standumo ir mažo svorio robotiniuose mechanizmuose gali ne tik gadinti visos sistemos prietaisus veikdami juos savo dažnio apkrovomis, bet kartu ir sužadinti masyviųjų komponentų rezonansinių žemesniųjų modų virpesius (Hosseinabady 2014). Svarbu suvokti, kad nėra įmanoma visiškai išvengti mechanizmų vibracijų ir neigiamų jų pasekmių, tačiau labai daug pastangų dedama stengiantis kaip įmanoma sumažinti pavojingų vibroakustinių ir vibracinių pramoninių robototechninių sistemų vibracijas pavojinguose jų dažnių diapazonuose. Tam, kad šis tikslas būtų pasiektas, sugalvota nemažai skirtingų metodų, turinčių skirtingų privalumų ir trūkumų. Visų pirma, virpesių slopinimo metodai gali būti skirstomi į pasyviuosius ir aktyviuosius (Preumont 2011).

Klasikiniais galima būtų pavadinti tris plačiausiai taikomus pasyviojo vibracijų slopinimo metodus: sistemos standumo didinimą; sistemos slopinimo didinimą ir sistemos komponentų izoliavimą.

1. Sistemos standumo didinimas leidžia „pastumti“ visos sistemos rezonansinius dažnius „toliau: į aukštesnių dažnių sritį negu yra dažniai, kuriais sistema žadinama (Preumont 2011). Kadangi konstrukciją veikiantys virpesiai negali sužadinti aukštesniųjų harmonikų, negu tos, kurių dažnis yra ne didesnis už pačių žadinančiųjų vibracijų dažnį, standumo didinimas leidžia visai pašalinti rezonansinius dažnius iš galimų dažnių juostos, arba bent jau sumažinti šių dažnių kiekį. Sistemos standumo padidėjimas gali būti pasiektas mažinant komponentų masę, naudojant specialios formos ir konstrukcijos medžiagas. Metodas yra efektyvus kai žadinančiųjų virpesių spektras yra sąlyginai žemų dažnių juostoje ir yra neveiksmingas sistemą žadinant itin aukštais dažniais.

2. Sistemos slopinimo savybių didinimas nepakeičia rezonansinių dažnių kiekio veikiančių vibracijų dažnių juostoje, tačiau padeda sumažinti jų amplitudžių dydžius padidinant išsklaidomos energijos kiekį. Dažniausiai elementų slopinimo savybių didinimas pasiekiamas naudojant skystinius, sūkurinių srovių ar kitokius panašiu principu veikiančius slopintuvus, kurie

iš esmės didina sistemos komponentų atstojamąją masę (Preumont 2011). Metodas efektyvus dažnių juostos, kuriai buvo paskaičiuotas slopintuvas ribose. Slopinant itin žemo arba labai aukšto dažnio virpesius slopinimo sistemos savybės sparčiai prastėja ir peržengus kritinius dažnius nebebūna skirtumo tarp sistemos su slopintuvu ir sistemos be slopintuvo atsakų į dinaminį žadinimą.

3. Sistemos izoliavimas yra vienas iš veiksmingiausių pasyvaus jautriųjų komponentų vibracijų slopinimo metodų. Jis paremtas tuo, kad nesudaroma galimybė virpesius žadinančiai energijai patekti iš vibracijų šaltinio į saugomą objektą (Preumont 2011). Pagrindinis šio metodo trūkumas – itin sudėtinga realizacija. Ypač aviaciniuose robototechniniuose įrenginiuose, kuriuose viskas neišvengiamai montuojama tame pačiame korpuse, kuris vienaip ar kitaip vis tiek visuomet yra laidus vibracijų energijai.

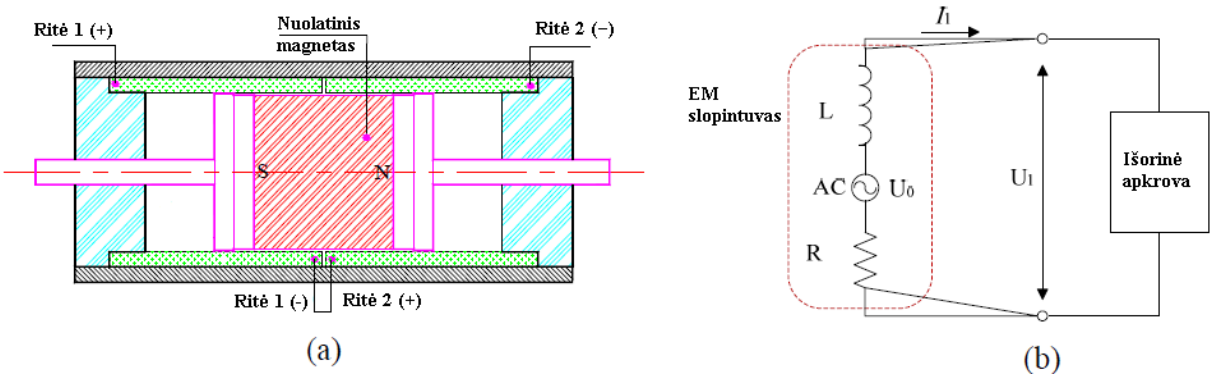
Vienas iš plačiai tiriamų ir vis dažniau panaudojamų kovos su nepageidaujamais vibroaktyvumo reiškiniais būdų šiuolaikinėje technikoje yra specialiai tam sukurtų išmaniųjų medžiagų įterpimas į veikiančių sistemų konstrukcijas. Vibracijas žadinantys arba jas perduodantys konstrukciniai elementai gaminami iš aukštųjų technologijų medžiagų (pavyzdžiui iš specialaus nanopluošto vamzdelių (Skandi 2012), kurios veikiamos būdingų dažnių vibracijų savo vidinę struktūrą pakeičia taip, kad virpesių poveikis konstrukcijai taptų kuo mažesnis. Taip pat mokslo laboratorijose kuriamos medžiagos, kuriose galima sukurti „akustines juodąsias skyles“, kurios visos sistemos vibracijas sugeria panašiai kaip kosminės juodosios skylės sugeria šviesą (O‘Boy 2010). Nors pasižymi įspūdingu efektyvumu, šie metodai yra brangūs ir sudėtingai realizuojami pramoninėmis sąlygomis, todėl sunkiai pritaikomi kasdienėje vibracijų neigiamo poveikio šalinimo veikloje.

Visi aprašyti pasyvūs vibracijų mažinimo metodai turi skirtingus privalumus ir trūkumus. Dažniausiai realiose sistemose naudojamas ne vienas konkretus metodas, o kelių arba visų jų derinys taip išnaudojant gerąsias kiekvieno metodo puses ir sumažinant jų trūkumų pasireiškimą. Dėl šios priežasties itin jautrūs elementai pramoninėse įrenginiuose dažnai saugomi vibroapsauginėmis sistemomis, kurios turi du arba daugiau skirtingų dinaminių charakteristikų sluoksnius, kurie pašalina vienas kito trūkumus.

Aktyvūs vibracijų mažinimo metodai, gerokai patobulėjus elektronikos ir signalų apdorojimo procesų technologijoms, tampa vis patrauklesnė alternatyva klasikiniam virpesių slopinimui pasyviaisiais metodais. Aktyviosios elektromechaninės kompiuterinėmis sistemomis valdomos atsakomosios sistemos gali reaguoti į vis aukštesnių dažnių žadinimą ir tai atlikti vis patikimiau. Taip pat dėl galimybės keisti savo dinamines charakteristikas priklausomai nuo poreikio ir virpesius keliančio įėjimo signalo pobūdžio, aktyviai veikiančios mechaninių virpesių slopinimo sistemos leidžia įrenginiams nepatekti į rezonansinio žadinimo atvejus visame

virpesių diapazone paprasčiausiai „pastumiant“ sistemos rezonansinius dažnius, jei žadinimo dažnis tampa per daug artimas saviesiems visos sistemos virpesių dažnumams. Skirtingi plačiai tyrinėjami ir aktyviai taikomi aktyviojo virpesių slopinimo sistemose metodai turi ir kitų svarbių pranašumų prieš pasyvaus slopinimo sistemas.

Vienas iš aktyvaus vibracijų mažinimo metodų yra Honkongo politechnikos universitete tyrinėtas linijinių elektromagnetinių slopintuvų panaudojimas virpesiams mažinti. Metodo esmė yra ta, kad vibracijos mažinamos virpesių energiją paverčiant iš pradžių elektromagnetinio lauko galia, o vėliau ir elektros energija (Zhu 2012). Vienas iš aprašomos sistemos variantų pateiktas 5 paveiksle. Paveikslo (a) dalyje parodyta tipinė elektromagnetinio slopintuvo konfigūracija, o (b) dalyje pateiktas supaprastintas elektrinis slopintuvo sistemos modelis.

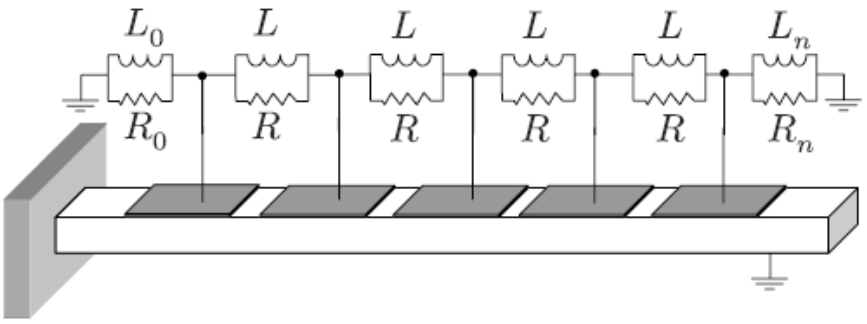


5 pav. Elektromagnetinio slopintuvo konstrukcija (a) ir supaprastintas elektrinis modelis (b) (Zhu 2012)

Korpuse, prie kurio tvirtinamas virpesių šaltinis, nejudamai sumontuota indukcinė ritė (arba indukcinių ričių grupė) ir viena ašimi galintis judėti nuolatinis magnetas. Kai išorinė apkrova žadina sistemos virpesius, nuolatinio virpesių slopintuvo magneto poslinkiai pagrindinio korpuso atžvilgiu dėl indukcijos reiškinio sukeliamų jėgų priverčia kisti indukcinių ričių apvijas veriančio magnetinio lauko dydį. Šis kintantis magnetinis laukas sukuria elektrovaros jėgas ričių apvijose, o šios savo ruožtu atsakomąjį magnetinį lauką, kuris priešinasi nuolatinio magneto, o kartu ir visos virpančios sistemos judėjimui. Teisingai parinkus elektromagnetinio virpesių slopintuvo elementų charakteristikas, gaunama dinamiškai labai stabili sistema, efektyviai sklaidanti virpesių energiją (Zhu 2012). Išskirtinė elektromagnetinių virpesių slopintuvų savybė – mechaninė virpesių energija nėra iššvaistoma be naudos. Mažinant vibracijas sukuriama elektros energija gali būti panaudota naudingai – pavyzdžiui maitinant virpančiosios sistemos jutiklius ar valdiklius arba gražinant energiją į įrenginio akumuliatorius. Taip pat, naudojant elektromagnetinius slopintuvus, visos sistemos standumą, o kartu ir jos atsaką į dinaminį žadinimą, galima keisti ir mikroprocesorinių valdiklių kontroliuojamais elektriniais impulsais

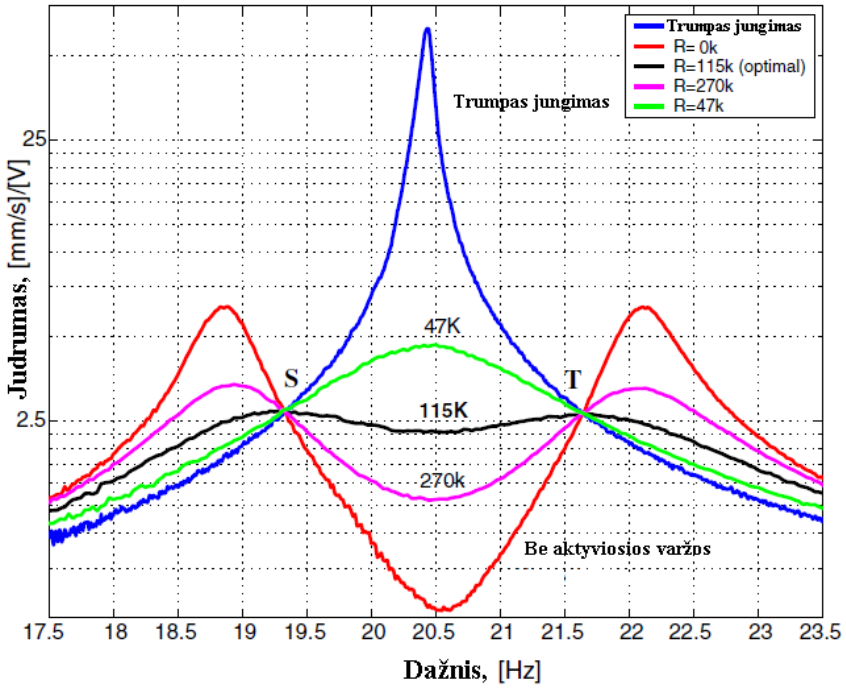
aktyviai žadinant atsakomuosius virpesius slopintuvo korpuse. Kartu su specializuota virpesių matavimo ir analizavimo įranga, elektromagnetiniai vibracijų slopintuvai yra galingas įrankis aktyviam nedidelės masės objektų virpesių slopinimui realizuoti ir puikus „žalios“ energijos šaltinis masyvių virpančių konstrukcijų elektroninei įrangai (Zhu 2012).

Kitas plačiai taikomas ir tyrinėjamas aktyvaus vibracijų mažinimo metodas yra virpesių slopinimas naudojant pjezoelektrinius keitiklius. Šie keitikliai dažniausiai sujungiami į pasyvią elektros grandinę (6 pav.).



6 pav. Virpesių slopinimo, naudojant pjezoelektrinius keitiklius, schema (Dell‘Isola 2004)

Visame konstrukcijos, kurios virpesius norima slopinti, paviršiaus plote išilgai virpesių sukeliamų deformacijų krypčiai sumontuojami pjezoelektriniai keitikliai, kurie tarpusavyje sujungiami į bendrą, nepriklausomą, pasyvią elektros grandinę. Virpesiai sistemoje slopinami šuntuojant keitiklius pastovaus arba kintančio dydžio varžomis (didinant sistemos impedansą), jei norima slopinti virpesius plačioje dažnių juostoje – pavyzdžiui baltojo triukšmo atveju. Pagrindinis taip veikiančios sistemos trūkumas – slopinimas vyksta plačioje dažnių juostoje, tačiau išsklaidomos energijos kiekis nėra didelis. Kitas to paties metodo taikymo pavyzdys – pjezoelektrinių keitiklių šuntavimas lygiagrečiu aktyviosios ir induktyviosios varžų šuntu (Dell‘Isola 2004). Tokiose sistemose „R||L“ grandyno dinamines charakteristikas galima suderinti taip, kad savasis viso vibracijų slopinimo grandyno virpesių dažnis būtų toks pat, kaip ir mechaninės sistemos virpesių dažnis. Naudojant šį metodą gaunama labai aukštų charakteristikų virpesių slopinimo sistema (7 pav.) (Dell‘Isola 2004).



7 pav. Pjezoelektrinės virpesių slopinimo sistemos su „R||L“ grandynu tyrimo eksperimentinės dalies rezultatai (Dell‘Isola 2004)

Septintame paveiksle pavaizduotas dell‘Isolos darbe tirtos pjezoelektrinės virpesių sistemos slopinimo charakteristikų tyrimo rezultatų grafikas. Jame atsispindi tos pačios slopinamos sistemos judrumas siaurame dažnių diapazone apie pirmąją virpesių modą parinkus skirtingas aktyviosios-induktyviosios slopinimo grandinės aktyviosios varžos reikšmes. Kaip matyti iš grafinės medžiagos, trumpojo jungimo atveju – kai pjezoelektrinė vibracijų slopinimo sistema neaktyvi – mechaninėje sistemoje matomas ryškus rezonanso reiškinys. Didinant sistemos grandyno varžą, rezonansinio dažnio amplitudė mažėja. Eksperimento metu grandinėje įjungus 47 kΩ varžą, rezonansinė poslinkių amplitudė sumažėjo dvigubai. Parinkus tinkamą varžos dydį – eksperimento atveju 115 kΩ – pasiekiamas optimalus virpesių slopinimas nes elektrinės grandinės savųjų virpesių dažnis sutampa su mechaninės sistemos vibracijų dažniu. Dar labiau didinant aktyviąją varžą, slopinimo ir mechaninių virpesių kontūrai vėl išsiderina ir sistemoje atsiranda nauji rezonansiniai dažniai, kuriuose visos sistemos virpesių amplitudės pasiekia aukštas reikšmes.

2. VIRPESIŲ ANALIZĖS METODAI

Eksperimentinė virpesių analizė buvo pradėta plačiai taikyti dar XX a. viduryje, vystantis aviacijai. Labiausiai šio metodo vystymąsi tuomet skatino pavojingas flaterio reiškinys ir galimybė jį tirti. Tuo laiku buvo naudojama sąlyginai prastos kokybės analoginė technika, patys tyrimai trukdavo ilgai, o matavimų neapibrėžtys buvo didelės ir todėl matavimo technika nelabai tenkino tyrėjų reikalavimus. Virpesių, kaip dinaminio reiškinio, tyrimų rezultatus apdoroti tuo metu buvo itin sudėtinga. Iki septintojo dešimtmečio vidurio jie buvo apdorojami specializuota analogine elektronine aparatūra, o jos galimybės buvo stipriai ribotos (Bručas 2012). Spartus kompiuterinės skaičiavimo technikos tobulėjimas ir vis jautresnės bei pigesnės vibracijų matavimo technikos atsiradimas lėmė, kad šiuo metu sąlyginai paprasti ir greiti virpesių tyrimai yra vienas iš pagrindinių metodų tirti dinaminius reiškinius aktyviose mechaninėse sistemose (Eshleman 1999). Šiame darbe dinaminiai tiriamos sistemos reiškiniai tiriami naudojant laboratorinę vibracijų matavimo įrangą, kurią valdyti ir gautus duomenis apdoroti galima naudojant asmeninį kompiuterį.

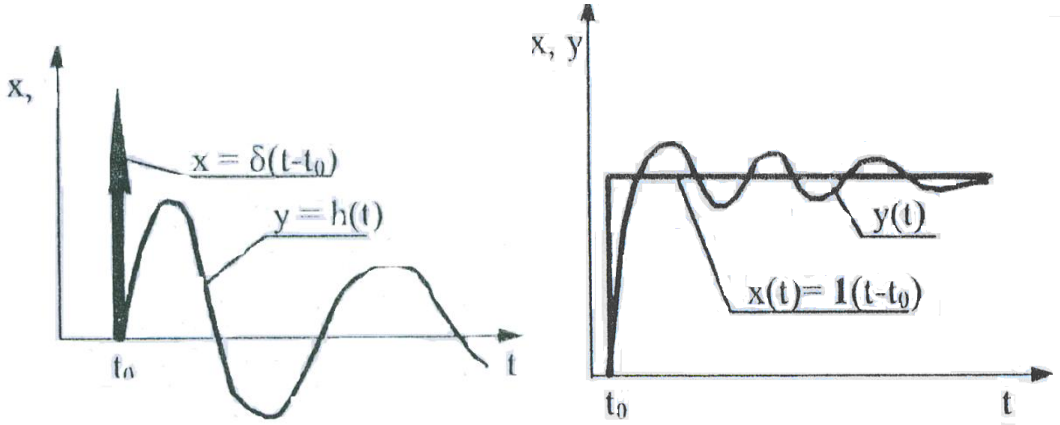
Tiriant sistemų virpesių savybes, labai reikšminga yra Fourier transformacija, kurią pritaikę iš užfiksuoto laikinio signalo gauname to signalo spektrinio tankio funkciją, kuri išsamiau apibūdina signalo savybes. Šios operacijos dabar atliekamos beveik išskirtinai tik kompiuterinėmis sistemomis, todėl praktikoje dažniausiai taikomi šios transformacijos diskretiniai algoritmai. Didelis šuolis buvo padarytas sukūrus greitosios Fourier transformacijos algoritmą (FFT), kuris leidžia, naudojantis skaitmeninės mikroelektronikos skaičiavimo galimybėmis, signalo spektrą gauti per keletą sekundžių ar net realiu laiku. Eksperimentinei virpesių analizei dabar taikomi kelių mokslų – virpesių teorijos, elektronikos, akustikos, taikomosios matematikos, kitų disciplinų – laimėjimai. Naujoji aparatūra yra kompiuterizuota, todėl didelę reikšmę įgavo specialūs diskretinių signalų apdorojimo algoritmai: greitoji Fourier transformacija, skaitmeniniai filtrai (Boashash 2003), (Bogdevičius 2013). Visi eksperimento metu įrangos užfiksuoti pagreičių duomenys darbe buvo apdorojami naudojant FFT. Realiuoju laiku gauti sistemos vibracijų pagreičių spektrai leido tyrimą atlikti greitai ir išvengiant grubių sisteminių klaidų.

2.1. Dinaminės tiesinių sistemų charakteristikos

Dinaminės sistemos aprašomos diferencialinėmis lygtimis, kurios sudaromos remiantis fizikiniais sistemos veikimo principais. Tačiau dinaminės sistemos išėjimo dydis, skirtingai nuo statinės sistemos, priklauso ne tik nuo pačios sistemos savybių, bet ir nuo įėjimo dydžio kitimo dėsnio. Kad būtų galima palyginti įvairias dinamines sistemas, jų charakteristikos

nustatomos panaudojant tipinius poveikius – tipinius įėjimo dydžio kitimo dėsnius (Augustaitis 2000), (Barauskas 1997). Tokie poveikiai yra:

1. Vietinis šuolis (laipto funkcija (8 paveikslo dešinė dalis).
2. Vietinis impulsas (Diraco funkcija (8 paveikslo kairė dalis).
3. Tolygiai didėjanti („rampos“) funkcija.
4. Harmoninis svyravimas.
5. Atsitiktinis procesas (baltasis, rožinis triukšmas).



8 pav. Dinaminio sistemos atsako į žadinimą vienetiniu impulsu (kairėje) ir vienetiniu šuoliu (dešinėje) pavyzdžiai (Barauskas 1997)

Kai įėjimo dydis *x* kinta kaip vienetinis šuolis, tai, užregistravę išėjimo dydžio *y* kitimo kreivę, gauname dinaminės sistemos pereinamąją charakteristiką (arba šuolio atsako kreivę), pavaizduotą kaip *y* funkciją 8 paveikslo dešinėje. Vienetinė funkcija matematiškai aprašoma formule:

$$l(t-t_0)=\begin{cases}0, kai\ t<t_0\\1, kai\ t\geq t_0\end{cases}.$$

Vienetinio šuolio žadinimo funkcija šiame darbe panaudota dinaminio modelio žadinimui kaip standartinis matematinio paketo „Matlab Simulink“ elementas. Gautas sumodeliuotos sistemos atsakas į vienetinio šuolio žadinimą vaizdžiai parodo sužadintos sistemos elementų padėties pokyčius bėgant laikui ir leidžia stebėti sistemos vibracijų slopimo reiškinius iš kurių vėliau galima nustatyti modelio slopinimo koeficientus.

Vienetinis impulsas (Diraco funkcija) yra bet kokios formos impulso, prasidedančio t_0 momentu, ribinis atvejis, kai impulso amplitudė be galo didėja esant tai pačiai vienetinei impulso energijai:

$$\delta(t-t_0)=\begin{cases}\infty, kai\ t=t_0\\0, kai\ t\neq t_0\end{cases}.$$

Dinaminės sistemos reakcija į vienetinį impulsą x (8 paveikslo kairė dalis) yra vadinama impulsine arba svorine charakteristika. Kadangi Dirako funkcija yra vienetinio šuolio išvestinė, tai ir charakteristika yra pereinamosios charakteristikos išvestinė.

$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t)dt = 1,$

$\delta(t) = \frac{d(1(t))}{dt}.$

Eksperimentinėje darbo dalyje vienetinis smūginis žadinimas buvo panaudotas realios sistemos su skirtingomis vibracijų slopinimo medžiagomis standumo ir slopinimo koeficientų nustatymui (žiūrėti skyrių „Eksperimentinė darbo dalis“).

Žadinimas harmoniniais virpesiais, panaudojant elektrinį nuolatinės srovės variklį buvo panaudotas realios sistemos žadinimui, kai vibracijų pagreitis buvo matuojamas akselerometriniais jutikliais.

3. DARBO PAGRINDIMAS

3.1. Darbo tikslas

Šiame baigiamajame magistro darbe atliktų teorinių ir praktinių tyrimų tikslas buvo nustatyti bepilotės tiesiasparnės skraidančios sistemos valdymo mechanizmo tvirtinimo elemento vibracijų charakteristikas įrenginiui veikiant skirtingais režimais ir nustatyti kokią įtaką šioms charakteristikoms daro skirtingų mechaninių savybių medžiagos, panaudotos tvirtinimo elemento pagrinde. Gauti rezultatai leido nustatyti tinkamiausius įrenginio darbo režimų ir sistemos dinaminių savybių derinius, kurie garantuoja didelį mechatroninės sistemos patikimumą.

3.2. Tiriamieji elementai

Darbo tyrimo objektas – Vilniaus Gedimino technikos universitetui priklausanti bepilotė robotinė skraidyklė (9 pav.) su gale sumontuotu elektriniu 3,5 kW galios kompanijos „T-Motor“ varikliu „AT4130“ (10 pav.). Skraidyklės korpusas ir sparnai pagaminti iš lengvo plastiko, kuris sutvirtintas klijuotos medienos rėmu. 17 colių skersmens ir 11 colių žingsnio dviejų menčių plastikinį sraigtą sukančio elektrinio variklio pagrindinės charakteristikos pateiktos pirmoje lentelėje.



9 pav. Tiriamasis objektas – autonominė robotinė skraidyklė



10 pav. Elektrinis Variklis „T-Motor AT4130“

1 lentelė. Variklio pagrindiniai parametrai

Maitinimo srovė, I (A)	Maksimali srovė (iki 15 s), I_{max} (A)	Darbo be apkrovos srovė, I_0 (A)	Maitinimo įtampa, U (V)	Svoris, m (g)	Maksimali galia (iki 15 s), P_{max} (W)	Maksimali trauka, P (kg)
75	95	0,5	11	387	2800	5,5-6,3

Priekinėje aparato dalyje montuojamas visos sistemos valdymo blokas ir maitinimo elementai (11 pav.). Kadangi skraidantis aparatas pagamintas iš lengvų ir plastiškų medžiagų, o skrydžio metų yra veikiamas didelių apkrovų, atsiranda vibracijos, kurios paveikia visus konstrukcijos elementus. Lėktuvo bandymų metu nustatyta, kad visi pagrindiniai mazgai yra pakankamai patvarūs ir konstrukciniams sistemos elementams vibracijos pavojaus nekelia, tačiau lėktuvo valdymo sistemos elementai yra veikiami apkrovų, kurioms nėra numatyti ir dėl to kyla pavojus skrydžio metu prarasti įrenginio valdymą.



11 pav. Valdymo sistemos montavimo vieta

Tam, kad skrydžio metu lėktuvo kontrolės įtaisus veikiančios vibracijos sumažėtų, tarp aparato korpuso ir plokštės, skirtos valdymo sistemos elementų tvirtinimui, sumontuotas papildomas virpesių slopintuvas – mažo standumo medžiagos sluoksnis, kuris, kaip tikimasi, sumažins valdymo sistemos apkrovas. Esamomis sąlygomis pasirinkti galima vieną iš trijų medžiagų. Tai putplastis (12 paveikslo viršus), kietas porolonas (12 paveikslo vidurys) ir minkštas porolonas (12 paveikslo apačia). Atliekant praktinius ir teorinius eksperimentus su šiomis medžiagomis nustatyta kuris iš galimų variantų yra labiausiai tinkamas naudoti skraidyklės darbo sąlygomis. Polistireninis putplastis yra termoizoliacinė medžiaga, gaminama iš plėtriojo polistireno (EPS), kurį šeštajame dešimtmetyje pirmąkart susintetino Vokietijos

bendrovė „BASF“. Bazinė plėtriojo polistireno medžiaga yra stirolas (*Kauno...* 2015). Kietasis porolonas yra kompanijos „Silent Coat“ gaminama 5 mm storio triukšmo slopinimo medžiaga „Noise Isolator 5“. Ši garso ir temperatūros izoliacinė medžiaga, sukurta naudojant specialią, uždaros struktūros porolono gamybos technologiją. Gamintojas „Silent Coat Noise Isolator 5“ rekomenduoja naudoti automobilio durų, dugno, ratų arkų, stogo ir bagažinės izoliacijai (Lavishop 2015). Minkštojo porolono medžiaga panaudota iš įmonėje „Lono mažmena“ gaminamos 18 kg/m^3 tankio statybinės poroloninės kempinės, kurią gamintojas rekomenduoja naudoti statybos darbams ir buityje (Lonas 2015).



12 pav. Bandomos medžiagos. Putplastis; kietas porolonas; minkštas porolonas

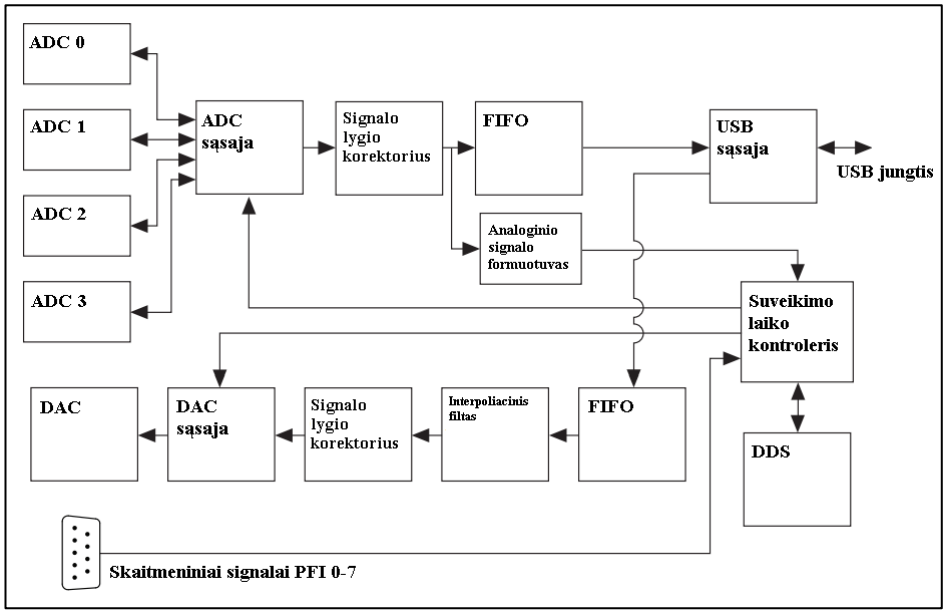
3.3. Eksperimento įranga

Eksperimentinėje tyrimo dalyje autonominio robotinio įrenginio (9 pav.) – tiesiasparnės skraidyklės – valdymo sistemos virpesius slopinančio įrenginio dinaminės charakteristikos tiriamos laboratorinėmis sąlygomis naudojant specializuotą tyrimų įrangą. Norint užtikrinti eksperimento vertingumą ir jo metu gautų rezultatų patikimumą, būtina naudoti tyrimų įrangą, kurios parametrai tenkintų eksperimento reikalavimus. Įranga turi būti tinkamai sukalibruota ir patikrinta, patikimai ir stabiliai veikti visų tiriamųjų virpesių diapazone.

Kompiuteriui pateikiami eksperimento duomenys turi būti teisingai interpretuojami ir išsaugomi. Taip pat, norint užtikrinti eksperimento pakartojamumą, būtina turėti tyrimo metu naudotos įrangos komponentų savybių aprašus, kad esant reikalui, kitiems tyrėjams tikrinant tyrimo duomenis nebūtų jokių nesklandumų.

Akselerometrų eksperimento metu generuojami pagreičių signalai šiame tyrime apdorojami „National Instruments NI 4431“ vibracijų ir akustinių signalų apdorojimo įrenginiu, kuris priima analoginį, fiksuojamam pagreičiui proporcingos įtampos signalą, jį stiprina, filtruoja, konvertuoja į skaitmeninį ir apdoroja taip, kad eksperimento duomenys galėtų būti priimami asmeniniu kompiuteriu ir ten saugomi, bei vėliau apdorojami.

Vibracijų ir akustinių signalų tyrimo įrenginys turi 4 analoginio signalo įvesties kanalus ir vieną analoginio signalo išvesties kanalą, skirta kurti tikslių charakteristikų žadinimo signalui. Prietaisas maitinamas per asmeninio kompiuterio USB jungtį, per kurią taip pat vykdomas ir duomenų apsikeitimas su specialia kompiuteryje įdiegta programine įranga. Taip pat įrenginio priekinėje sienelėje yra šviesos indikacija informuojanti, kad prietaisas yra įjungtas ir kad susijungimas su kompiuteriu yra sėkmingas. 13 paveiksle pavaizduota blokinė vidinių akustinių signalų apdorojimo įrenginio elementų sandara leidžia geriau suprasti tyrimo metu naudojamos įrangos veikimo principus.



13 pav. Blokinė struktūrinė „National Instruments NI 4431“ įrenginio schema (*National...* 2008)

Akselerometro generuojamas analoginis elektrinis signalas patenka į vieną iš keturių „NI 4431“ vibracijų ir akustinių signalų apdorojimo įrenginio įėjimų. Čia kiekvieno įėjimo signalas patenka į atskirą analoginį-skaitmeninį keitiklį (ADC), kur iš analoginio yra pakeičiamas į proporcingą skaitmeninį signalą. Tuomet visi matuojami signalai per analoginio-skaitmeninio signalo keitiklio sąsają, kuri yra valdoma vidinio laiko kontrolerio, patenka į

signalų lygio korektūros bloką, iš kurio per duomenų kaupimo registrą (FIFO) ir USB sąsają nukeliauja į asmeniniame kompiuteryje esančią programinę įrangą, skirta skaitmeniniam gautų duomenų apdorojimui. Vidinį laiko kontrolerį valdo signalų apdorojimo įrenginio mikrovaldiklis, kuris taip pat per lygiagrečiąją jungti keičiasi duomenimis su asmeniniame kompiuteryje esančia programine įranga ir kontroliuoja analoginio-skaitmeninio signalo bei skaitmeninio-analoginio signalo keitiklių darbo režimus. Įrenginio analoginio signalo išėjimo signalus per USB sąsają, antrąjį duomenų kaupimo registrą (FIFO), interferencinių filtrų bloką, antrąjį signalo lygio korektorių ir skaitmeninio-analoginio signalo sąsają, bei skaitmeninį-analoginį keitiklį gali formuoti ta pati asmeniniame kompiuteryje įdiegta programinė įranga. Formuojamas signalas gali būti panaudotas kuriant tiesioginį kontroliuojamą vibracijų žadinimą tiriamame objekte.

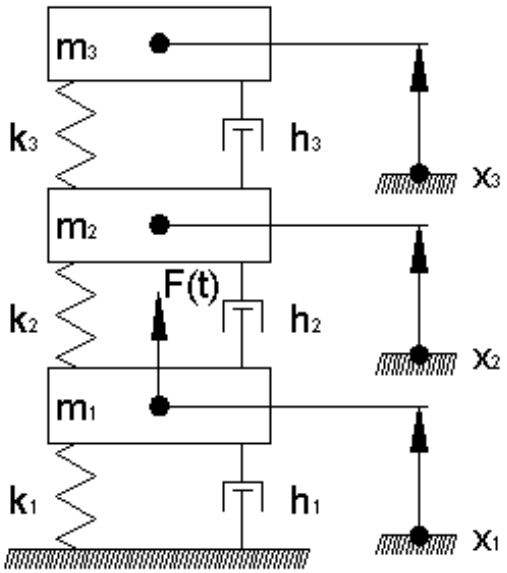
3.4. Darbo metodika

Ant tiriamosios skraidyklės valdymo sistemos tvirtinimo mechanizmo, valdymo bloko vietoje sumontavus akselerometrą (kaip parodyta 11 paveiksle), trumu smūginiu žadinimo impulsu visas įrenginio korpusas išvedamas iš pusiausvyros padėties ir laboratorine įranga matuojami laisvieji sistemos svyravimai. Gauti duomenys panaudojami integraliems atstojamiesiems dinaminiams sistemos koeficientams gauti, darant prielaidą, kad visas įrenginys yra vieno laisvės laipsnio sistema. Apskaičiuoti teoriniai dinaminiai koeficientai panaudojami matematiniame mechanizmo dinaminiame modelyje modeliuojant sistemos amplitudinę dažninę charakteristiką. Šio darbo rezultatas – Bode diagrama. Tuomet reali sistema žadinama skirtingais galios režimais veikiančia traukos sistema, o valdymo sistemos vibracijos visais atvejais matuojamos tuo pačiu ant tvirtinimo įtaiso sumontuotu akselerometru. Visi šie veiksmai atliekami kai valdymo įtaiso tvirtinimo elementas prie skraidyklės korpuso montuojamas po laikiklio pagrindu padėjus vieną iš trijų skirtingas mechanines savybes turinių medžiagų ir kai tvirtinimo elementas montuojamas tiesiai prie lėktuvo korpuso be jokio papildomo vibracijas slopinančio elemento. Gautų teorinių ir praktinių vibracijų charakteristikų duomenų visuma leidžia daryti išvadas apie optimalius medžiagų ir sistemos darbo režimų derinius.

4. TEORINIS TYRIMAS

4.1. Struktūrinis sistemos modelis

Tiriamo autonominio robotinio įrenginio struktūra suprojektuota taip, kad mechanizmo galios elemento – variklio – keliami virpesiai lėktuvo valdymo sistemą pasiekia per papildomai montuojamą vibracijų slopinimo mechanizmą iki jo sklisdami įrenginio korpusu. Mechanines valdymo sistemos vibracijas slopintuvas mažina per didelį slopinimo ir mažą standumo koeficientus turinčios medžiagos (porolonas, putplastis ar kita) sluoksnį, kuris pasižymi geromis virpesių slopinimo savybėmis žemo dažnio virpesių diapazone (šiuo atveju bent iki maždaug 2500 Hz dažnio ribos). Ant šios medžiagos tvirtinamas vidinis virpesių slopintuvo korpusas, o ant jo montuojama mikroprocesorinė orlaivio valdymo įranga taip, kad joks jos elementas neturėtų tiesioginio kontakto su skraidyklės išoriniu korpusu. Kadangi tyrimo metu naudosimi akselerometrai veikia tik vienos ašies kryptimi, originalią skraidyklės schemą su paruoštu sistemos valdymo bloko virpesių slopintuvu (skraidyklė parodyta 9 paveiksle) galima vaizduoti kaip 3-jų atskirų laisvės laipsnių sistemą (14 pav.):

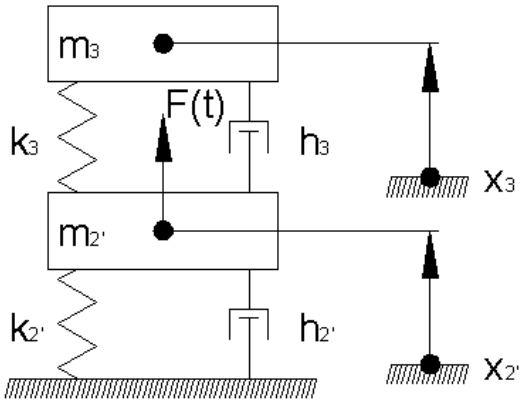


14 pav. Struktūrinis trijų laisvės laipsnių lėktuvo modelis

Veikiant lėktuvo traukos sistemai dėl įvairių priežasčių, tokių kaip elektrinio variklio komutacija, sistemos neašiškumai ir galios sraigto neišvertumas, atsiranda jėgos (F) žadinančios traukos sistemos vibracijas. Be abejo veikianti įrenginio galios sistema, kaip ir visi įrenginiai, turi konkrečią masę, elementų standumą bei tamprumą, kurie 14 paveiksle pavaizduoti simboliais $m_1;\ k_1;\ h_1$. Tvirtinimo elementai traukos bloko dinaminių savybių pakoreguotą žadinimo energiją (virpesius) perduota lėktuvo korpusui, kuris vėl gi dėl atitinkamų savo mechaninių charakteristikų – masės m_2; standumo k_2 ir tamprumo h_2 formuoja savo dinaminį

atsaką į žadinimą. Galiausiai valdymo sistemos elementus, kurių virpesių charakteristikos ir yra svarbiausios šio darbo rezultatams, veikia vibracijos, kurias iš korpuso į valdymo sistemos tvirtinimo plokštę perduoda virpesių slopintuvas, kurio dinaminės charakteristikos 14 pav. pažymėtos atitinkamai simboliais m_3; k_3 ir h_3. Teoriškai dinaminių reiškinių, vykstančių valdymo sistemos elementuose charakteristikas galima apskaičiuoti matematiniais metodais, jei žinoma pradinės žadinimo jėgos funkcija ir visų aprašytų elementų paminėti koeficientai, tačiau praktiškai, dėl sudėtingos įrenginio konstrukcijos, koeficientų paieškos būtų per sudėtingas procesas, o rezultatuose būtų labai daug tyrimui neaktualios informacijos, todėl tikslinga supaprastinti atstojamąją įrenginio struktūrinę schemą.

Pirmiausia, atkreipus dėmesį į tai, kad lėktuvo korpuso ir jo traukos sistemos tarpusavio sąveikos ypatybių nustatymas neduoda jokios naudingos informacijos ir niekaip nepadeda pasiekti darbo tikslų, galima supaprastinti visos sistemos schemą traukos įrenginį ir lėktuvo korpusą interpretuojant kaip vieno laisvės laipsnio sistemą su atitinkamais atstojamaisiais dinaminiais koeficientais (kaip pavaizduota 15 paveiksle).

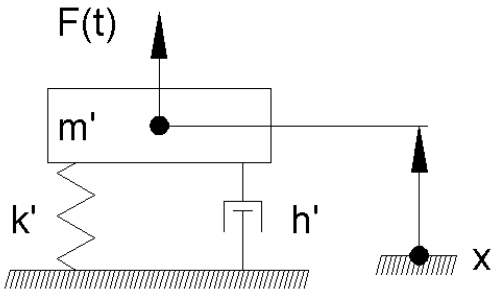


15 pav. Struktūrinis dviejų laisvės laipsnių sistemos modelis

Atlikus tokius pakeitimus, teorinio eksperimento metu nebereikia aiškintis kiekvieno sistemos elemento dinaminių charakteristikų koeficientus. Aktualūs išlieka tik sistemos įėjimo (žadinimo jėgos F) ir virpesių slopintuvui perduodamų virpesių reikšmės, o vidinių traukos įrenginio ir korpuso elementų sąveikos tampa neaktualios. Kad dėl tokio uždavinio supaprastinimo neatsirastų paklaidų rezultatuose, vietoj dinaminių traukos sistemos ir lėktuvo fiuzeliažo koeficientų m_1; k_1; h_1; m_2; k_2; h_2 turi būti panaudoti atstojamieji koeficientai, kurie 10 paveiksle esančioje diagramoje pažymėti kaip $m_{2'}$; $k_{2'}$ ir $h_{2'}$. Papildomo slopintuvo koeficientai naudojant tokį matematinį modelį išlieka nepakitę. Aprašoma schema palengvina modeliavimo uždavinį, tačiau norint nustatyti atskirus slopintuvo ir jungtinės skraidyklės korpuso ir variklio sistemos dinaminius koeficientus reikalinga papildoma laboratorinė tiriamoji

įranga, arba sudėtingas matematinis visos sistemos modelis. Užduotis išlieka sunkiai įveikiama naudojantis tyrimo metu turimais įrankiais.

Antruoju etapu, norint maksimaliai supaprastinti teorinės eksperimento dalies uždavinį, jau kartą redukuotą atstojamąją skraidyklės dinaminio modelio schemą galima dar labiau suprimityvinti iki vieno laisvės laipsnio sistemos modelio, turinčio tris atstojamuosius dinaminius koeficientus, kaip parodyta 16 paveiksle:



16 pav. Struktūrinis vieno laisvės laipsnio sistemos dinaminis modelis

Čia, panašiai kaip ir kituose aprašytuose struktūriniuose dinaminiuose modeliuose, redukuota visos sistemos masė žymima simboliu m', redukuotas sistemos standumo koeficientas žymimas simboliu k', o redukuotas visos sistemos slopinimo koeficientas žymimas h'. Simbolis F kaip ir kitais atvejais žymi išorinę vibracijas žadinančią jėgą, kurios funkcija šiuo atveju nėra žinoma, tačiau gali būti įvertinta akselerometrais įrenginio traukos sistemos zonoje. Naudojant šitaip supaprastintą schemą, neatsižvelgiama į jokias įrenginio elementų tarpusavio sąveikos ypatybes vibracijų sklidimo kelyje. Reikalinga informacija apsiriboja tik žadinimo jėgos, veikiančios visą sistemą jos darbo metu, ir valdymo sistemos tvirtinimo plokštės vibracijų matavimu. Teoriškai redukuotuosius sistemos dinaminius koeficientus rasti sunkiau negu realiuosius, nes jie nėra tikri, tačiau eksperimentiškai akselerometrais pamatavus sistemos išėjimo (valdymo bloko) vibracijas, paveikus visą sistemą trumpu impulsu (smūgiu), gaunama pakankamai informacijos redukuotiems koeficientams apskaičiuoti ir matematiškai sumodeliuoti apytikrį bendrą visos sistemos dinaminį atsaką į žadinimą, leidžiantį numatyti, kokių rezultatų galima tikėtis eksperimento metu ir jiems tinkamai pasiruošti (parinkti tinkamą įrangą, pastebėti grubias matavimo klaidas ir kt.).

4.2. Dinaminis sistemos modelis

Dinaminis sistemos modelis daugeliu atvejų leidžia matematiškai aprašyti dinamiškai aktyvios sistemos darbo metu vykstančius procesus ir nustatyti tos sistemos svarbiausiųjų komponentų charakteristikų daromą įtaką bendram sistemos darbui. Taip pat teisingai naudojant dinaminį modelį galima parinkti optimalias visų sistemą sudarančių komponentų dinamines

charakteristikas, kurios leistų pasiekti norimą sistemos sąveiką su dinamiškai aktyvia aplinka. Vieno laisvės laipsnio sistemos dinaminio modelio sudarymas naudojant kompiuterinius matematinius paketus yra sąlyginai paprasta užduotis. Bendroji diferencialinė sistemos lygtis tiesiaeigio judesio atveju (eksperimento judesiai laikomi tiesiaeigiais, nes akselerometrais vibracijų pagreičiai matuojami tik viena kryptimi) 16 paveiksle pavaizduotą dinaminę schemą atitinkančioje konstrukcijoje gali būti aprašyta tokia forma:

$$m'\ddot{x} + h'\dot{x} + k'x = F, \quad (1)$$

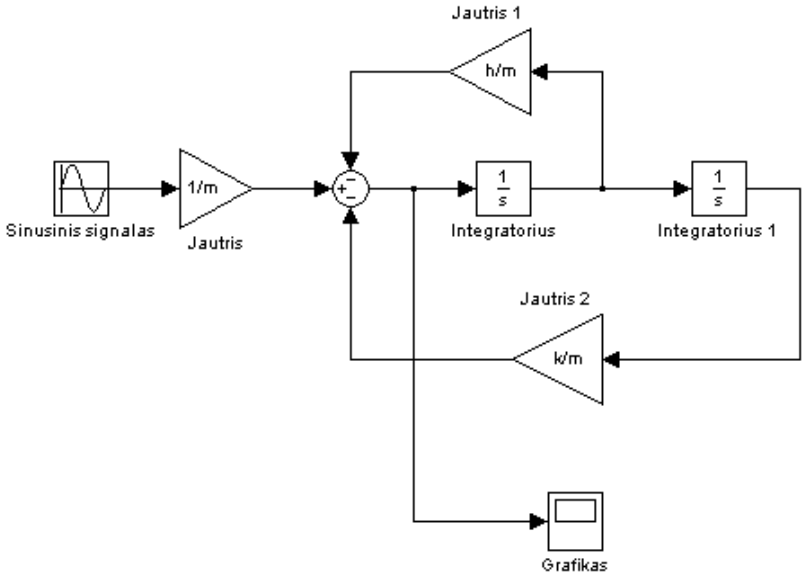
Čia: $\ddot{x}$ - pagreitis; $\dot{x}$ - greitis; x - koordinatė.

Operatorinė sistemos perdavimo funkcija tokiu atveju gali būti aprašyta tokiu pavidalu:

$$G_s = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{(1/m)}{s^2 + \frac{h}{m}s + \frac{k}{m}}, \quad (2)$$

Čia: s – Laplaso integratorius; $X_{(s)}$ - įėjimo signalo funkcija; $F_{(s)}$ - išėjimo signalo funkcija.

Pagal suformuotą operatorinę vieno laisvės laipsnio sistemos funkciją, programinio paketo „Matlab“ posistemėje „Simulink“ naudojant iš anksto paruoštus skaičiavimo funkcijų blokus galima suformuoti dinaminį skaičiuojamąjį sistemos modelį. Darbo metu buvo sukurtas ir skaičiavimuose naudotas dinaminis modelis, kurio grafinė išraiška parodyta 17 paveiksle.



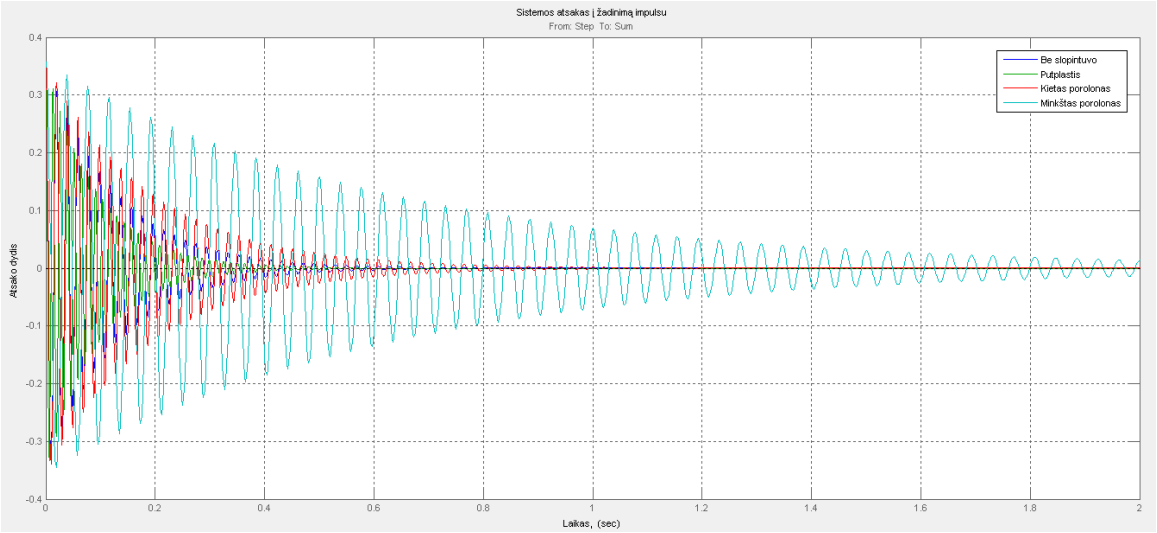
17 pav. Dinaminis sistemos modelis

Dinaminiame tiriamos sistemos modelyje elementai ir jų skaitinės vertės turi būti parinkti taip, kad į realios sistemos žadinimo signalo energiją atitinkantį signalą dinaminis sistemos modelis reaguotų tokiomis pačiomis charakteristikomis, kokios susidaro ir realiame objekte. Sinusinio signalo generatorius modelyje imituoja lėktuvo traukos sistemos per fiuzeliažą virpesių slopintuvui perduodamą dinaminį žadinimą, kuris dėl sukamųjų variklio judesių fiksavimo vienoje koordinatinėje plokštumoje turi atitikti sinusinio signalo dėsnį. Pirmasis

elementas signalo kelyje – „Jautris“ – redukuotosios mechanizmo masės įtaką dinaminiam sistemos atsakui. Du tolimesniame signalo kelyje „padėti“ Laplaso integratoriai („Integratorius“ Ir „Integratorius 1“ integruoja į juos patenkantį signalą ir taip leidžia sistemos modelyje operuoti pagreičio, greičio ir poslinkio charakteristikomis Elementai „Jautris 1“ ir „Jautris 2“ imituoja atitinkamai sistemos slopinimo charakteristikų ir standumo charakteristikų įtaką dinaminiam sistemos atsakui į žadinimą. Sumavimo blokas (apskritimas be atskiro pavadinimo) leidžia dinaminiame modelyje apdorotus signalus sumuoti taip, kad jų tarpusavio sąveika būtų suformuota taip, kaip ir realioje sistemoje. Elementas pavadintas „Grafikas“ leidžia modeliavimo rezultatus pavaizduoti grafiniu pavidalu - diagrama. Šiuo atveju elementas „prilipdytas“ prie dinaminio modelio šakos, kurios signalas imituoja pagreičio reiškinius realioje sistemoje, nes eksperimento metu akselerometrais fiksuojama būtent tai.

4.3. Teorinės tyrimo dalies rezultatai

Suformavus kompiuterinį dinaminį tiriamos robotinės sistemos modelį ir atlikus pirminius praktinių įrenginio vibracijų etapus, apytikriai buvo apskaičiuoti ir redukuotieji dinaminiai skraidyklės koeficientai kai sistemoje sumontuota kiekviena iš trijų naudojamų papildomai virpesius slopinančių medžiagų ir kai sistema sumontuota be papildomo slopintuvo. Skaičiuojama buvo padarius prielaidą, kad visas įrenginys yra vieno laisvės laipsnio sistema. Gautos atstojamųjų koeficientų reikšmės pateiktos kitame skyriuje antroje lentelėje. Suvedus koeficientų reikšmes į atitinkamus suformuoto dinaminio modelio blokus ir sumodeliavus gautų sistemų dinaminius atsakus į impulsinį žadinimą gauti rezultatai, kurie pateikiami 18 paveiksle.

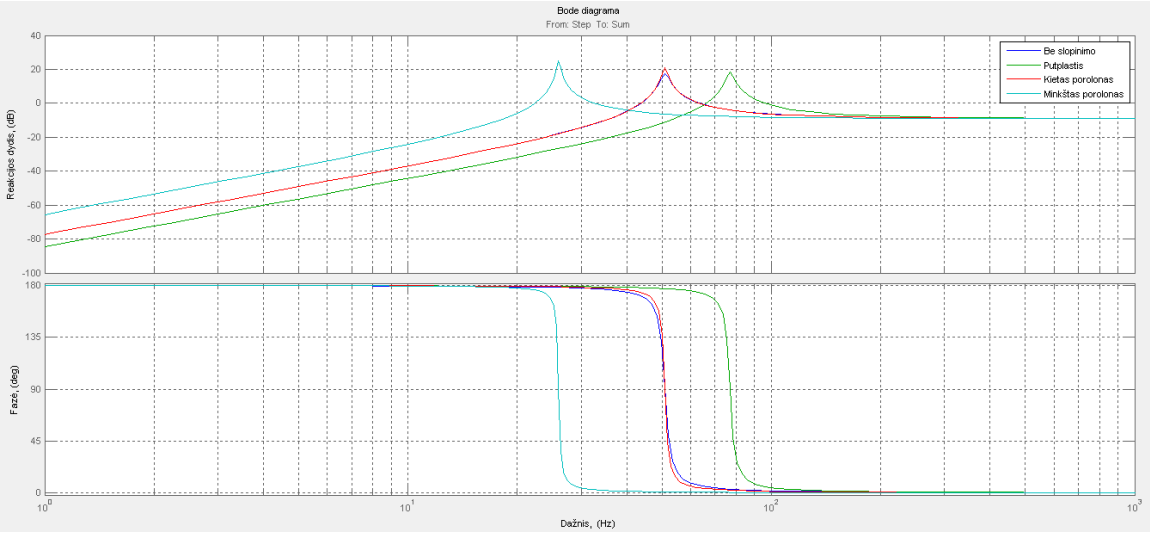


18 pav. Sistemų modelių atsakai į žadinimą impulsu

Amplitudės-laiko skalėje matosi, kad mažiausią vibracijų maksimumą pasiekia sistema, kurioje sumontuota putplasčio juostelė. Taip pat sistemoje su putplasčiu virpesiai ir

nuslopsta greičiausiai iš visų variantų. Sistemose be papildomo virpesių slopinimo elemento ir su papildomu slopintuvu iš kieto porolono maksimalios dinaminio atsako į impulsinį žadinimą vertės yra vienodos ir 0,4 sąlyginio vieneto (12 %) didesnės nei sistemoje su putplasčio slopintuvu. Sistemoje be papildomo slopintuvo vibracijos slopsta greičiau nei sistemoje su kieto porolono sluoksniu. Virpesiai sistemoje be slopintuvo nusistovi 0,3 sekundės anksčiau nei sistemoje su kietu porolonu. Didžiausias dinaminio atsako į smūginį žadinimą maksimumas pasiekiamas sistemoje su papildomu minkšto porolono sluoksniu tarp lėktuvo korpuso ir akselerometrų. Šioje sistemoje vibracijų pikas konfigūracijos su putplasčiu virpesių maksimumą viršija 0,5 sąlyginio vieneto (16 %). Taip pat minkšto porolono slopintuvas dinaminiame modelyje vibracijų slopinimą sumažina tiek, kad virpesiai tokioje sistemoje nenusistovi net iki rezultatus rodančio grafiko laiko ašies pabaigos. Tokie modeliavimo rezultatai reiškia, kad lyginant su originalia skraidyklės konstrukcija be papildomų vibracijų slopinimo elementų, papildomas kieto porolono sluoksnis teoriškai padidina konstrukcijos standumą ir slopinimą. Putplasčio sluoksnis reikšmingai nepakeičia konstrukcijos standumo koeficiento, tačiau sumažina slopinamąsias jos savybes. Minkšto porolono sluoksnis teoriškai turi sumažinti ir skraidyklės korpuso standumą ir slopinimą. Sumodeliuotas laisvųjų slopstančių sistemų vibracijų grafikas laiko ašyje nesuteikia aiškios naudingos informacijos apie sistemų tinkamumą virpesių slopinimui įvairiuose dažnių intervaluose, tačiau tinka apskaičiuotų atstojamųjų dinaminių koeficientų įvertinimui. Gautų (ir 18 paveiksle pavaizduotų) grafikų formos ir sąlyginiai dydžiai iš esmės sutampa su realiose sistemose gautų (24–25 paveiksluose pavaizduotų) grafikų charakteristikomis, todėl galima daryti išvadą, kad parinktieji koeficientai yra teisingi.

Patvirtinus antroje lentelėje pateiktų teorinių atstojamųjų dinaminių sistemos koeficientų teisingumą ir kartu iš dalies įsitikinus sudaryto dinaminio sistemos modelio teisingumu „Simulink“ programinėje aplinkoje sumodeliuojami to paties dinaminio modelio su atitinkamais koeficientas atsakų į dinaminį žadinimą įvairiais dažniais diagramos amplitudės ir fazinio kampo sistemose – Bode diagramos (19 pav.).



19 pav. Sumodeliuotų sistemų Bode diagramos

„Simulink“ aplinkos įrankiais sumodeliuotų skirtingų konfigūracijų skraidyklės korpuso vibracijų Bode diagramų duomenimis teoriškai itin mažuose dažniuose (iki 1 Hz) geriausiomis vibracijų slopinimo savybėmis pasižymi putplasčio sluoksniu padengtas lėktuvo fiuzeliažas, kurio vibracijų slopinimo didžiausia reikšmė siekia -83 dB. Didėjant virpesių dažniui, kaip ir visų kitų konfigūracijų sistemose, vibracijų filtravimo savybės sistemoje su papildomu putplasčio slopintuvu tolygiai blogėja. Pasiekus 77 Hz dažnį šios konfigūracijos sistemoje pasiekiamas rezonansinis pikas kurio metu vibracijų stiprinimas pasiekia 19 dB, o toliau didėjant dažniui, kaip ir kitose sistemose pamažu vėl pasiekiamas maždaug -10 dB vibracijų slopinimas. Itin žemuose dažniuose sistemoje be papildomo slopinimo ir sistemoje su papildomu kieto porolono slopintuvu pasiekiamas -79 dB vibracijų slopinimas, o didėjant dažniui šio slopinimo reikšmė mažėja vienodai. Pasiekus 52 Hz rezonansinį dažnį sistemoje be papildomo slopinimo atsiranda 19 dB, o sistemoje su kieto porolono slopintuvu 21 dB vibracijų stiprinimas. Sistemoje su minkšto porolono slopintuvu 1 Hz dažnio aplinkoje pasiekiamas -43 dB virpesių slopinimas, o rezonansinis dažnis yra ties 27 Hz riba. Šiame dažnyje pasiekiamas 23 dB vibracijų stiprinimas. Remiantis teorinėmis Bode diagramomis, darbiniame tiriamos robotinės sistemos vibracijų diapazone (maždaug 30–100 Hz) geriausiai vibracijas turi slopinti sistema su papildomu minkšto porolono slopintuvu. Taip pat pagal gautus rezultatus nustatyti pavojingi dažniai, kurie patenka į darbinę skraidyklės zoną ir kurių tiriant realias vibracijų slopinimo sistemas derėtų vengti.

5. EKSPERIMENTINIS TYRIMAS

5.1. Panaudotų virpesių sistemų dinaminių charakteristikų nustatymas

Žvelgiant į supaprastintą bet kokio lygio dinamiškai aktyvią sistemą, galima pastebėti, kad visų jos elementų dinamines sąveikas galima pakeisti į trijų rūšių sutelktųjų parametrų grupes, kurių atstojamosios savybės pakankamai tiksliai atspindi originalios sudėtingos sistemos dinamines charakteristikas. Šias grupes sudaro absoliučiai standūs elementai, bemasiai tamprieji elementai ir virpesių slopinimo elementai (Bogdevičius 2012).

Absoliučiai standūs elementai, tai dinaminio modelio elementai, kurių deformacijos leidžiama nepaisyti. Deformuojamuosius virpamosios sistemos elementus dažnai leidžiama aproksimuoti vienu ar keliais absoliučiai standžiais kūnais, su kitomis dalimis sujungtais tampriaisiais ir slopinimo ryšiais, kurių išdėstymas supaprastintame modelyje priklauso nuo tiriamų virpesių pobūdžio, tyrimo tikslo ir kitų aplinkybių (Augustaitis 2000). Dinamiškai apkrautos sistemos tiesinių virpesių atveju absoliučiai standžių elementų savybės apibūdinamos tik jų mase m.

Tamprieji elementai – dinaminių sistemų elementai, kurie, sistemai esant dinamiškai aktyviai, deformuojasi. Tokių sistemos komponentų masė nėra vertinama. Šiuos elementus deformavus kyla atstatomosios jėgos, kurios stengiasi grąžinti elementą į pradinę padėtį, kurioje nebeveiktų deformacijos jėgos (Augustaitis 2000). Tiesinių virpesių tyrimo atveju, tampriųjų elementų savybės apibūdinamos standumo koeficientu k.

$$k = \frac{P_t}{x}, \left(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right), \tag{3}$$

Čia: P_t – standumo elemento sukuriamos atstatomosios jėgos dydis, (N); m – Standumo elemento deformacijos dydis, (m).

Slopinimo elementai tai dinaminių sistemų elementai, kurie dinaminiame modelyje aprašo virpesių slopinimo sistemoje charakteristikas. Šie elementai modeliuoja tampriųjų elementų vidines trinties jėgas, išorines trinties jėgas, aplinkos pasipriešinimo jėgas. Slopinimo elementų charakteristikos įvertinamos pasipriešinimo koeficientu h, kuris yra modulis tokios slopinimo jėgos, kurią sukelia vienetinis apibendrintasis greitis (Augustaitis 2000).

$$h = \frac{P_{sl}}{\dot{x}}, \left(\frac{\mathrm{Ns}}{\mathrm{m}}\right), \tag{4}$$

Čia: P_{sl} – slopinimo elemento sukuriamos pasipriešinimo jėgos dydis, (N); $\dot{x}$ - slopinimo elemento deformacijos greitis, $\left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)$.

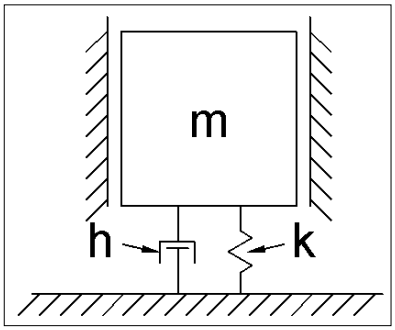
Šiame darbe atliekamo tyrimo atveju, autonominės skraidyklės dinamines charakteristikas, atsižvelgiant į akselerometrų montavimo kryptingumą (20 pav.) galima įvertinti

aproksimuojant visą sistemą vieno laisvės laipsnio modeliu, turinčiu po vieną absoliučiai standų, tamprųjį ir slopinimo elementą, sujungtus taip, kaip pavaizduota 21 paveiksle.



20 pav. Akselerometrų pozicionavimas tyrimo metu

Akselerometrai tyrimo metu tvirtinami prie autonominės skraidyklės korpuso vidinės konstrukcijos elementų toje vietoje, kur numatoma montuoti skraidyklės valdymo sistemą. Akselerometrai orientuojami taip, kad korpuso virpesius fiksuotų vertikalia kryptimi – statmenai lėktuvo galios elemento kuriamos traukos jėgos krypčiai.



21 pav. Supaprastinto tiriamos sistemos dinaminio modelio schema

Akselerometrais matuojamą dinaminę sistemą – radijo bangomis valdomo lėktuvo korpusą – galima supaprastinti ir aproksimuoti vieno laisvės laipsnio sistema su m masės standžiuoju elementu, kurio jutikliais fiksuojamus virpesius sukuria išorinės jėgos, elementą veikiančios per lygiagrečiai sujungtus standumo (k) ir slopinimo (h) elementus. Naudojant skirtingas virpesių slopinimo medžiagas, skiriasi ir visi šie sistemos modeliavimui reikalingi koeficientai.

Lengviausia nustatyti tiriamojo objekto masę. Tai atlikti galima panaudojus elementarias svėrimo priemones – pavyzdžiui buitines svarstykles. Kadangi eksperimento metu naudoto virpesių slopinimo mechanizmo masė dėl skirtingų išbandytų vibracijas sugeriančių medžiagų beveik visiškai nepakito, galima teigti, kad visais atvejais tiriamos konstrukcijos masė yra tokia pati ir lygi $m = 2{,}8$ kg.

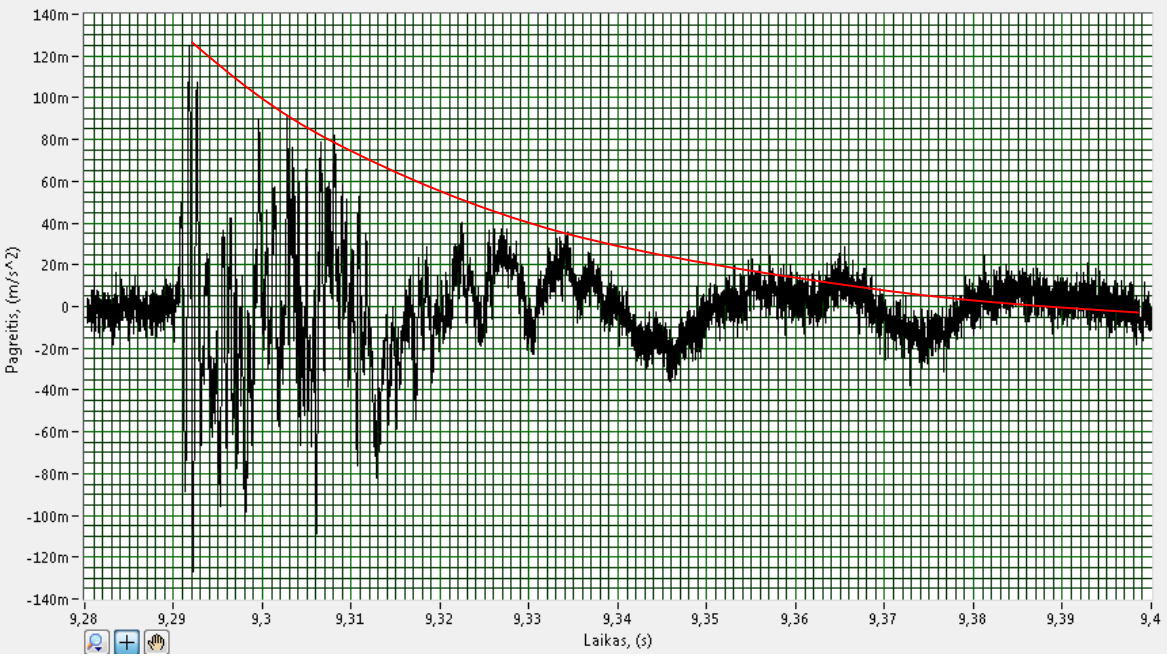
Praktiškai tiriant realią sistemą, tiksliai apskaičiuoti slopinimo koeficientą h yra pakankamai sudėtinga, todėl vietoje jo dažnai eksperimentiniu būdų randamas kitas dinamines sistemos slopinimo savybes išreiškiantis koeficientas δ. Tai yra dydis, atvirkščias laiko tarpui, per kurį laisvųjų sistemos virpesių amplitudė sumažėja e kartų:

$$\delta = \frac{1}{T_e}\ (\mathrm{s}^{-1}) \qquad (5)$$

Čia: T_e – laikas, per kurį svyravimų amplitudė sumažėja e kartų, (s).

Slopinimo koeficiento δ reikšmė randama išvedant sistemą iš pusiausvyros ir įvertinant laisvųjų įrenginio virpesių slopimo laikines charakteristikas. Kiekvienu atveju, lėktuvo valdymo sistemos virpesių slopinimui panaudojus kitokią medžiagą, visos sistemos atstojamas slopinimo koeficientas yra skirtingas ir tai atsispindi laikiniuose laisvųjų virpesių svyravimų pagreičio grafikuose, gautuose sistemą iš pusiausvyros padėties išvedus trumpu smūgiu į korpusą (22–25 pav.).

Pirmuoju atveju dinamiškai lėktuvas sužadinamas kai prie jo korpuso pritvirtintos valdymo sistemos plokštelės, kurios vibracijas matuoja akselerometras, vibracijų neslopina jokia medžiaga. Gautos akselerometro užfiksuotų virpesių reikšmės pateikiamos 22 paveiksle:



22 pav. Laisvieji sistemos be slopinimo elemento svyravimai

Grafike matyti, kad tyrimo metu nuo virpesių įrašymo pradžios praėjus 9,291 sekundės, į korpusą buvo suduotas trumpas smūgis ir visa sistema išvesta iš pusiausvyros, o jos dinaminis atsakas į sužadinimą buvo laisvieji slopstantys virpesiai, kurių pagreitis 9,292 sekundę pasiekė savo maksimumą – 127 mm/s^2. Eksponentiškai slopstančių virpesių pagreičio amplitudė

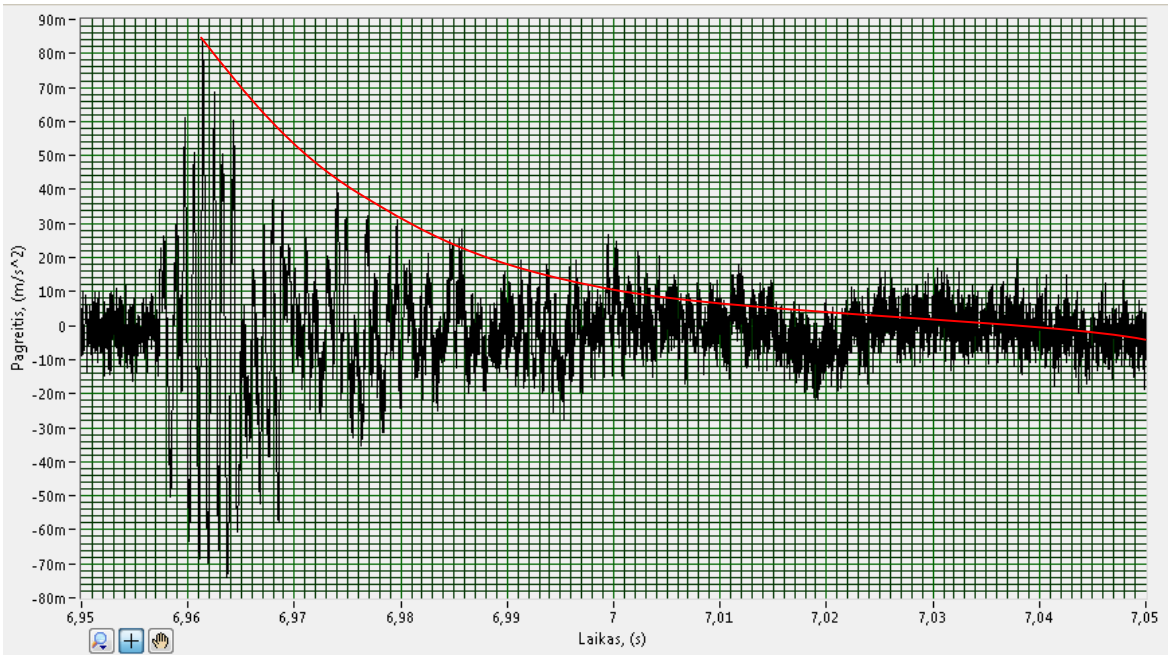
e kartų ($e \approx 2{,}718$) iki 46,7 mm/s^2 sumažėjo 9,315 eksperimento sekundę. Taigi laikas T_e, per kurį vibracijų didis sumenko e kartų, yra:

$T_e = 9{,}315 - 9{,}292 = 0{,}023$ (s).

Žinant tai, pagal (5) formulę randamas sistemos be papildomai sumontuoto virpesių slopintuvo slopinimo koeficientas:

$\delta = \frac{1}{0{,}023} = 43{,}478(\text{s}^{-1})$.

Antruoju atveju tiriamos autonominės skraidyklės dinaminis atsakas vertinamas, kai tarp konstrukcinių lėktuvo korpuso elementų ir valdymo sistemos plokštės, kurios virpesiai vertinami akselerometriniais davikliais, sumontuojamas 10 mm storio putplasčio sluoksnis, kuris pakeičia visos sistemos dinamines charakteristikas. Tokiu atveju gaunami tokie laisvųjų sistemos virpesių pagreičių dydžiai, kaip pavaizduota 23 paveiksle:



23 pav. Laisvieji sistemos su putplasčio slopintuvu svyravimai

Iš grafiko duomenų matyti, kad nuo eksperimento rezultatų įrašymo pradžios praėjus 6,957 sekundės, sistema buvo išvesta iš pusiausvyros trumpu smūgiu, o jos dinaminis atsakas į sužadinimą buvo laisvieji slopstantys virpesiai, kurių pagreičio amplitudė pasiekė maksimumą 6,961 eksperimento sekundę ir tuo metu buvo lygūs 84 mm/s^2. Eksponentiškai silpdamas virpesių pagreitis e kartų (iki 30,9 mm/s^2) sumažėjo 6,978 eksperimento rezultatų įrašinėjimo sekundę.

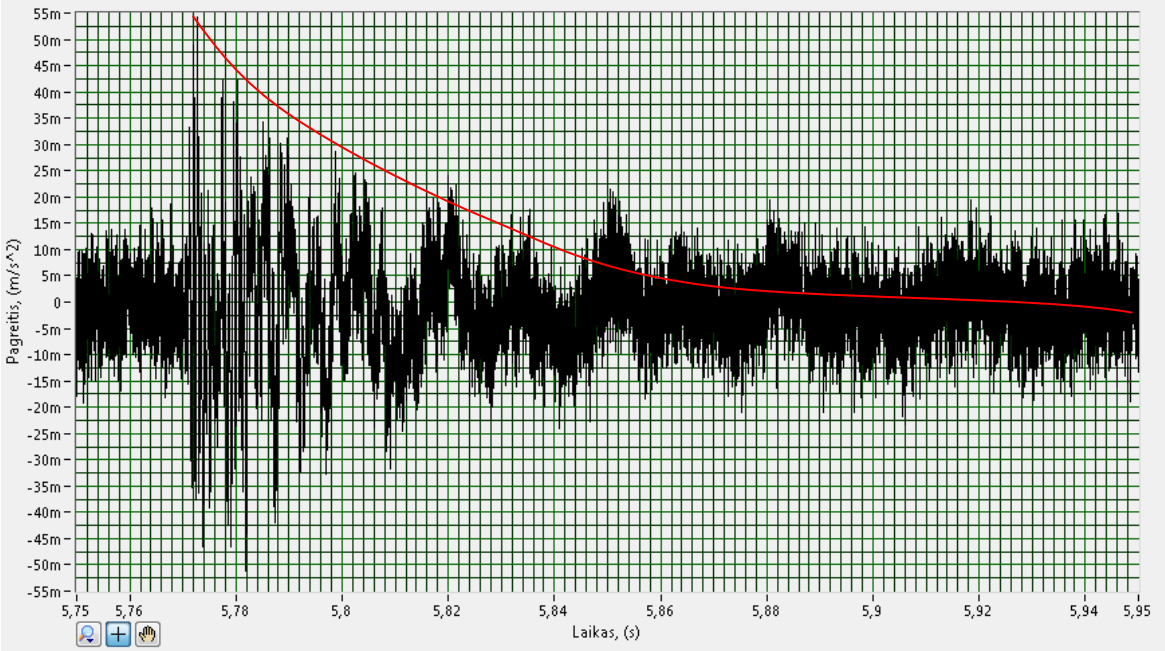
Laikas T_e šiuo atveju:

$T_e = 6{,}978 - 6{,}961 = 0{,}017(\text{s})$.

Virpesių slopinimo koeficientas tokioje sistemoje pagal (3) formulę:

$\delta = \frac{1}{0{,}017} = 58{,}824(\mathrm{s}^{-1})$.

Trečiuoju atveju aviacinio roboto korpuso dinaminis atsakas vertinamas, kai tarp konstrukcinių lėktuvo korpuso elementų ir valdymo sistemos plokštės, kurios virpesiai matuojami akselerometriniais davikliais sumontuojamas 5 mm storio kieto porolono sluoksnis, kuris vėl pakeičia visos tiriamos sistemos dinamines charakteristikas. Šiuo atveju gaunami tokie laisvųjų sistemos virpesių pagreičių dydžiai, kaip pavaizduota 24 paveiksle:



24 pav. Laisvieji sistemos su kieto porolono slopintuvu svyravimai

Iš grafiko duomenų matyti, kad nuo eksperimento rezultatų įrašymo pradžios praėjus 5,768 sekundės, sistema buvo išvesta iš pusiausvyros trumpu smūgiu, o jos dinaminis atsakas į sužadinimą buvo laisvieji slopstantys virpesiai, kurių pagreičio amplitudė pasiekė maksimumą 5,774 eksperimento sekundę ir tuo metu buvo lygūs 55 mm/s^2. Eksponentiškai silpdamas virpesių pagreitis e kartų (iki 20,2 mm/s^2) sumažėjo nuo eksperimento pradžios praėjus 5,808 sekundei.

Laikas T_e šiuo atveju:

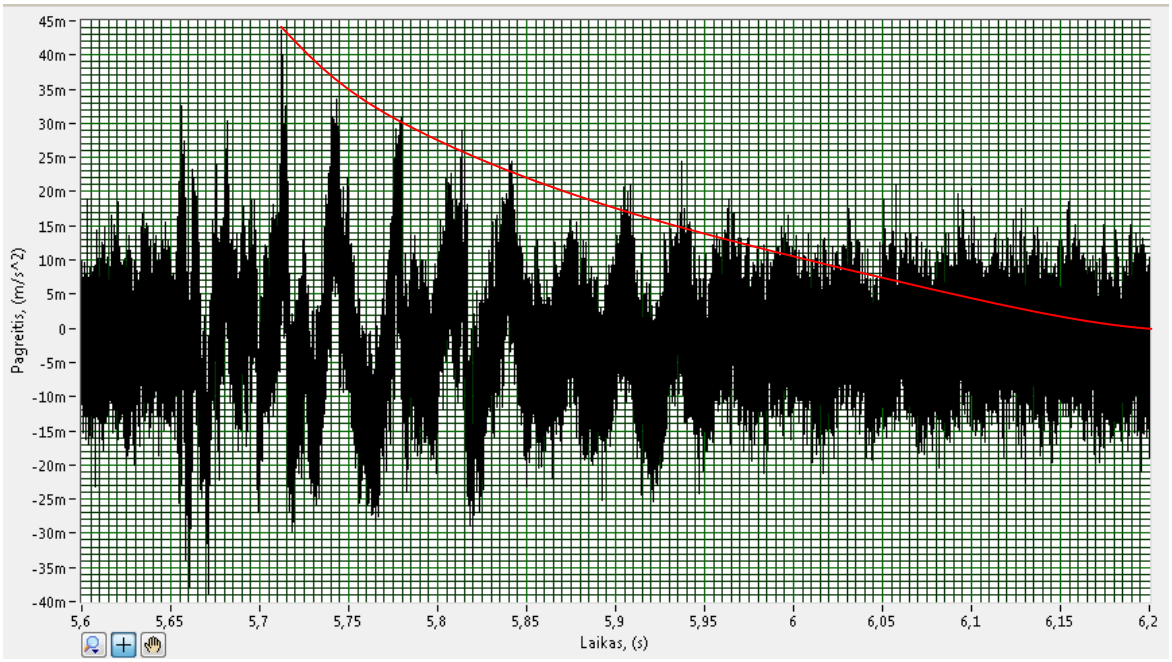
$T_e = 5{,}808 - 5{,}774 = 0{,}034(\mathrm{s})$.

Virpesių slopinimo koeficientas tokioje sistemoje pagal (5) formulę:

$\delta = \frac{1}{0{,}034} = 29{,}412(\mathrm{s}^{-1})$.

Ketvirtuoju eksperimente tiriamu atveju mechanizmo korpuso dinaminis atsakas vertinamas, kai tarp konstrukcinių lėktuvo korpuso elementų ir valdymo sistemos plokštės, kurios virpesiai matuojami akselerometriniais davikliais sumontuojamas 5 mm storio itin minkšto porolono (poroloninė kempinė, su kuria teorinis atstojamasis sistemos standumo

koeficientas lygus 75000 $\frac{\text{N}}{\text{m}}$) sluoksnis, kuris dar kartą pakeičia visos tiriamos sistemos dinamines charakteristikas. Šiuo atveju gaunami tokie laisvųjų sistemos virpesių pagreičių dydžiai, kaip pavaizduota 25 paveiksle:



25 pav. Laisvieji sistemos su minkšto porolono slopintuvu svyravimai

Iš grafiko duomenų matyti, kad nuo eksperimento rezultatų įrašymo pradžios praėjus 5,635 sekundės, sistema buvo išvesta iš pusiausvyros trumpu smūgiu, o jos dinaminis atsakas į sužadinimą buvo laisvieji slopstantys virpesiai, kurių pagreičio amplitudė pasiekė maksimumą 5,710 eksperimento sekundę ir tuo metu buvo lygūs 44 mm/s^2. Eksponentiškai slopdamas virpesių pagreitis e kartų (iki 16,2 mm/s^2) sumažėjo nuo eksperimento pradžios praėjus 5,820 sekundei.

Laikas T_e šiuo atveju:

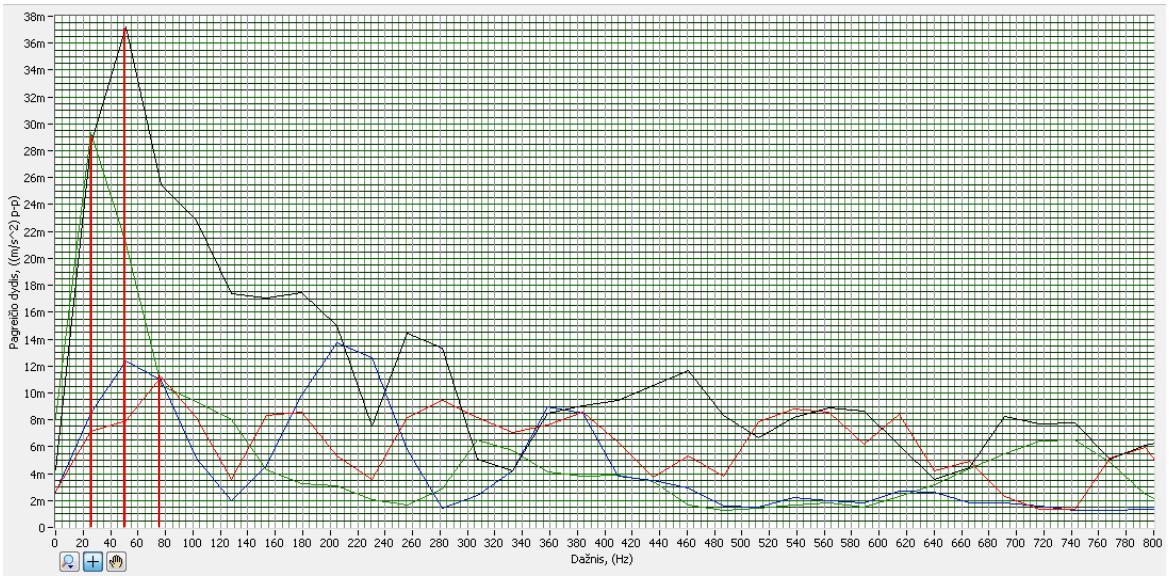
$T_e = 5{,}820 - 5{,}710 = 0{,}110(\text{s})$.

Virpesių slopinimo koeficientas tokioje sistemoje pagal (5) formulę:

$\delta = \frac{1}{0{,}110} = 9{,}091(\text{s}^{-1})$.

Visais eksperimento metu nagrinėjamais atvejais (tiriant lėktuvo korpuso ir valdymo sistemos laikiklio dinamines charakteristikas su trimis skirtingais papildomais slopinimo elementais ir be jų), tiriamos sistemos standumas, priklausantis nuo naudojamos valdymo sistemos vibracijų slopinimo elemento medžiagos, gali būti nustatomas naudojant tuos pačius duomenis, eksperimentiškai gautus sužadinant lėktuvo konstrukcijos vibracijas trumpu smūgiu. Norint apskaičiuoti visos sistemos atstojamąjį standumą, reikia surasti tos sistemos savąjį laisvųjų virpesių dažnį. Tai padaryta atliekant visų 22–25 paveiksluose pavaizduotų laikinių vibracijų charakteristikų pervedimą iš laikinių-amplitudinių, į dažnines-amplitudines

charakteristikas. Gauti visų keturių skirtingų konfigūracijų sistemų dažniniai atsakai į sužadinimą impulsu pateikti 26 paveiksle:



26 pav. Laisvųjų sistemos virpesių spektrai. Juoda – sistema be papildomo slopinimo; raudona – su papildomu slopintuvu iš putplasčio; mėlyna – su papildomu slopintuvu iš kieto porolono; žalia – su papildomu slopintuvu iš minkšto porolono

Grafike pavaizduotos visų keturių tirtų sistemos variacijų dažninės charakteristikos dažnių juostoje nuo 0 iki 800 Hz. Iš grafiko duomenų aiškiai matoma, kad kiekviena papildomo virpesių slopintuvo pagrindui panaudota medžiaga ne tik skirtingu laipsniu sumažina virpesių pagreičio amplitudes, bet ir skirtingai „pastumia“ rezonansinius visos sistemos dažnius į mažesnių arba didesnių dažnių sritį. Ypač gerai tai pastebima pirmojo rezonansinio dažnio zonoje (20–80 Hz srityje). Sistema be papildomo vibracijų slopintuvo savo pirmąjį rezonansinį piką pasiekia esant 51 Hz dažniui. Tuo metu sistemos vibracijų pagreičio amplitudė siekia 37,5 mm/s^2. Su papildomu putplasčio slopintuvu, sistemos pirmasis rezonansinis dažnis „pasistumia“ iki 77 Hz, o virpesių amplitudė tuo metu siekia 11,5 mm/s^2. Naudojant kieto porolono slopintuvą sistemos pirmasis rezonansinis dažnis kaip ir pirmuoju atveju išlieka lygus 51 Hz, tačiau virpesių pagreičio amplitudė šiuo atveju tampa lygi 12,5 mm/s^2. Galiausiai, naudojant minkšto porolono slopintuvą, pirmasis visos sistemos rezonansinis dažnis tampa lygus 26 Hz, o virpesių pagreičio amplitudė tuo metu yra lygi 29,5 mm/s^2. Pagal šiuos turimus duomenis surandamas atstojamasis visos sistemos slopinimas kiekvienam iš keturių nagrinėjamų sistemos atveju. Atstojamasis sistemos slopinimo koeficientas randamas naudojantis formule:

$$k = (2\pi f_r)^2 m, \left(\frac{N}{m}\right) \quad (6)$$

Čia: f_r – sistemos rezonansinis dažnis, (Hz); m – sistemos masė, (kg).

Skaičiuojant pagal pateiktą formulę (6), gaunamos tokios atstojamojo standumo koeficiento reikšmės:

1. Sistema be papildomo slopintuvo:

$k = (2 \cdot 3{,}14 \cdot 51)^2 \cdot 2{,}8 = 287222{,}0 \left(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right)$.

2. Sistema su papildomu putplasčio slopintuvu:

$k = (2 \cdot 3{,}14 \cdot 77)^2 \cdot 2{,}8 = 654724{,}8 \left(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right)$.

3. Sistema su papildomu kieto porolono slopintuvu:

$k = (2 \cdot 3{,}14 \cdot 51)^2 \cdot 2{,}8 = 287222{,}0 \left(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right)$.

4. Sistema su papildomu minkšto porolono slopintuvu:

$k = (2 \cdot 3{,}14 \cdot 26)^2 \cdot 2{,}8 = 74649{,}0 \left(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right)$.

Apskaičiuotos visų eksperimento metu naudotų lėktuvo virpesių slopinimo sistemos variacijų dinaminių charakteristikų reikšmės, kurios darbe panaudotos teoriniuose modeliuose ir praktinių tyrimų rezultatų įvertinimui, pateikiamos 2 lentelėje:

2 lentelė. Atstojamieji išbandytų lėktuvo korpuso virpesių slopinimo sistemos dinaminių charakteristikų koeficientai

Papildomo slopintuvo medžiaga	Atstojamasis sistemos natūrinis slopinimo dekrementas $\delta, \left(\frac{1}{s}\right)$	Atstojamasis sistemos standumo koeficientas $k, \left(\frac{N}{m}\right)$
Be papildomo slopinimo	43,478	287222,0
Putplasčio slopintuvas	58,824	654724,8
Kieto porolono slopintuvas	29,412	287222,0
Minkšto porolono slopintuvas	9,091	74649,0

5.2. Sistemą žadinančių virpesių dažnio nustatymas

Tiriant skirtingų savybių medžiagų įtaką lėktuvo vibracijų slopinimui, kaip virpesių šaltinis naudojamas elektrinis 3,5 kW galios variklis „T-Motor AT4130“, pavaizduotas 10 paveiksle. Šis variklis gali veikti plačiame traukos galios diapazone (remiantis gamintojo internetinėje erdvėje teikiama informacija, nuo 0 iki 8000 aps./min.), kuriame variklio darbo parametrus tyrimo metu sklandžiai keisti leidžia nuotoliniu būdu mikrobangomis valdoma skaitmeninė variklio valdymo įranga (27 pav.). Virpesių matavimo kryptimi, veikiant varikliui, sukuriamo dinaminio žadinimo pagrindines dedamąsias sudaro naudojamo propelerio menčių tarpusavio neišsvertumas ir visos traukos sistemos ašies nesutapimo su skraidyklės horizontaliąja ašimi sukuriamos jėgos. Atliekant tyrimus, kiekvienos medžiagos vibracijų slopinimo efektyvumas buvo ištirtas elektriniam varikliui veikiant keturiais skirtingais režimais, ko

pasakoje dinaminis sistemos žadinimas taip pat buvo skirtingų parametrų, kuriuos reikia tiksliai nustatyti.



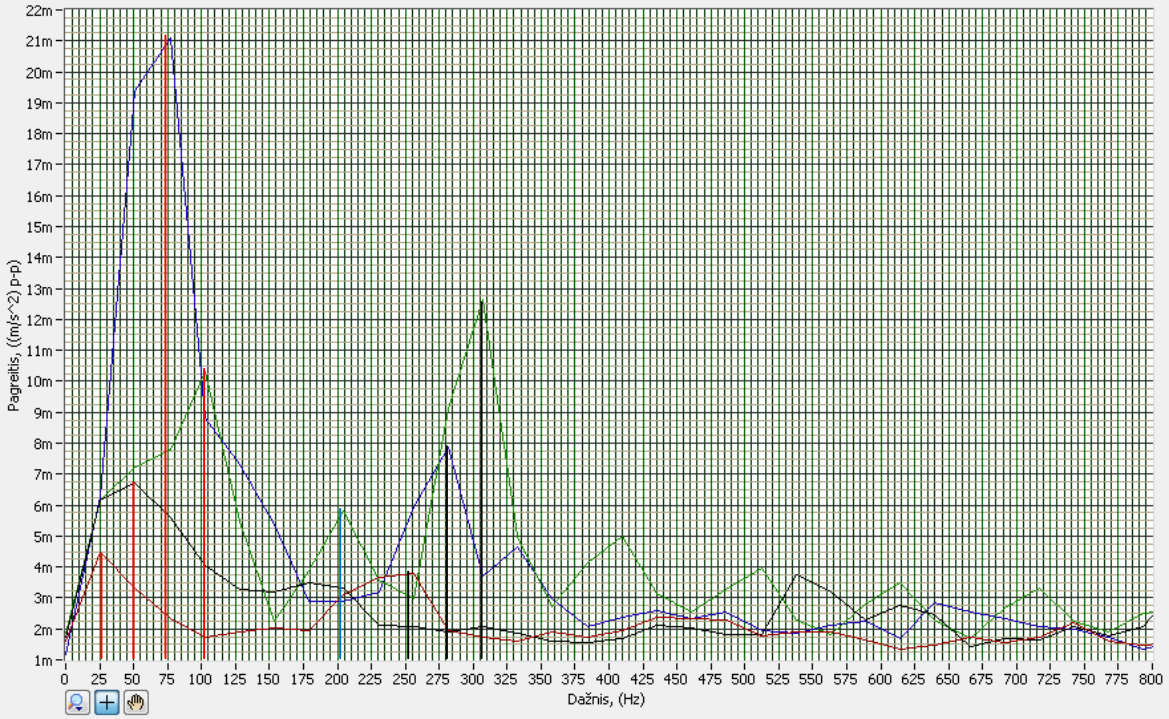
27 pav. Lėktuvo korpuso vibracijų šaltinis – elektrinis 3,5 kW variklis (kairėje) ir jo nuotolinio valdymo sistemos pultas (dešinėje)

Tiriamo autonominio robotinio skraidančio įrenginio valdymo ir galios sistemos bandymo metu buvo sukonfigūruotos taip, kad elektriniam varikliui, sukančiam lėktuvo korpuso užpakalinėje dalyje sumontuotą sraigtą, tiekiamos elektros srovės įtampos vertė (o kartu ir variklio išvystoma galia) kito proporcingai valdymo pulto kairėje esančios valdymo svirties padėčiai. Svirčiai esant aukščiausioje padėtyje (kaip parodyta 27 paveiksle), elektrinis variklis propelerio nesuka. Svirtelę leidžiant žemyn variklis pradeda sukti sraigtą ir pradedama generuoti stūmos jėga, bei prasideda dinaminis viso korpuso žadinimas. Didinant svirtelės nulenkimo kampą, proporcingai didėja ir galios elementų išvystoma energija – kinta dinaminių procesų charakteristikos. Svirtelę nulenkus iki žemiausios padėties elektrinis variklis išvysto maksimalų sukimo momentą ir sraigtas generuoja didžiausią stūmos galią. Visa skraidyklės galią valdančios svirtelės eiga valdymo pulte sugraduota septyniais padalų brūkšneliais, kurie leidžia tiksliau nustatyti norimą traukos sistemos generuojamą galios lygį. Kiti nuotolinio valdymo pulto elementai nesusiję su tiriamais reiškiniais ir eksperimento metu nebuvo panaudoti.

Kiekvienos panaudotos medžiagos virpesių slopinimo charakteristikos išbandytos ir tarpusavyje bei su kontroliniais rezultatais, gautais fiksuojant korpuso vibracijas lėktuvui veikiant tais pačiais režimais be papildomo virpesių slopinimo, traukos sistemai veikiant 4 skirtingais galios lygiais (valdymo pulte lėktuvo traukos galią reguliuojančiai svirtelei esant ties 1; 3; 5 ir 7 padalomis). Kiekvienu iš paminėtų atvejų, sistemos vibracijų žadinimo energija buvo skirtingų dinaminių charakteristikų – skyrėsi pagrindinės žadinimo signalo harmonikos (žemiausiosios) dažnis, kuris tiesiogiai proporcingas įsisukusio traukos sistemos sraigto apsisukimų dažniui. Kadangi tyrimo metu naudojama ta pati sistemos valdymo ir galios įranga kuri naudojama ir skrydžių metu, nustačius aprašytos sistemos bandymo eigoje generuojamo

žadinimo dinamines charakteristikas – tipinį žadinimo dažnį – atsiranda galimybė matematiškai modeliuoti realų žadinimo signalą ir optimalias vibracijų slopinimo sistemos charakteristikas realiems orlaivio darbo režimams.

Pirmosios tiriamo orlaivio korpuso dinaminio žadinimo harmonikos nustatymui panaudojami akselerometrais užfiksuotos sistemos be papildomų slopintuvų virpesių pagreičių reikšmės dažnių juostoje nuo 0 Hz iki 800 Hz. Grafiškai matavimo rezultatų duomenys pateikiami 28 paveiksle:



28 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras sistemai veikiant skirtingais režimais. Raudona spalva – 1 valdymo svirties padala; juoda spalva – 3 valdymo svirties padala; mėlyna spalva – 5 valdymo svirties padala; žalia spalva – 7 valdymo svirties padala

Iš grafiko duomenų matyti, kad sistemai veikiant žemiausių sūkių režimu (kai nuotolinio valdymo pulte galios svirtelė nustatyta ties pirmąja padala), pirmasis virpesių pagreičio pikas yra ties 26 Hz dažniu. Antrasis žymus virpesių pikas šiame režime atsiranda ties 250 Hz dažniu, o aukštesniuose dažniuose 800 Hz dažnio intervale išlieka pakankamai stabilus vibracijų lygis. Kai įrenginio traukos sistema veikia režimu, kurį nustato ties trečiąja padala nustumta galios valdymo svirtelė, pirmasis virpesių pagreičio pikas pasiekiamas esant 51 Hz dažniui. Dar daugiau didėjant dažniui virpesių aktyvumas palaipsniui slopsta ir nuo 250 Hz išlieka stabilaus lygio iki 540 Hz dažnio, kur pastebimas antrasis vibracijų pikas, kuris vėl palaipsniui slopsta iki bendro lygio visame pirmųjų 800 Hz dažnio diapazone. Valdymo svirtį nustačius ties penktąja padala (mėlyna linija), pirmasis fiksuotų vibracijų pagreičių maksimumas pasiekiamas esant 77 Hz dažniui. Kiti virpesių amplitudžių ūgtelėjimai pastebimi esant 277 Hz ir

327 Hz dažniams, o dar didesnių dažnių srityse vibracijos mažėja ir nusistovi bendrame lygyje iki pat 800 Hz dažnio ribos. Galiausiai robotinei sistemai dirbant režimu, kurį nustato į septintuoju brūkšneliu pažymėtą poziciją nustumta galios svirtelė (didžiausios galios režimas), pirmasis vibracijų pagreičio pikas užfiksuojamas 102 Hz dažnio srityje (grafike pavaizduota žalia linija). Kiti virpesių ryškūs maksimumai fiksuojami 200 Hz ir 310 Hz dažnio srityse. Aukštesnių dažnių zonoje taip pat fiksuojami nedideli vibracijų pikai, bet bendrasis virpesių pagreičio lygis stabiliai mažėja iki pat 800 Hz dažnio ribos.

Stebint 28 paveiksle pateiktus rezultatus, galima daryti išvadą, kad pirmieji kiekvienu atveju užfiksuoti vibracijų pikai atitinka prie lėktuvo korpuso pritvirtinto sraigto sūkių dažnį. Tokiu atveju bandymo metu skraidyklės sraigtas turi suktis greičiais, kurie nurodyti 3 lentelėje:

3 lentelė. Skirtingais tyrimo režimais veikiančio lėktuvo sraigto sukimosi greičiai

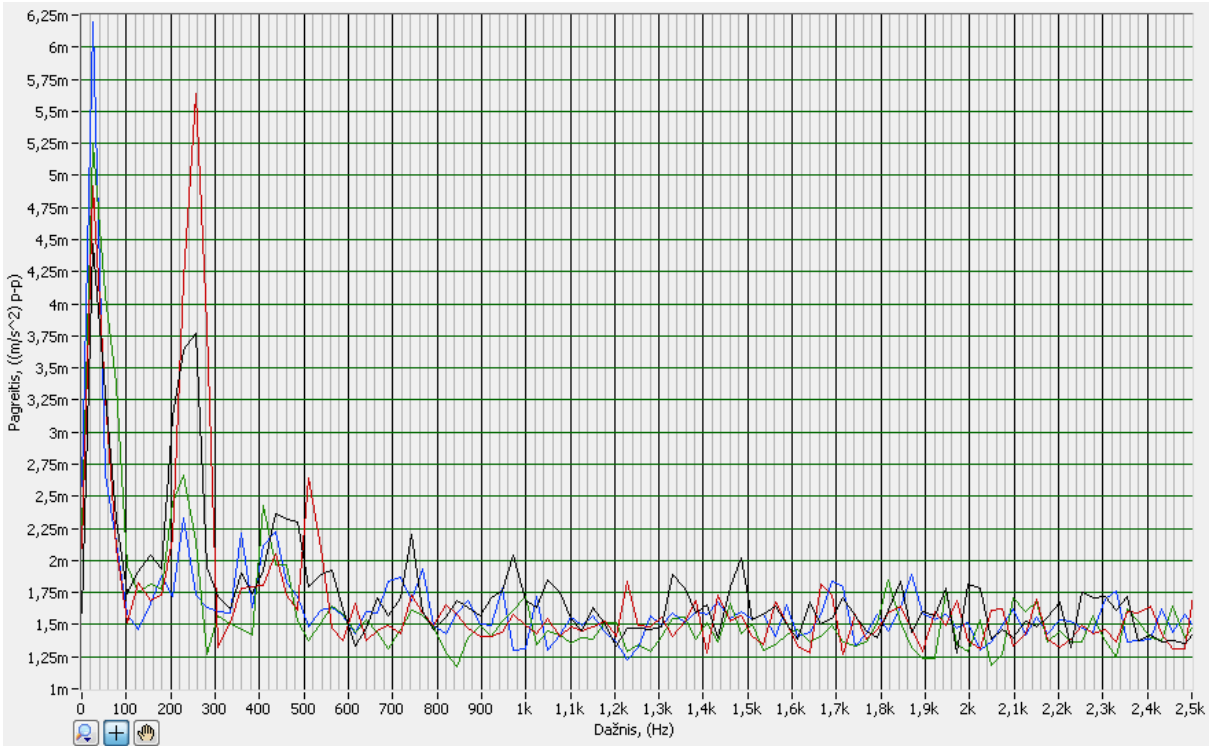
Galios svirtelės padėtis	Vibracijų dažnis, Hz	Sraigto sūkių greitis, aps./min.
I	26	1560
III	51	3060
V	77	4620
VII	102	6120

Remiantis tyrimo metu naudoto variklio („T-Motor AT4130 KV275“) gamintojo internetiniame tinklalapyje pateikiamais duomenimis, šis konkretus variklio modelis teoriškai gali pasiekti iki 8000 aps./min. greitį (be apkrovos), todėl 3 lentelėje daroma prielaida apie lėktuvo sraigto sūkių skaičių ir virpesių pikų sąsają atrodo įtikinama. Kadangi stebimi sraigto sūkiai sutampa su įprastais skriejančio tiriamojo lėktuvo sraigto sūkiais, šiuos duomenis tikslinga panaudoti matematiniame tiriamos sistemos modelyje žadinimo signalo charakteristikoms formuoti.

5.3. Skirtingų medžiagų vibracijų slopinimo savybių tyrimo rezultatai

Tiriant autonominės robotinės aviacinio įrenginio (lėktuvo) sistemos dinamines charakteristikas esant visoms keturioms tyrimo eigoje numatytoms konfigūracijoms (be papildomo slopinimo, su papildomu putplasčio, papildomu kieto porolono ir papildomu minkšto porolono slopintuvais) ir visais tyrimo metu nustatytais traukos sistemos galios lygmenimis (nuo 1 galios svirtelės padėties (mažiausias sraigto sūkių greitis) iki 7 galios svirtelės padėties (didžiausiais sraigto sūkių greitis) gauti rezultatai, kurie grafiškai toliau šiame darbe pateikiami 29–32 pav.

29 paveiksle pavaizduota amplitudinė-dažninė tiriamo lėktuvo korpuso virpesių charakteristika, gaunama, kai korpusas žadinamas 1560 aps./min. (pirmoji galios svirtelės padėtis) greičiu besisukančio lėktuvo traukos sistemos sraigto sukeliamų išorinių jėgų. Siekiant didesnio duomenų vaizdumo, visi rezultatai, gauti vibracijas matuojant šiame traukos sistemos galios lygyje pateikiami viename grafike:

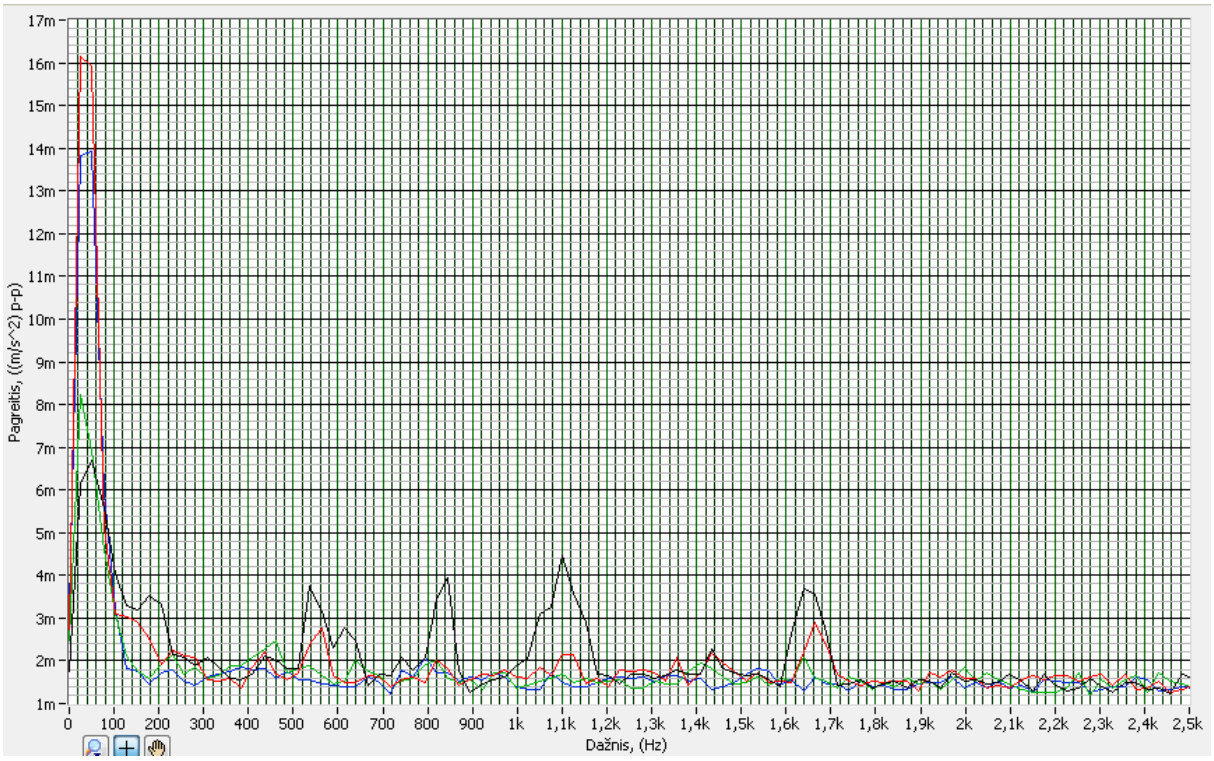


29 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant mažiausias sūkiais. Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu

Visų keturių skirtingų konfigūracijų sistemų dinaminio atsako į žadinimą mažu greičiu besisukančiu sraigtu pirmasis pikas amplitudinės-dažninės charakteristikos grafike yra ties 26 Hz dažnio riba. Šis dažnis tiksliai atitinka sraigto menčių sukimosi greitį. Sistemoje be papildomų vibracijų slopintuvų šio dažnio ribose pasiekiama 4,45 mm/s^2 virpesių pagreičio amplitudė. Esant sistemos konfigūracijoms su išbandytais papildomais virpesių slopinimo elementais vibracijų rezultatai 26 Hz zonoje visais atvejais gaunami dar didesni: Su papildomu putplasčio slopintuvu pasiekiama 4,89 mm/s^2 virpesių amplitudė, o naudojant papildomus kieto ir minkšto porolono slopintuvus gaunamos atitinkamai 5,25 mm/s^2 ir 6,20 mm/s^2 virpesių amplitudės. Antrasis reikšmingas visų konfigūracijų tiriamose sistemose atsiradęs virpesių pagreičio amplitudžių šuolis pastebimas 230–255 Hz ribose. Priklausomai nuo naudojamos slopinimo medžiagos antrojo rezonansinio dažnio pikas kai kuriais atvejais pasislenka dažnių

ašyje. Sistemos, be papildomo vibracijų slopinimo elemento, antrosios modos rezonansinis pikas atsiranda esant 255 Hz dažniui kai jo vibracijų pagreičio amplitudė siekia 3,75 mm/s^2. Naudojant papildomą putplasčio virpesių slopintuvą antrosios modos dažnis išlieka 255 Hz ribose, tačiau virpesių pagreičio amplitudė padidėja 5,65 mm/s^2. Vibracijoms slopinti naudojant kieto ir minkšto porolono juosteles antrosios modos virpesių dažnis sumažėjo iki 230 Hz dažnio, o pagreičių amplitudžių pikai siekė atitinkamai 2,65 mm/s^2 ir 2,35 mm/s^2. Aukštesnių dažnių srityje iki pat 2500 Hz dažnio ribos vibracijų maksimumai mažiausių sūkių keliamo dinaminio žadinimo atveju, priklausomai nuo slopinimo sistemos konfigūracijos, dažnių juostoje pasiskirsto nevienodai, o virpesių pagreičio amplitudžių maksimumų reikšmės pasiekia skirtingas vertes. Lėktuvo fiuzeliažo be papildomų vibracijų slopintuvų atveju vėlesnieji ryškūs virpesių pikai susiformuoja 440 Hz ir 740 Hz dažniuose ir siekia atitinkamai 2,35 mm/s^2 bei 2,20 mm/s^2. Taip pat pastebimi dar aukštesnių modų virpesių pikai esant 980 Hz, 1330 Hz ir 1480 Hz dažniams, tačiau jų amplitudinės reikšmės siekia tik 2,00–2,20 mm/s^2 ir mažai išsiskiria iš bendro matavimo triukšmo lygio. Sumontavus papildomą putplasčio juostelę sėkmingai nufiltruojami visi fiksuoti kritiniai 3–7 modų sistemos be papildomo slopinimo pikai. 440 Hz dažnyje registruojamų virpesių pagreitis sumažėjo maždaug 13 % (iki 2,05 mm/s^2). 740 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė naudojant putplastį sumažėjo daugiau kaip 20 % (iki 1,75 mm/s^2). Atitinkamai 980, 1330 ir 1480 Hz dažniuose fiksuojami vibracijų pagreičiai taip sumažėjo apie 20 %. Naudojant šį papildomą slopinimo elementą pirmosios būdingosios modos virpesių pagreitis padidėjo 10 %, o antrosios modos – net 51 %. Taip pat 510 Hz srityje atsirado reikšmingas vibracijų pikas, kurio pagreičio amplitudė siekia 2,65 mm/s^2 ir kurio nebuvo sistemoje be papildomo slopinimo. Taip pat pakoreguotų savybių sistemos virpesių pagreičiai viršijo originalios sistemos vibracijų reikšmes 1215 Hz ir 1630 Hz zonose, tačiau šių pikų amplitudinės reikšmės stipriai neišsiskyrė iš bendrojo triukšmo lygio aukštesnių dažnių zonoje, kurio dydis abiem atvejais išliko nepakitęs. Sistemos vibracijų slopinimo savybėms pagerinti pasirinkus kieto porolono sluoksnį, matuojamų virpesių pagreičio amplitudės pikai sumažėjo visose ryškiosiose modose, išskyrus pirmąją ir trečiąją. Antrojo rezonansinio piko ribose užfiksuotas net 29 % siekiantis vibracijų lygio sumažėjimas. 740 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė šiuo atveju sumažėjo 27 % (iki 1,60 mm/s^2). Atitinkamai 980, 1330 ir 1480 Hz dažniuose fiksuojami vibracijų pagreičiai taip pat sumažėjo 15–20%, o bendras triukšmo lygis aukštesniųjų dažnių srityje išliko nepakitęs. Naudojant kieto porolono sluoksnį pirmojo rezonansinio piko virpesių pagreičio amplitudė išaugo beveik 18 %, o trečiojo – 2 %. 600–1400 Hz srityje bendras šios konfigūracijos sistemos vibracijų lygis išliko pastebimai žemesnis nei atvejais be papildomo slopinimo ir su papildomu putplasčio slopintuvu. Sistemos su kieto porolono slopintuvu virpesių pagreičiai viršijo originalios sistemos vibracijų reikšmes 1810 Hz ir

2100 Hz zonose, tačiau šių pikų amplitudinės reikšmės taip pat stipriai neišsiskyrė iš bendrojo triukšmo lygio aukštesnių dažnių zonoje, kurio dydis visais atvejais išliko nepakitęs. Tarp tiriamos sistemos korpuso ir akselerometrų sumontavus labai minkšto porolono sluoksnį, matuojamų virpesių pagreičio amplitudžių pikai sumažėjo visose ryškiose pirminėse vibracijų modose išskyrus pirmąją. Antrojo rezonansinio piko ribose šiuo atveju užfiksuotas net 37 % siekiantis vibracijų lygio sumažėjimas. 440 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė sumažėjo 6 % (iki 2,20 mm/s^2), o 740 Hz dažnyje – 11 % (iki 1,95 mm/s^2). Atitinkamai 980, 1330 ir 1480 Hz dažniuose fiksuojami vibracijų pagreičiai sumažėjo 12–14 %. Tačiau naudojant minkšto porolono sluoksnį pirmojo rezonansinio piko virpesių pagreičio amplitudė išaugo 39 % lyginant su pirminiais rezultatais. Kaip ir eksperimentuose su kitomis medžiagomis, 600–1400 Hz srityje bendras šios konfigūracijos sistemos vibracijų lygis išliko pastebimai žemesnis nei atvejais be papildomo slopinimo, tačiau iš kitų naudotų medžiagų savo efektyvumu neišsiskyrė. Sistemos su minkšto porolono slopintuvu virpesių pagreičiai viršijo originalios sistemos vibracijų reikšmes 330, 1695 ir 1875 Hz dažnio srityse, tačiau šių pikų amplitudinės reikšmės neišsiskyrė iš bendrojo triukšmo lygio gretimuose dažniuose. Bendro vibracinio triukšmo lygis aukštesniuose dažniuose išliko nepakitęs.



30 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant padidintais sūkiais (trečia padala). Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu

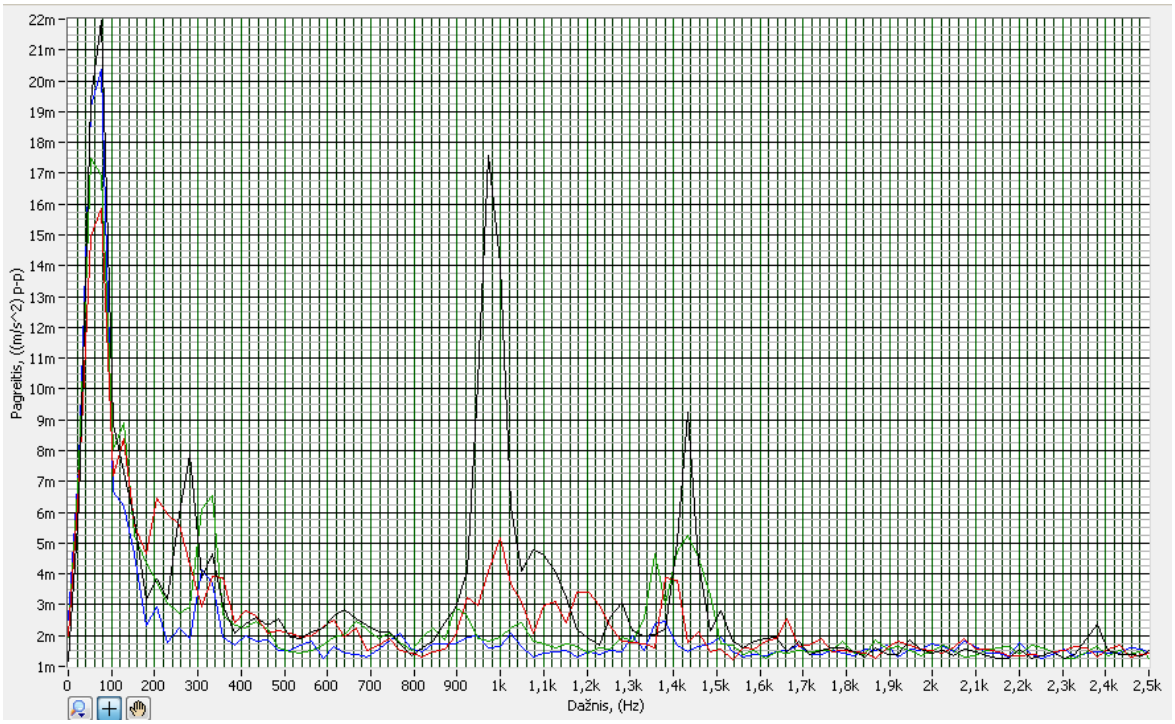
Trisdešimtame paveiksle pavaizduota lėktuvo korpuso virpesių spektras, tyrimo metu gautas, kai korpusas buvo žadinamas 3060 aps./min. (trečioji galios svirtelės padėtis) greičiu besisukančio lėktuvo traukos sistemos sraigto sukeliamų išorinių jėgų. Rezultatai gauti vibracijas matuojant šiame traukos sistemos galios lygyje ir naudojant paeiliui visus 3 papildomus virpesių slopinimo elementus, ir rezultatas, gautas sistemoje be papildomo slopinimo ir šiuo atveju, siekiant didesnio vaizdumo, pateikiami tame pačiame grafike:

Visų keturių skirtingų konfigūracijų sistemų dinaminio atsako į žadinimą padidintu greičiu besisukančiu sraigtu (3060 aps./min.) pirmasis pikas amplitudinės-dažninės charakteristikos grafike yra ties 51 Hz dažnio riba (su ±5–10 Hz paklaida). Šis dažnis tiksliai atitinka sraigto menčių sukimosi greitį. Sistemoje be papildomų vibracijų slopintuvų šio dažnio ribose pasiekiama 6,70 mm/s^2 virpesių pagreičio amplitudė. Esant sistemos konfigūracijoms su išbandytais papildomais virpesių slopinimo elementais, vibracijų rezultatai 51 Hz zonoje visais atvejais gaunami dar didesni – naudojamos medžiagos nefiltruoja šio dažnio virpesių, o juos tik sustiprina. Su papildomu putplasčio slopintuvu minimame dažnyje pasiekiama 16,20 mm/s^2 maksimali virpesių amplitudė, o naudojant papildomus kieto ir minkšto porolono slopintuvus gaunamos atitinkamai 8,20 mm/s^2 ir 6,70 mm/s^2 virpesių amplitudės. Sistemoje be papildomų vibracijų slopinimo elementų sekantys ryškūs rezonansiniai reiškiniai fiksuojami 190, 520, 820, 1100 ir 1620 Hz dažniuose. 190 Hz dažnyje šiuo atveju pasiekiamas 3,60 mm/s^2 maksimalus virpesių pagreitis, 520 Hz dažnyje – 3,80 mm/s^2 pagreitis, aukštesnio dažnio pikuose atitinkamai iš eilės 3,90 mm/s^2, 4,40 mm/s^2 ir 3,70 mm/s^2 vibracijų pagreičiai. Naudojant papildomą putplasčio virpesių slopintuvą nuo antrosios sistemos modos visi būdingieji vibracijų dažniai filtruojami pakankamai efektyviai. 190 Hz juostoje vibracijų lygis sumažėjo 33 % (iki 2,40 mm/s^2), 520 Hz dažnyje virpesių pagreičio amplitudės maksimumas sumažėjo maždaug 24 % (iki 2,80 mm/s^2). 820 Hz dažnyje virpesių galia sumažėjo beveik 49 % (iki 2,00 mm/s^2). Atitinkamai 1100 ir 1620 Hz dažniuose virpesių filtravimas leido pasiekti 2,10 ir 2,90 mm/s^2 vibracijų pagreičius, o šie rezultatai yra 52 % ir 21 % mažesni už kontrolinio bandymo vibracijas šiuose dažniuose. Naudojant putplastį kaip papildomą slopinimo elementą (kai sistemos teorinis atstojamasis standumo koeficientas yra 656000 $\frac{N}{m}$) pirmosios modos virpesių pagreičio reikšmės tapo net 141 % didesnės už originalaus bandinio reikšmes. Taip pat sistemos su putplasčiu vibracijos viršijo kontrolinės sistemos vibracijas 420 ir 1330 Hz dažnių juostose, tačiau šių vibracijų amplitudinės reikšmės nebuvo išskirtinai didesnės (iki 0,20–0,30 mm/s^2) už gretimų dažnių triukšmo lygį. Bendras sistemos vibracinis triukšmas nerezonansiniuose dažniuose naudojant šią vibracijų slopinimo medžiagą iš esmės nepakito. Sistemos dinamines charakteristikas koreguojant kieto porolono sluoksnį sumontavus tarp lėktuvo korpuso ir kontrolės aparatūros tvirtinimo elementų, matuojamų virpesių pagreičio amplitudės pikai taip pat

sumažėjo visose ryškiosiose modose išskyrus pirmąją, tačiau kartu, kaip ir atvejyje su putplasčio slopintuvu, 430 Hz dažnio zonoje atsirado naujas originalų triukšmo lygį viršijantis pikas, kuris šiuo atveju pasiekė 2,40 mm/s^2 pagreičio dydį ir savo galia išsiskiria iš bendrojo gretimų dažnių triukšmo. Antrojo rezonansinio piko ribose (190 Hz) naudojant kietą poroloną (sistemos atstojamajam standumui esant 287000 $\frac{\text{N}}{\text{m}}$) užfiksuotas 39 % siekiantis vibracijų lygio sumažėjimas (iki 2,20 mm/s^2). 520 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė šiuo atveju sumažėjo 50 % (iki 1,90 mm/s^2). Atitinkamai 820, 1100 ir 1620 Hz dažniuose fiksuojami vibracijų pagreičiai taip pat sumažėjo reikšmingais 49 %, 39 % ir 46 % (iš eilės iki 2,00 mm/s^2, 1,70 mm/s^2 ir 2,00 mm/s^2). Naudojant kieto porolono medžiagos sluoksnį pirmojo rezonansinio piko virpesių pagreičio amplitudė išaugo 22 % lyginant su vibracijų pagreičiu, išmatuotu tame pačiame dažnyje sistemoje be papildomų vibracijas slopinančių elementų tarp skraidyklės korpuso ir valdymo sistemos laikiklio. Visoje tiriamų dažnių srityje sistemai veikiant trečiojo galios svirtelės lygio režimu nerezonansiniuose dažniuose bendrojo sistemos vibracinio triukšmo lygis naudojant kietą poroloną išliko pastebimai šiek tiek žemesnis nei atvejais be papildomo slopinimo ir naudojant putplasčio sluoksnį. Sistemos su kieto porolono slopintuvu virpesių pagreičiai viršijo originalios sistemos vibracijų reikšmes keliose vietose 2000–2500 Hz dažnio srityje, bet šie pikai iš bendro triukšmo lygio neišsiskyrė. Tarp tiriamos skraidyklės korpuso ir akselerometrų sumontavus labai minkšto porolono sluoksnį šiame galios režime sumažėjo ne tik matuojamų virpesių pagreičio amplitudžių pikai visose ryškiose pirminėse vibracijų modose išskyrus pirmąją, bet ir visa dažnių juosta nuo 150 Hz tapo horizontalia bendro vibracinio triukšmo atžvilgiu be jokių išsiskiriančių rezonansinių amplitudžių. Skaičiuojant vibracijų galios sumažėjimus rezonansiniuose dažniuose gaunami tokie rezultatai: Antrojo piko (190 Hz) ribose šiuo atveju fiksuojamas 50 % vibracijų lygio sumažėjimas (iki 1,80 mm/s^2). 520 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė sumažėjo taip pat 50 % (iki tų pačių 1,80 mm/s^2), o 820 Hz dažnyje – 49 % (iki 2,00 mm/s^2). Atitinkamai 1100 ir 1620 Hz dažniuose fiksuojami vibracijų pagreičiai sumažėjo 59 % (iki 1,80 mm/s^2) ir 57 % (iki 1,60 mm/s^2). Pirmojo rezonansinio piko virpesių pagreičio amplitudė šioje konfigūracijoje išaugo 107 % lyginant su pirminiais rezultatais. Bendras vibracinio triukšmo lygis visame tiriamų dažnių diapazone naudojant itin minkšto porolono pagrindą (kai sistemos teorinis atstojamasis standumas siekia 75000 $\frac{\text{N}}{\text{m}}$) ne tik išliko labai tolygus, bet ir pastebimai (nuo 0,25 iki 0,50 mm/s^2) žemesnis negu tais atvejais, kai buvo naudojamos kitos tirtos medžiagos.

Trisdešimt pirmame paveiksle pavaizduotas tiriamojo lėktuvo korpuso virpesių spektras, gautas kai korpusas buvo žadinamas 4620 aps./min. (penktoji galios svirtelės padėtis) greičiu besisukančio lėktuvo traukos sistemos sraigto sukeliamų išorinių jėgų. Rezultatai gauti

vibracijas matuojant šiame traukos sistemos galios lygyje su kiekvienu iš trijų papildomų virpesių slopinimo elementų ir rezultatas, gautas sistemoje be papildomų vibracijų slopinimo elementų pateikiami 31 paveiksle. Siekiant didesnio vaizdumo, visų 4 bandymų rezultatai pateikiami viename grafike:



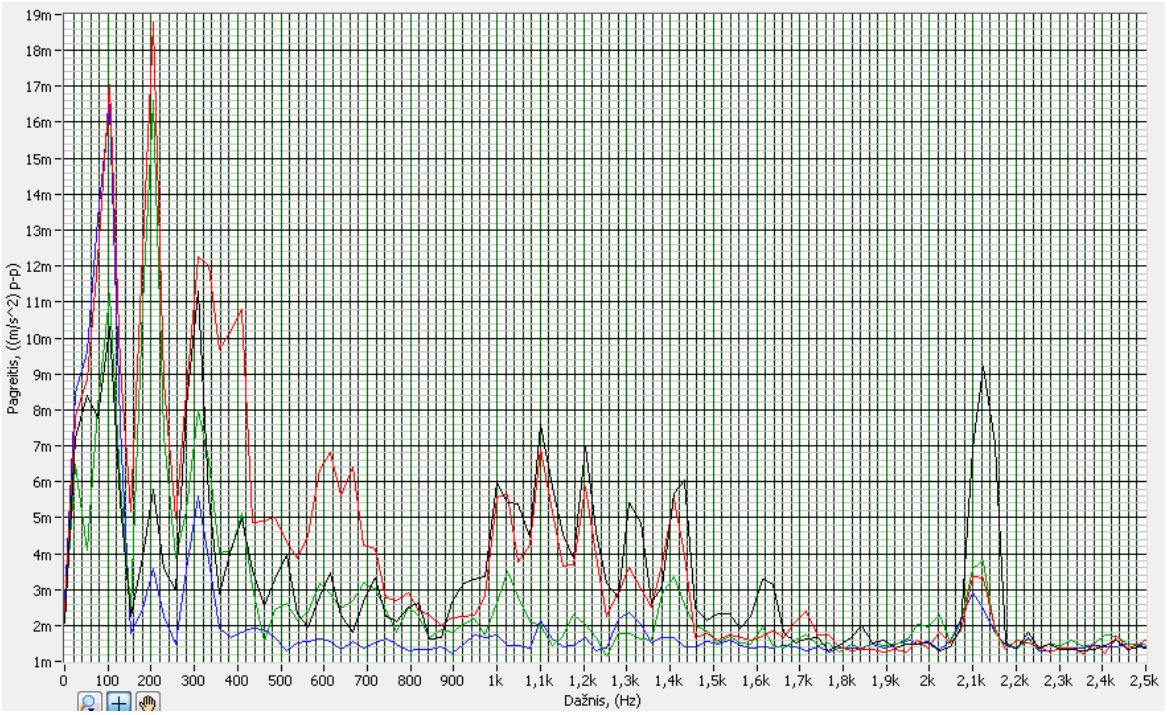
31 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant aukštais sūkiais (penkta padala). Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu

Visų keturių skirtingų konfigūracijų sistemų dinaminio atsako į žadinimą aukštais sūkiais besisukančiu sraigtu (4620 aps./min.) pirmasis pikas, kaip ir ankstesniais atvejais, vibracijų pagreičio spektro grafike yra ties traukos sistemos sūkių dažniu. Šiuo atveju tas dažnis yra 77 Hz. Sistemoje be papildomų vibracijų slopintuvų (atstojamasis standumo koeficientas – 287000 $\frac{N}{m}$) šio dažnio ribose pasiekiama 22,00 mm/s^2 virpesių pagreičio amplitudė. Esant sistemos konfigūracijoms su išbandytais papildomais virpesių slopinimo elementais, vibracijų dydis pirmą kartą tyrimo eigoje sumažėjo ne tik aukštesniuosiuose dažniuose, bet net ir pirmojoje modoje. Su papildomu putplasčio slopintuvu minimame dažnyje pasiekiama 15,90 mm/s^2 maksimali virpesių amplitudė, o naudojant papildomus kieto ir minkšto porolono slopintuvus gaunamos atitinkamai 17,50 mm/s^2 ir 20,40 mm/s^2 virpesių amplitudės. Sistemoje be papildomų vibracijų slopinimo elementų kiti ryškūs rezonansiniai reiškiniai užfiksuoti 280, 970 ir 1435 Hz dažniuose. 280 Hz dažnyje šiuo atveju pasiekiamas 7,75 mm/s^2 maksimalus virpesių pagreitis, 970 Hz dažnyje – 17,60 mm/s^2 pagreitis, o 1435 Hz dažnyje – 9,25 mm/s^2 vibracijų

pagreitis. Taip pat visoje žemesniųjų dažnių juostoje iki 1600 Hz buvo užfiksuotas daug aukštesnis nei ankstesniais atvejais, 2,00–2,50 mm/s^2 siekiantis nerezonansinių dažnių vibracinio triukšmo lygis. Naudojant papildomą putplasčio virpesių slopintuvą akselerometrais užfiksuotos 27 % mažesnės pirmosios modos vibracijos (15,90 mm/s^2). 280 Hz dažnio srityje vibracijų lygis sumažėjo 16 % (iki 6,50 mm/s^2), 970 Hz dažnyje virpesių pagreičio amplitudės maksimumas sumažėjo 71 % (iki 5,10 mm/s^2). 1435 Hz dažnyje virpesių galia sumažėjo beveik 58 % (iki 3,90 mm/s^2). Naudojant putplastį kaip papildomą slopinimo elementą sistemai veikiant galios lygiu, nustatytu penktąja galios svirtelės padėtimi, vibracijos viršijo kontrolinės sistemos vibracijas 1200 ir 1680 Hz dažnių juostose, tačiau šių vibracijų amplitudinės reikšmės išskirtinai neviršijo gretimų dažnių triukšmo lygio. Bendras sistemos vibracinis triukšmas nerezonansiniuose dažniuose naudojant šią vibracijų slopinimo medžiagą iš esmės identiškas etaloninės sistemos vibracijoms. Vietoj putplasčio tarp lėktuvo korpuso ir akselerometrų sumontavus kieto porolono sluoksnį elementų, matuojamų virpesių pagreičio amplitudės pikai taip pat sumažėjo visose ryškiosiose rezonansiniuose dažniuose, tačiau 1360 Hz dažnio zonoje atsirado naujas originalų triukšmo lygį viršijantis pikas, kuris šiuo atveju pasiekė 4,75 mm/s^2 pagreičio dydį ir savo galia išsiskyrė iš bendrojo gretimų dažnių triukšmo. Pirmame rezonansiniame dažnyje (77 Hz) kieto porolono slopintuvas vibracijų galią sumažino daugiau kaip 20 % (iki 17,50 mm/s^2). Antrojo rezonansinio piko dažnyje (280 Hz) naudojant kietą poroloną užfiksuotas 13,5 % siekiantis vibracijų lygio sumažėjimas (iki 6,70 mm/s^2). 970 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė šiuo atveju sumažėjo net 83,5 % (iki 2,90 mm/s^2). 1435 Hz dažnyje fiksuojami vibracijų pagreičiai taip pat sumažėjo reikšmingais 42,7 % (iki 5,30 mm/s^2). Naudojant kieto porolono medžiagos sluoksnį virpesių tiruko lygis 1600–2500 Hz dažnių juostoje išliko nesumažėjęs. Tarp tiriamos skraidyklės korpuso ir akselerometrų sumontavus labai minkšto porolono sluoksnį šiame galios režime sumažėjo ne tik matuojamų virpesių pagreičio amplitudžių pikai visose ryškiose pirminėse vibracijų modose, bet ir visa dažnių juosta tapo praktiškai horizontalia bendro vibracinio triukšmo atžvilgiu su nedideliais pikais 320 Hz ir 1380 Hz dažniuose. Skaičiuojant vibracijų galios sumažėjimą dėl minkšto porolono sluoksnio rezonansiniuose dažniuose gaunami tokie rezultatai: Primojo rezonansinio dažnio virpesių pagreitis sumažėjo 7 %. Antrojo piko (280 Hz) ribose šiuo atveju užfiksuotas 48 % vibracijų lygio sumažėjimas (iki 4,00 mm/s^2). 970 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė sumažėjo 87,5 % (iki 2,2 mm/s^2), o 1435 Hz dažnyje – 74 % (iki 2,40 mm/s^2). Bendras vibracinio triukšmo lygis visame tiriamų dažnių diapazone naudojant itin minkšto porolono pagrindą ne tik išliko labai tolygus, bet ir pastebimai žemesnis negu tais atvejais, kai buvo naudojamos kitos tirtos medžiagos.

32 paveiksle pavaizduota amplitudinė-dažninė tiriamo lėktuvo korpuso virpesių charakteristika, gaunama, kai korpusas žadinamas maksimaliais traukos sistemos sūkiais – 6120

aps./min. (septintoji galios svirtelės padėtis) greičiu besisukančio lėktuvo sraigto sukeliamų išorinių jėgų. Siekiant didesnio duomenų vaizdumo, visi rezultatai gauti vibracijas matuojant šiame traukos sistemos galios lygyje, kaip ir anksčiau darbe, pateikiami viename grafike:



32 pav. Korpuso virpesių pagreičio spektras traukos sistemai veikiant aukščiausiais sūkiais (septinta padala). Juoda spalva – be papildomo virpesių slopintuvo; raudona spalva – su papildomu putplasčio slopintuvu; žalia spalva – su papildomu kieto porolono slopintuvu; mėlyna spalva – su papildomu minkšto porolono slopintuvu

Visų keturių skirtingų konfigūracijų sistemų dinaminio atsako į žadinimą maksimaliu greičiu besisukančiu sraigtu pirmasis pikas amplitudinės-dažninės charakteristikos grafike yra ties 102 Hz dažnio riba. Šis dažnis tiksliai atitinka sraigto menčių sukimosi greitį šiuo konkrečiu atveju. Sistemoje be papildomų vibracijų slopintuvų šio dažnio ribose buvo pasiektas 10,40 mm/s^2 virpesių pagreičio amplitudė. Esant sistemos konfigūracijoms su išbandytais papildomais virpesių slopinimo elementais vibracijų reikšmės 102 Hz dažnyje visais atvejais gauti dar didesni. Su papildomu putplasčio slopintuvu pasiekta 17,10 mm/s^2 virpesių amplitudė, o naudojant papildomus kieto ir minkšto porolono slopintuvus gautos atitinkamai 11,30 mm/s^2 ir 16,50 mm/s^2 virpesių amplitudės. Antrasis reikšmingas visų konfigūracijų tiriamose sistemose atsiradęs virpesių pagreičio amplitudžių šuolis pastebimas 225 Hz dažnyje. Čia efektyviai vibracijas filtravo tik viena iš tirtų medžiagų. Sistemoje be papildomo slopinimo 225 Hz dažnyje užfiksuotas 5,80 mm/s^2 virpesių pagreitis, o sistemoje su papildomu minkšto porolono slopintuvu – 3,50 mm/s^2 pagreitis. Naudojant putplastį ir kietą poroloną šiame dažnyje užfiksuoti atitinkamai 18,70 mm/s^2 ir 16,50 mm/s^2 siekiantys vibracijų pagreičiai. Kitoje visoms sistemoms

bendroje rezonansinėje modoje – ties 335 Hz dažnio riba – teigiamomis virpesių slopinimo savybėmis pasižymėjo jau dvi iš tirtų medžiagų. Kontrolinės sistemos virpesių pagreitis šiame dažnyje buvo 11,40 mm/s^2, o sistemose su papildomais kieto ir minkšto porolono slopintuvais 335 Hz dažnyje vibracijų pagreitis buvo atitinkamai 8,00 mm/s^2 ir 5,60 mm/s^2. Naudojant papildomą putplasčio slopintuvą virpesių pagreitis 335 Hz dažnyje pasiekė 12,20 mm/s^2. Robotinės sistemos traukos elementui veikiant maksimaliais sūkiais, kai nebuvo naudojami papildomi vibracijų slopinimo elementai, rezonansinių virpesių pikų susiformavo žymiai daugiau negu sistemai veikiant bet kuriuo kitu aukščiau darbe aprašytu režimu. Be jau paminėtų dažnių vibracijų lygis smarkiai šoktelėjo 410 Hz, 490 Hz, 620 Hz ir kituose dažniuose (matoma 32 paveiksle), tačiau didžiausios ir pavojingiausios vibracijų pagreičio reikšmės, be aukščiau minėtų, susiformavo esant 1100 Hz, 1200 Hz ir 2120 Hz dažniams, kur atitinkamai pasiekė 7,50 mm/s^2, 7,00 mm/s^2 ir 9,25 mm/s^2 pagreitį. Tarp korpuso ir plokštės prie kurios pritvirtinti akselerometrai sumontavus papildomą putplasčio juostelę, matuojant vibracijas maksimaliame sistemos galios lygyje gauti rezultatai parodė, kad toks patobulinimas neigiamai paveikė sistemos dinamines charakteristikas praktiškai visame tiriamajame dažnių spektre iki 800 Hz. 105 Hz dažnio juostoje registruojamų virpesių pagreitis padidėjo maždaug 64 %. 225 Hz dažnyje maksimalaus pagreičio vertė naudojant putplastį padidėjo daugiau kaip 222 %. Atitinkamai 1100 Hz ir 1200 Hz dažniuose fiksuojami vibracijų pagreičiai sumažėjo 6 % ir 16 % (iki 7,00 mm/s^2 ir 6,90 mm/s^2), o 2120 Hz dažnyje buvo net 63 % mažesni nei etaloninėje sistemoje (3,40 mm/s^2). 618 Hz ir 662 Hz dažniuose naudojant putplastį atsirado nauji 6,80 mm/s^2 ir 6,40 mm/s^2 siekiantys vibracijų pagreičiai, kurių vertės 85–86 % viršijo sistemos be putplasčio vibracijas šiuose dažniuose. Sistemos dinamines charakteristikas koreguojant kieto porolono elementu, matuojamų virpesių pagreičio amplitudės pikai parodė, kad dinaminės visos sistemos charakteristikos pablogėjo tik pirmųjų dviejų rezonansinių modų ribose. 102 Hz dažnio srityje vibracijų pagreičio reikšmė padidėjo 8,6 %, o antrojo rezonansinio piko ribose užfiksuotas net 184 % siekiantis vibracijų lygio padidėjimas. 335 Hz dažnyje virpesių pagreitis buvo beveik 30 % mažesnis, o 410 Hz dažnyje – išliko praktiškai nepakitęs lyginant su etalonine sistema. Dinaminės sistemos charakteristikos, naudojant kietą poroloną, beveik nepakito visoje 400–800 Hz dažnių juostoje, o aukštesniuose dažniuose buvo pastebėta teigiama šios medžiagos įtaka dinaminėms visos sistemos savybėms. 1100 Hz dažnyje užregistruotas 52 % vibracijų pagreitis (3,60 mm/s^2), 1200 Hz dažnyje – 67 % (2,30 mm/s^2), o 2120 Hz dažnyje – 59 % (3,80 mm/s^2) mažesnis vibracijų pagreitis. 2020 Hz dažnių juostoje atsirado vibracijų pikas, kurio intensyvumas pralenkė originalios sistemos virpesius tame dažnyje, tačiau šių virpesių pasiektas pagreitis lyginant su gretimų dažnių virpesių energijomis nebuvo išskirtinio dydžio (2,30 mm/s^2). Tarp tiriamos sistemos korpuso ir akselerometrų sumontavus labai minkšto porolono sluoksnį,

matuojamų virpesių pagreičio amplitudžių pikai, sistemai veikiant maksimalios galios režimu, sumažėjo visose ryškiose pirminėse vibracijų modose išskyrus pirmąją. Pirmojoje modoje buvo užfiksuotas 58,7 % siekiantis vibracijų pagreičio padidėjimas. Antrojo rezonansinio piko (225 Hz) ribose šiuo atveju užfiksuotos 40 % mažesnis vibracijų lygis. 335 Hz dažnyje sistemoje su minkštu porolonu užfiksuotos beveik 51 % mažesnės vibracijos. Nuo 380 Hz iki pat 2500 Hz dažnio ribos naudojant papildomą minkšto porolono virpesių slopintuvą ir sistemos traukos elementui veikiant aukščiausiu galios režimu tyrimo metu užfiksuoti vibracijų pagreičiai buvo ne didesni negu 2,00 mm/s^2 išskyrus 1100 Hz, 1310 Hz ir 2100 Hz dažnius (33 pav.), kuriuose ir etaloninėje sistemoje pasireiškė labai aktyvūs virpesių pikai. Tokie matavimų rezultatai atlikus skaičiavimus parodo, kad sistemos su minkštu porolono sluoksniu dinaminės charakteristikos 410 Hz dažnyje buvo 62 % geresnės (1,90 mm/s^2), 1100 Hz dažnyje – 72 % geresnė (2,40 mm/s^2), o 2120 Hz dažnyje taip pat 62 % geresnės (2,90 mm/s^2) nei etaloninėje sistemoje.

IŠVADOS IR PASIŪLYMAI

Atliekant baigiamojo magistro darbo teorinės dalies uždavinius, „Matlab Simulink“ programinėje aplinkoje buvo sukurtas maksimaliai supaprastintas – vieno laisvės laipsnio – dinaminis nagrinėjamos autonominės robotinės sistemos modelis. Šio modelio mazguose nurodžius redukuotuosius dinaminius koeficientus, kiekvienam iš keturių skirtingų tyrime naudotų sistemos konfigūracijos atvejų gautos dinamines charakteristikas tais atvejais nurodančios diagramos, kurių rezultatai leido dar prieš eksperimentinės darbo dalies pradžią apytiksliai nustatyti sistemos dinaminėms charakteristikoms gerinti robotinėje sistemoje naudotų medžiagų mechaninių savybių įtaką viso įrenginio dinaminiam aktyvumui.

Teorinės darbo dalies rezultatai parodė, kad visais atvejais skraidyklės korpusas veikia kaip išorinių žadinimo jėgų sukeliamų vibracijų filtras, kuris geriausiai vibracijas šalina žemų dažnių srityje (iki 20Hz), o tam tikrame dažnyje (priklausomai nuo sistemos konfigūracijos) pasiekia rezonansinį piką, kuriame vibracijų nemažina, o jas dar ir sustiprina. Viršijus šį rezonansinį dažnį, sistema visais atvejais vėl slopina vibracijas, tačiau jau nebe taip efektyviai, kaip žemų dažnių srityje. Rezonansinis sistemos dažnis priklauso nuo jos konfigūracijos (papildomų elementų mechaninių savybių). Remiantis iš matematinio modelio rezultatų sudaryta Bode diagrama:

1. Originalios konstrukcijos korpuso teorinis rezonansinis dažnis – 51 Hz.

2. Sistemos su papildomu putplasčio slopintuvu teorinis rezonansinis dažnis – 77 Hz.

3. Sistemos su papildomu kieto porolono slopintuvu (Noise Isolator 5) teorinis rezonansinis dažnis – 51 Hz.

4. Sistemos su papildomu minkšto porolono slopintuvu (Porolonine kempine) teorinis rezonansinis dažnis – 26 Hz.

Teorinės tyrimo dalies metu nustatyta, kad aviacinio roboto eksploatacijos metu tikslinga vengti šių ir jiems artimų dažnių arba, jei tai neįmanoma, atkreipti daugiau dėmesio į tuo metu vykstančius dinaminius procesus, kad būtų išvengta sistemos gedimų dėl staiga išaugusių dinaminių apkrovų.

Atliekant darbo eksperimentinės dalies uždavinius, nustatyti redukuotieji dinaminių tiriamos sistemos charakteristikų koeficientai su kiekviena iš keturių korpuso konfigūracijų (be papildomų slopinimo elementų, su papildomu putplasčio slopintuvu, papildomu kieto porolono slopintuvu ir su papildomu minkšto porolono slopintuvu). Užfiksuotos laisvai slopstančių virpesių dažninės charakteristikos parodė, kad, esant skirtingoms konfigūracijoms, skraidyklės korpusas dinamiškai aktyviausias yra skirtinguose dažniuose, kurie atitinka teorinėje eksperimento dalyje nurodytas dažnių reikšmes. Konkrečiai originalios (nepatobulintos)

konstrukcijos korpusas dinamiškai aktyviausias yra 51 Hz zonoje, naudojant papildomą putplasčio slopintuvą dinamiškai aktyviausia sistema tampa 77 Hz srityje, o naudojant papildomus kieto ir minkšto porolonų slopintuvus, visas įrenginys dinamiškai aktyviausias yra atitinkamai 51 Hz ir 26 Hz srityse.

Taip pat eksperimentinio tyrimo metu nustatytos skraidyklės traukos sistemos kuriamo dinaminio žadinimo charakteristikos, įrenginiui veikiant keturiais skirtingais eksperimento metu suplanuotais galios režimais (kai galios svirtelė įrenginio valdymo pulte nustatyta ties pirmąja (mažiausios galios), trečiąja, penktąja ir septintąja (didžiausios galios) padėtimi). Tyrimo rezultatai parodė, kad traukos sistemos žadinimas didžiausia galia pasireškia esant šioms aplinkybėms:

1. Sistemai veikiant pirmuoju galios lygiu, rezonansinių reiškinių atsiranda 26 Hz dažnyje (variklis sukasi 1560 aps./min. greičiu).

2. Sistemai veikiant trečiuoju galios lygiu, rezonansinių reiškinių atsiranda 51 Hz dažnyje (variklis sukasi 3060 aps./min. greičiu).

3. Sistemai veikiant penktuoju galios lygiu, rezonansinių reiškinių atsiranda 77 Hz dažnyje (variklis sukasi 4620 aps./min. greičiu).

4. Sistemai veikiant septintuoju (maksimaliu) galios lygiu, rezonansinių reiškinių atsiranda 102 Hz dažnyje (variklis sukasi 6120 aps./min. greičiu).

Kadangi kai kuriais atvejais traukos sistemos vibracijų žadinimo dažniai sutampa su sistemos savųjų virpesių rezonansiniais dažniais, galima daryti išvadą, jog sistemai tinkamiausią slopinimo elemento medžiagą tikslinga pasirinkti pagal planuojamus eksploatacijos režimus, o iš tyrime naudotų medžiagų nei viena nėra tinkama naudoti visame įmanomame robotinės sistemos galios diapazone.

Tyrimo rezultatų duomenys parodė, kad tarp eksperimento metu išbandytų medžiagų nėra nei vienos, kuri autonominės robotinės sistemos vibracinį triukšmą optimaliai slopintų visoje tirtų dažnių juostoje ir įrenginį eksploatuojant visais darbo režimais, tačiau visos šios medžiagos kai kuriomis sistemos darbo sąlygomis stipriai (50 ir daugiau procentų) sumažino vibracijų pagreičius kai kuriuose dažniuose. Todėl tikslinga realiomis sąlygomis eksploatuojamo įrenginio valdymo sistemos virpesių slopinimo elementų medžiagą parinkti pagal numatomus skrydžio parametrus. Remiantis tyrimo duomenimis, padarytos tokios išvados:

1. Tirtoje sistemoje naudotų papildomų vibracijų slopinimo medžiagų teigiama įtaka sistemos dinaminėms charakteristikoms tuo didesnė, kuo mažesnis naudojamos medžiagos standumo koeficientas.

2. 200–2500 Hz dažnio diapazone iš naudotų medžiagų geriausiomis vibracijų filtravimo savybėmis pasižymi minkšto porolono (poroloninės kempinės) juostelės.

3. Sistemai veikiant aukštesniais sūkiais, papildomų vibracijų slopintuvų teigiamos savybės išnaudojamos geriau.

4. Visos panaudotos medžiagos sudarė reikšmingą neigiamą įtaką įrenginio dinaminėms charakteristikoms 1–200 Hz diapazone.

Pasiūlymai:

1. Autonominį robotinį aviacinį įrenginį eksploatuoti su sumontuotu papildomu valdymo sistemos bloko vibracijų slopintuvu iš minkšto porolono. Naudojant šią medžiagą pasiekiamas geriausias vibracijų filtravimas įrenginio valdymo bloke.

2. Įrenginio traukos sistemoje sumontuoti mažesnio žingsnio sraigtą. Tuomet darbiniu režimu veikiančioje sistemoje variklis veiks aukštesniais sūkiais ir bus geriau išnaudojamos teigiamos papildomo vibracijų filtro medžiagos savybės.

3. Tam, kad būtų sumažintos vibracijų amplitudės žemų dažnių zonoje (1–100 Hz diapazone), įrenginyje reikia panaudoti ne tik darbe aprašytą virpesių slopinimo priemonę, bet ir dar vieną nepriklausomą didesnio standumo vibracijų mažinimo įrenginį (pavyzdžiui valdymo bloko tvirtinimo plokštę dar pakabinti ir ant spyruoklių), kad atstojamoji sistema taptų dviejų laisvės laipsnių, nes naudojant vien pasirinktą sistemą pasiekiami teigiami rezultatai aukštesnių dažnių srityje, tačiau nepavyksta užtikrinti mažų vibracijų amplitudžių žemo dažnio srityje.

4. Esant galimybei, tolesnių tyrimų metu būtų tikslinga išbandyti pasirinktų vibracijas slopinančių elementų veiksmingumą natūraliomis įrenginio darbo sąlygomis – skrydžio metu – naudojant belaidžius akselerometrinius įrenginius.

LITERATŪRA

1. Amazon. *Amazon Prime Air* [interaktyvus], [žiūrėta 2015-02-18]. Prieiga per internetą: <http://www.amazon.com/b?node=8037720011>.

2. Augustaitis, V. K. 2000. *Mechaninių virpesių pagrindai.* Vilnius: Žiburio leidykla. 319 p.

3. Barauskas, R.; Žiliukas, P. 1997. *Mechaniniai virpesiai.* Kaunas: Technologija. 347 p.

4. Boashash, B., *et al.* 2003. *Time-Frequency Signal Analysis and Processing: A Comprehensive Reference*. Oxford: Elsevier Science. 81 p. ISBN 0-08-044335.

5. Bogdevičius, M.; Junevičius, R.; Vansauskas, V. 2012. *Transporto priemonių dinamika.* Vilnius: Technika. 90 p. eISBN 978-609-457-276-0.

6. Bručas, D. 2012. *Propeleriai: mokomoji knyga*. Vilnius: Technika. 92 p. eISBN 978-609-457-286-9.

7. Casadei, F.; Bertoldi, K.; Clarke, D. R. 2013. Finite element study of multi-modal vibration damping for thermal barrier coating applications, *Computational Materials Science* 79: 908–917.

8. Dell'Isola, F.; Maurini, C.; Porfiri, M. 2004. Passive damping of beam vibrations through distributed Electric networks and piezoelectric transducers: prototipe design and experimental validation, *Smart materials and structures* 13: 299–309.

9. Eshleman, R. L. 1999. *Basic machinery vibrations: An introduction to machine testing, anglysis and monitoring.* Clarendon Hills: VIPress. 270 p. ISBN 0-96-6950003.

10. Hosseinabadi, A. H. H.; Altintas, Y. 2014.Modeling and actine damping of structural vibrations in machine tools, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 7: 246–257.

11. Kauno šilas. *Sandara* [interaktyvus], [žiūrėta 2015-05-05]. Prieiga per internetą: <http://www.kaunosilas.lt/polistireninis-putplastis/sandara/>.

12. Lavishop. *Prekės informacija.* [interaktyvus], [žiūrėta 2015-03-10]. Prieiga per internetą: <http://www.geroskainos.lt/silent-coat-noise-isolator-8-triuksmu-slopinimo-medziaga.html>.

13. Lonas. *Kita*. [interaktyvus], [žiūrėta 2015-05-03]. Prieiga per internetą: <http://www.e-lonas.lt/produktai/kita/>.

14. National Instruments. *NI USB-443x Specifications.* [interaktyvus]. [žiūrėta 2014-12-17]. Prieiga per internetą: <http://www.ni.com/pdf/manuals/372485e.pdf>

15. O'Boy, D. J.; Krylov, V. V.; Kralovic, V. 2010. Damping of flexural vibrations in rectangular plates using the acoustic blank hole effect, *Journal of Sound and Vibrations* 329: 4672–4688.

16. Policijos departamentas prie vidaus reikalų ministerijos. *Unikalus lengvojo skraidančio nepilotinio aparato su vaizdo stebėjimo įranga (skraidyklės) pristatymas* [interaktyvus], [žiūrėta 2014-12-17]. Prieiga per internetą: <http://www.policija.lt/index.php?id=14677>.

17. Preumont, A. 2011. *Vibration Control of Active structures.* Berlin: Springer-Verlag. 430 p. ISNB: 978-94-007-2032-9.

18. Raudytė, R. L. 2014. Dronai: grėsmės ir galimybės, *Aviacijos pasaulis.*

19. Skandani, A. A., *et al.* 2012. Enhanced vibration damping of Darbon fibers-ZnO nanorods hybrid composites, *Applied Physics Letters* 101: 73–111.

20. Stanevičiūtė, T. 2003. Naujos eros aviacijoje pradžia, *Aviacijos pasaulis.*

21. U.S. Air force. *MQ-1B Predator* [interaktyvus], [žiūrėta 2015-05-04]. Prieiga per internetą: <http://www.af.mil/AboutUs/FactSheets/Display/tabid/224/Article/104469/mq-1b-predator.aspx>.

22. Zhu, S.; Shen, W.; Yl, X. 2012. Linear elecromagnetic devices for vabration damping and energy harvesting: modeline and testing, *Engineering Structures* 34: 198–212.