

KLAIPĖDOS UNIVERSITETAS

Jūrų technikos fakultetas

Mechanikos inžinerijos katedra

Justinas Kaminskas

**PAMATO STANDUMO ĮTAKOS
ROTORINĖS SISTEMOS
DINAMIKAI TYRIMAS**

Technologijų valdymo studijų programos
magistro baigiamasis darbas

KLAIPĖDA, 2014

MAGISTRO BAIGIAMOJO DARBO LYDRAŠTIS

Pildo magistro baigiamojo darbo autorius

Kaminskas Justinas

„Pamato standumo įtakos rotorinės sistemos dinamikai tyrimas“
(Investigation of the Foundation Stiffness Effect on the Dynamics of the Rotor System)

Patvirtinu, kad magistro baigiamasis darbas parašytas savarankiškai, nepažeidžiant kitiems asmenims priklausančių autorių teisių, visas baigiamasis magistro darbas ar jo dalis nebuvo panaudotas Klaipėdos universitete ir kitose aukštosiose mokyklose.

.....
(magistro baigiamojo darbo autoriaus parašas)

Sutinku, kad magistro baigiamasis darbas būtų naudojamas neatlygintinai 5 m. Klaipėdos universiteto studijų procese.

.....
(magistro baigiamojo darbo autoriaus parašas)

Pildo magistro baigiamojo darbo vadovas

Magistro baigiamąjį darbą ginti
(įrašyti – leidžiu arba neleidžiu)

2014-05-30 doc. dr. Marius Vasylius
(magistro baigiamojo darbo vadovo vardas, pavardė ir parašas)

Pildo katedros, kuriojančios studijų programą, administratorius (sekretorius)

Baigiamasis darbas įregistruotas katedroje **2014-05-30 NR.61JT-M-BD-MI-**

Administratorė Danutė Vaupšienė
(katedros sekretorės vardas, pavardė ir parašas)

Pildo katedros, kuriojančios studijų programą, vedėjas

Magistro baigiamąjį darbą ginti
(įrašyti – leidžiu arba neleidžiu)

2014-05-30 prof. dr. Jolanta Janutėnienė
(katedros vedėjo vardas, pavardė ir parašas)

Recenzentais skiriu

2014-05-30 prof. dr. Jolanta Janutėnienė
(katedros vedėjo vardas, pavardė ir parašas)

ANOTACIJA

Autorius: *Justinas Kaminskas*

Baigiamojo darbo pavadinimas: *Pamato standumo įtakos rotorinės sistemos dinamikai tyrimas.*

Baigiamajame darbe pateikti stendo, kurį sudaro rotorinė sistema ir pamatas, virpesių matavimai ir rezultatai. Pamatas bene vienas iš svarbiausių rotorinės sistemos dalių, užtikrinančių patikimą jos darbą. Dažnai projektuotojai padaro daug klaidų suprojektuodami pamatus, kurie visiškai netinka rotorinei sistemai, neįvertina pamato nuosavo virpesių dažnio, todėl pasitaiko tokių rotorinių sistemų, kurios dirba arti rezonanso reiškinių.

Šiame darbe yra analizuojami ir tiriami kelių tipų pamatai. Pamatas ir rotorinė sistema analizuojami kartu taikant kombinuotą tyrimo metodą: skaitinį modeliavimą (BEM) ir virpesių signalų analizę. Remiantis gautais tyrimų rezultatais, siekiama nustatyti, kokią įtaką nepakankamas pamato standumas turi rotorinės sistemos dinamikai ir stabilumui.

PAGRINDINIAI ŽODŽIAI: pamatas, rotorinė sistema, standumas, virpesiai.

ABSTRACT

Author: *Justinas Kaminskas*

Title of final work: *Investigation of the Foundation Stiffness Effect on the Dynamics of the Rotor System.*

This final work presents the measurements and results about vibrations at the stand, which consists of rotary system and foundation. The foundation is one of the most important parts of the rotary system, which ensures reliable work. Designers often makes a lot of mistakes in designing the foundations, which are completely not suitable for the rotary system, misjudge the foundation's natural frequency of the vibrations, so there are such rotary systems, which functions close to resonance.

This paper has investigated several types of foundations. The foundation is analysed together with the rotary system applying a method of combinative research: numerical modeling (BEM) and the analysis of vibrations' signals. Based on the research results, it tries to determine the impact of the lack of foundation rigidity to the rotary systems' dynamic and stability.

KEY WORDS: foundation, rotary system, rigidity, vibrations.

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS	6
LENTELIŲ SĄRAŠAS	9
ĮVADAS	10
I. ANALITINĖ DALIS	11
1.1. Rotorinės sistemos	11
1.2. Pamatų projektavimas	12
1.3. Virpesių slopinimas	14
1.3.1. Galimi virpesių slopinimo būdai	14
1.3.2. Virpesių izoliavimas	14
1.4. Mokslinių straipsnių apžvalga	16
1.5. Literatūros apžvalgos išvados	30
II. METODINĖ DALIS	31
2.1. Tyrimo objekto samprata	31
2.2. Stendo sudėtis ir jį sudarančių dalių techninės charakteristikos	32
2.2.1. Stendo pamatas	32
2.2.2. Elektros variklis	33
2.2.3. Mova	33
2.2.4. Guolių atramos	34
2.2.5. Velenas	34
2.2.6. Diskas	35
2.3. Tyrimo įranga	35
2.3.1. Daugiakanalis virpesių analizatorius OROS Mobi Pack OR36	36
2.3.2. Pagreičio jutiklis Wilcoxon 793	37
2.3.3. Optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7	39
2.4. Programinė įranga ANSYS	40
2.5. Eksperimentinio tyrimo metodika	40
2.5.1. Skaitinis eksperimentinis tyrimas	40
2.5.2. Praktinis eksperimentinis tyrimas	43
III. TYRIMO REZULTATAI	39
3.1. Skaitinio eksperimentinio tyrimo rezultatai	46
3.1.1. Pradinio stendo tyrimas	46
3.1.2. Stendo tyrimas, kada rotorinė sistema pamato centre	47
3.1.3. Stendo tyrimas, esant vienai pamato plokštei	49
3.1.4 Stendo tyrimas, esant vienai pamato plokštei ir naudojant lovinę siją	51

3.2. Praktinio eksperimentinio tyrimo rezultatai	52
3.2.1. Pradinio stendo tyrimo rezultatai, diskas prie veleno pritvirtintas gembiškai	52
3.2.2. Pradinio stendo tyrimo rezultatai, diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų	53
3.2.3. Stendo tyrimo rezultatai, rotorinė sistema pamato centre	55
3.2.4. Stendo tyrimo rezultatai, rotorinė sistema pamato centre	55
3.2.5. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte	57
3.2.6. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte	58
3.2.7. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte ir lovine sija	59
3.2.8. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte ir lovine sija	60
3.3. Palyginamoji rezultatų analizė	60
IŠVADOS	65
LITERATŪRA	67
PRIEDAI	70

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1. pav. Virpesių formos	11
1.2. pav. Pamato konstrukcijos principinė schema	13
1.3. pav. Vietinis pamato profilio standumo padidinimas	13
1.4. pav. Pamatai su kojomis	13
1.5. pav. Vibroizoliatoriai	15
1.6. pav. Mišrios konstrukcijos vibroizoliatoriai – slopintuvai	15
1.7. pav. Amortizatorius	15
1.8. pav. Vibroizoliatorių išdėstymo būdai	16
1.9. pav. Įrenginio vibracijų sugerties principinė schema	17
1.10. pav. Tinkamai paruošto pagrindo vaizdas	18
1.11. pav. Izoliuoto pamato vaizdas	20
1.12. pav. Efektyvus virpesių sugerties modelis	20
1.13. pav. Neefektyvus virpesių sugerties modelis	21
1.14. pav. Efektyvus virpesių sugerties modelis	21
1.15. pav. Izoliacinių plokščių taikymo principinė schema	22
1.16. pav. Pamato sistema	24
1.17. pav. Mašinos – pamato sistemos modeliai	26
1.18. pav. Rotorinės sistemos principinė schema	26
1.19. pav. Blokų tipo pamatas	27
1.20. pav. Kombinuoto blokų tipo pamatas	27
1.21. pav. Stalo tipo pamatas	27
1.22. pav. Stalo tipo pamatas su virpesių izoliatoriais	27
1.23. pav. Blokų pamatas su spyruoklėmis	28
1.24. pav. Bendra mašinų virpesių diagrama	28
1.25. pav. Mašinos – pamato sistemos principinė schema	29
1.26. pav. Mašinos modeliavimo ant pamato principinė schema	29
1.27. pav. Betoninio pamato modelis	30
1.28. pav. Rėmo modelis	30
2.1. pav. Rotorinės sistemos ir pamato stendas	31
2.2. pav. Stendo vaizdas su jį sudarančiomis dalimis	32
2.3. pav. Stendo plokštės profilio vaizdas	32
2.4. pav. Movos vaizdas	34
2.5. pav. Guolio atramos vaizdas	34
2.6. pav. Velenas	35

2.7. pav. Diskas	35
2.8. pav. Virpesių analizatoriaus OROS Mobi Pack OR36	36
2.9. pav. Akselerometro, kaip pagreičio matavimo jutiklio, tipinė konstrukcija	37
2.10. pav. Pagreičio jutiklis Wilcoxon 793	38
2.11. pav. Optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7	39
2.12. pav. Skaitinio eksperimento atlikimo schema	41
2.13. pav. Stendo geometrijos skaidymas į baigtinius elementus (Mesh)	41
2.14. pav. Viena iš gautų modalinės analizės virpesių formų	42
2.15. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio	43
2.16. pav. Stendo su išdėliotais jutikliais visame pamato plote vaizdas	44
2.17. pav. Stendo su viena pamato plokšte vaizdas	44
2.18. pav. Pradinio stendo eksperimento atlikimo principinė	44
2.19. pav. Pradinio stendo eksperimento atlikimo principinė	44
2.20. pav. Stendo su viena pamato plokšte eksperimento atlikimo principinė	45
2.21. pav. Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija eksperimento atlikimo	45
3.1. pav. Pradinio stendo vaizdas	46
3.2. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio	47
3.3. pav. Stendo vaizdas, kada rotorinė sistema pamato centre	48
3.4. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio	49
3.5. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte	49
3.6. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio	50
3.7. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte ir lovine sija	51
3.8. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio	52
3.9. pav. Pradinio stendo vaizdas	52
3.10. pav. Pradinio stendo virpesių spektrai	53
3.11. pav. Stendo vaizdas, kada diskas pritvirtintas tarp guolių atramų	54
3.12. pav. Pradinio stendo virpesių spektrai	54
3.13. pav. Stendo vaizdas, kada rotorinė sistema sumontuota pamato centre	55
3.14. pav. Stendo vaizdas, kada rotorinė sistema pamato centre	56
3.15. pav. Pradinio stendo „vandens krioklio“ diagramos	56
3.16. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte	57
3.17. pav. Stendo su viena pamato plokšte virpesių spektrai	57
3.18. pav. Stendo su viena pamato plokšte „vandens krioklio“ diagramos	58
3.19. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte	58
3.20. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte ir lovine sija	59

3.21. pav. Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija virpesių spektrai	59
3.22. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte ir lovine sija	60
3.23. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	61
3.24. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	61
3.25. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	62
3.26. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	62
3.27. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	63
3.28. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	63
3.29. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	64
3.30. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema	64

LENTELIŲ SĄRAŠAS

2.1. lentelė. Plokštės profilio techninės charakteristikos	32
2.2. lentelė. Elektros variklio techninės charakteristikos	33
2.3. lentelė. Movos techninės charakteristikos	33
2.4. lentelė. Guolio atramos charakteristikos	34
2.5. lentelė. Veleno charakteristikos	35
2.6. lentelė. Disko charakteristikos	35
2.7. lentelė. Virpesių analizatoriaus OROS Mobi Pack OR36 techninės charakteristikos	36
2.8. lentelė. Pagreičio jutiklio Wilcoxon 793 techninės charakteristikos	38
2.9. lentelė. Optinio fazės jutiklio Optel – Thevon 152 G7 techninės charakteristikos	40
3.1. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai	46
3.2. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai	48
3.3. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai	50
3.4. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai	51
3.5. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	53
3.6. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	54
3.7. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	55
3.8. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	56
3.9. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	57
3.10. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	58
3.11. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	59
3.12. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai	60

ĮVADAS

Naujų mašinų kūrimas bei eksploatuojamų tobulinimas yra perėjimas nuo energetinių ir technologinių įrenginių eksploatacijos iki gedimo principo, maksimaliai padidinant išleidžiamos produkcijos kokybę, įrenginių efektyvumą, patikimumą. Toks pagrindinis šiuolaikinių techninės būklės monitoringo ir gedimų diagnostikos sistemų tikslas, pagrįstas rotorinių sistemų virpesių matavimu, analize (Barzdaitis 1998, 5 p.).

Rotorinės sistemos plačiai naudojamos įvairiose žmogaus veiklos srityse ir dažnai nulemia vienos ar kitos ūkio šakos pažangą. Rotorinių sistemų yra labai įvairių: turbinos, generatoriai, elektros mašinos, įvairūs technologiniai įrenginiai, kurie dažniausiai yra montuojami ant pamato arba rėmo. Nuo jų dinaminio tikslumo ir patikimumo priklauso įvairių tikslųjų prietaisų, technologinių įrenginių darbo kokybė (Jonušas, Jurkauskas ir kt. 2001, 5 p.).

Tarp pamato ir rotorinės sistemos vyrauja glaudi sąveika. Rotorinės sistemos apkrovos, susidarančių virpesių veikiamas pamatas deformuojasi. Deformuojantis pamatui persisiskirsto jam perduodama apkrova, o tai turi įtakos pamato įtempiams ir deformacijoms. Todėl turi būti suprojektuotas patikimas pamatas atitinkamai rotorinei sistemai.

Temos aktualumas – minėtas nagrinėjamų problemų aspektas, kaip pamato nepakankamas standumas, paskatino atlikti mokslinį tiriamąjį darbą, taikant konstrukcinių elementų dinamikos bei diagnostinių požymių analizės teorinius pagrindus. Ši tema yra aktuali tuo, kad dažnai projektuotojai padaro daug klaidų projektuodami pamatus, kurie visiškai netinka rotorinei sistemai, neįvertina pamato nuosavo virpesių dažnio, todėl pasitaiko tokių rotorinių sistemų, kurios dirba arti rezonanso reiškinio. Šiame darbe yra tiriami kelių tipų pamatai. Pamatą ir rotorinę sistemą analizuojami kartu taikant kombinuotą tyrimo metodą: skaitinį modeliavimą (BEM) ir virpesių signalų analizę. Remiantis gautais tyrimų rezultatais, siekiama nustatyti, kokią įtaką nepakankamas pamato standumas turi rotorinės sistemos dinamikai ir stabilumui.

Taip pat nagrinėjama tema buvo parašytas ir publikuotas nacionalinėje mokslinėje konferencijoje „Jūros mokslai ir technologijos – 2014“ mokslinis straipsnis (1 priedas).

Darbo tikslas – skaitinių ir praktinių eksperimentinių tyrimų pagrindu atlikti nagrinėjamos sistemos kelių tipų pamatų virpesių matavimus, užtikrinant kuo didesnę pamato standumą, skirtingais darbo režimais ir juos tarpusavyje palyginti.

Darbo uždaviniai:

1. Išsiaiškinti rotorinių sistemų ir pamatų sampratą, jų projektavimo aspektus, bei išanalizuoti mokslinius straipsnius nagrinėjama tema.
2. Išanalizuoti tyrimo objektą, parinkti tyrimo įrangą ir sukurti eksperimentų atlikimo metodiką.
3. Atlikti skaitinį ir praktinį eksperimentinius tyrimus ir palyginti gautus rezultatus.

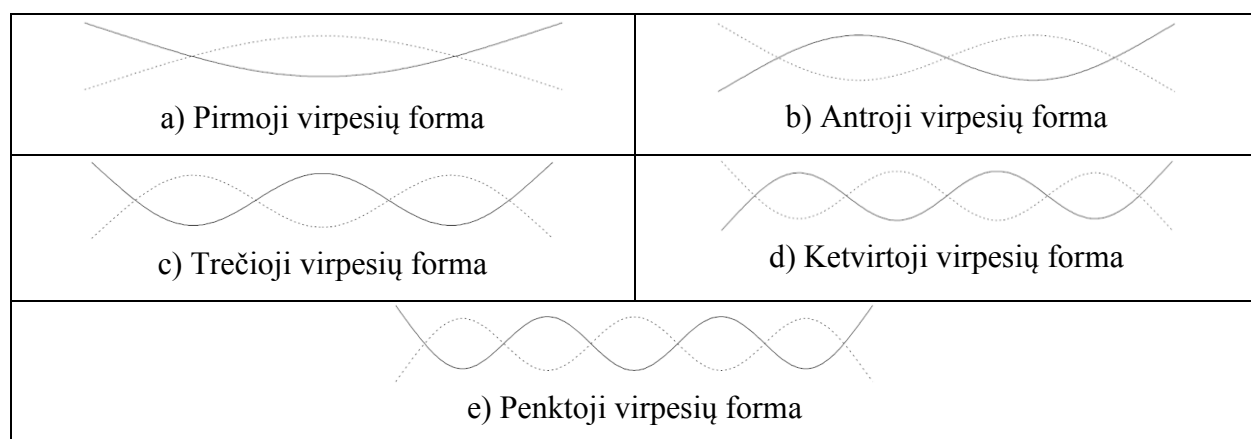
I. ANALITINĖ DALIS

1.1. Rotorinės sistemos

Rotorinės sistemos – tai tam tikrų elementų visuma, kuriai turi būti užtikrintas tam tikras elementų tarpusavio padėties tikslumas. Kiekviena rotorinė sistema ar kitoks panašaus pobūdžio įrenginys privalo būti standus. Standumas – tai išorinių jėgų veikiamo kūno geba išlaikyti matmenis deformacijų ribose. Todėl standumui užtikrinti yra projektuojami pamatai, rėmai, ant kurių yra montuojami įrenginiai.

Mašinų pamatai reikalauja ypatingo dėmesio, nes jie perduoda dinamines apkrovas į pagrindą, ant kurio yra sumontuoti. Dinaminė apkrova, eksploatuojant mašiną, paprastai nėra didelė palyginti su statiniu mašinos ir naudojamo pamato svoriu. Mašinos virpesių amplitudė jos veikimo dažniu yra svarbiausias parametras, kuris turi būti nustatytas, projektuojant mašinos pamatą. Todėl labai aktualu tirti pamatų dinamiką, įvertinant įvairius veiksnius. Dinamikos tyrimai padeda išstobulinti rotorinių sistemų konstrukciją, numatyti efektyvius darbo režimus, rasti optimalius sprendimus, kaip sumažinti jų vibracinį aktyvumą, padidinti patikimumą (Jonušas, Jurkauskas ir kt. 2001, 5 p.).

Virpesių tyrimai gali būti atliekami skirtingais būdais: tiek skaitiniu, tiek ir praktiniu būdu. Skaitiniai tyrimai atliekami, naudojant programinės įrangos paketus ir nustatant tam tikras tiriamo objekto virpesių formas. Teoriškai virpesių formos atrodo, kaip pavaizduota 1.1. pav. Didelių gabaritų ir didelių sukimosi greičių mašinose pasireiškia keletas rezonansinių dažnių, kai rotorinės mašinos yra paleidžiamos ir stabdomos. Kai rotorinių sistemų savųjų virpesių dažnis sutampa su priverstinių virpesių dažniu, pasireiškia rezonanso reiškinys.



1.1. pav. Virpesių formos

Praktiniai tyrimai atliekami, naudojant įrangą skirtą matuoti mechaniniams virpesiams. Taip pat virpesių tyrimų būdai gali būti taikomi iš karto abu, juos tarpusavyje palyginant.

1.2. Pamatų projektavimas

Guolių atramų dinaminės charakteristikos yra labai svarbios, ypač didelėms mašinoms. Šios atramos sudarytos iš mašinos korpuso, dažnai vadinamos statoriumi ir laikančiosios dalies – pamato. Fiziškai šios dalys yra atskiros, tačiau dinamiškai, kaip vienas kūnas. Statorių ir pamatų projektavimas yra sudėtingas, o struktūriniai elementai nors yra lygiai tokie pat, tačiau skiriasi jų dinaminės charakteristikos (Ehrich 2004, 196 p.).

Sujungiant elektromechaninės perdavos elementus (elektros variklį, reduktorių ir kt.) turi būti užtikrintas tam tikras elementų tarpusavio padėties tikslumas. Todėl elektromechaninės perdavos elementai yra tvirtinami ant pamato arba rėmo.

Pagrindiniai reikalavimai pamatui yra jo standumas ir atraminių paviršių, prie kurių tvirtinami įrenginio elementai, tarpusavio tikslumas.

Vienetinėje gamyboje pamatai dažniausiai suvirinami iš standartinių profilių arba plieno lakštų. Serijinėje gamyboje pamatai daromi iš lietu plokščių.

Pamato forma ir matmenys priklauso nuo ant jo montuojamų elementų formos, gabaritų ir tarpusavio padėties.

Iš standartinių profilių suvirintų pamatų komponavimo nuoseklumas:

1. Braižomas elemento, jungiančio elektros variklio veleną ir reduktoriaus greitaėgį veleną, kontūras su pjūviu. Šiuo elementu gali būti mova, diržinės perdavos, skriemuliai ir kt.

2. Braižomi elektros variklio ir reduktoriaus kontūrai. Jei reikia, prie variklio papildomai braižomas diržo įtempimo įtaiso kontūras.

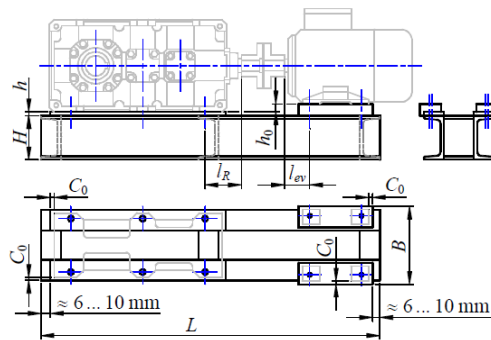
3. Jei nenubraižyti visi elektromechaninės perdavos velenai, tai braižomas elemento, jungiančio reduktoriaus lėtaėgį veleną su sekančiu velenu, kontūras su pjūviu. Po to braižomas veleno ir ant jo tvirtinamo elemento kontūras.

4. Nustatomi atstumai l_{ev} , l_R , h_0 ir kt. (1.2. pav.).

5. Elektros variklio, reduktoriaus ir kitų elementų atraminių paviršių lietimosi su pamatu vietose nubraižomos plokštelės. Plokštelių ilgis ir plotis turi būti 4 ... 10mm didesni už reduktoriaus, variklio ar kito elemento atraminių paviršių atitinkamus matmenis, t.y. $C_0 = 2 \dots 5$ mm. Plokštelių storis $h = 5 \dots 8$ mm (žr. 1.2. pav.).

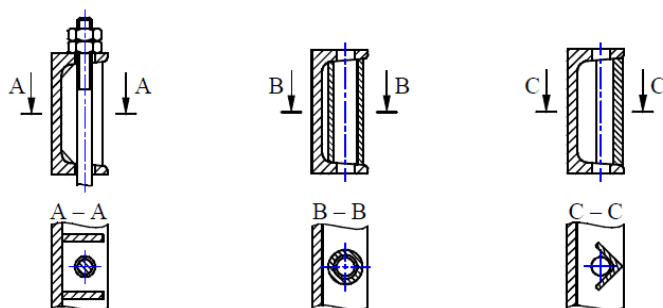
6. Nustatomas pamato ilgis L ir plotis B . Šiuos dydžius rekomenduojama apvalinti iki sveikojo skaičiaus, kartotinio 5 arba 10 mm.

7. Rėmo aukštis apskaičiuojamas taip: $H = (0,08 \dots 0,10) \times \max(L, B)$, mm. Pagal H parenkamas standartinis profilis.



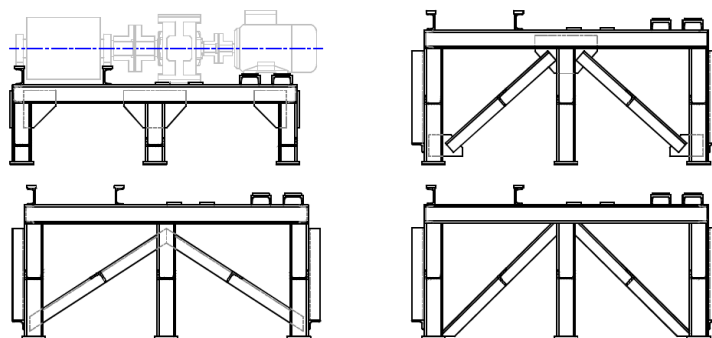
1.2. pav. Pamato konstrukcijos principinė schema (Vaičiulis 2010, 122 p.)

Jei virš pamato išsikišę tvirtinimo varžtai netrukdo elektromechaninės perdavos elementų tvirtinimui ir eksploatavimui, tai rekomenduojama pamatą tvirtinti, kaip parodyta 1.3. pav. Na, o kad nesumažėtų pamato vietinis standumas, atitinkamose pamato vietose viršutinę ir apatinę pamato lentynėles galima sujungti standumo briaunomis.



1.3. pav. Vietinis pamato profilio standumo padidinimas (Vaičiulis 2010, 123 p.)

Dažnai reikia, kad pamatas būtų pakeltas aukščiau negu pagrindas. Tokiais atvejais prie pamato pritvirtinamos kojos (žr. 1.4. pav.). Kojų skaičius priklauso nuo pamato formos ir gabaritų. Rekomenduojama, kad pamatas turėtų bent 6 kojas. Pamato standumas gali būti padidinamas privirinant standumo plokšteles (neaukštiems rėmams) arba įžambias sijas (aukštiems rėmams). Turi būti patikrinta aukštų rėmų kojos nepraras pastovumo.



1.4. pav. Pamatai su kojomis (Vaičiulis 2010, 124 p.)

1.3. Virpesių slopinimas

1.3.1. Galimi virpesių slopinimo būdai

Absoliučiai standžių (nesideformuojančių) kūnų gamtoje nėra. Tačiau tiriant mašiną, jos dalį, statinį ar kitokį elementą, galima išskirti tas jų dalis, kurių deformacijų leistina nepaisyti (pavyzdžiui: gelžbetonio pamato, ant kurio sumontuota mašina). Deformuojamąjį virpamosios sistemos elementą dinamiame modelyje dažnai leistina aproksimuoti vienu ar keliais absoliučiai standžiais kūnais, su kitomis dalimis sujungtais tampriaisiais ir slopinimo ryšiais. Tačiau reikia žinoti, kad absoliučiai standžių kūnų išdėstymas dinamiame modelyje priklauso nuo nagrinėjamųjų virpesių pobūdžio, jų atsiradimo priežasčių ir nagrinėjimo tikslo (Augustaitis 2000, 38 p.).

Jeigu kūnas sistemai virpant juda slenkamuoju judesiu (nesisuka), tai jis dinamiame modelyje apibūdinamas vienu parametru – jo mase m .

Judantis sukamuoju judesiu kūnas dinamiame modelyje išreiškiamas ašiniais ir išcentriniais inercijos momentais, judantis sukamuoju ir slenkamuoju judesiu – mase ir minėtais inercijos momentais.

Virpesių slopinimas dinamiame modelyje vaizduojamas slopinimo elementais. Jie modeliuoja tampriųjų elementų vidines trinties jėgas, slopinančias virpesius, išorines trinties jėgas, veikiančias judamuosiuose ir nejudamuosiuose sujungimuose, aplinkos pasipriešinimo jėgas, kylančias kūnams judant dujose, skystyje elektromagnetinių jėgų lauke (Augustaitis 2000, 48 p.).

Išorinės trinties sukeltos virpesių slopinimo jėgos atsiranda judant vienam kūnui kito kūno atžvilgiu. Nejudamųjų sujungimo vietose jas sukelia mikrojudesiai presuotuose, suveržtuose ir kt. sujungimuose. Šios trinties jėgos taip pat priklauso nuo kūnų judėjimo apibendrintųjų greičių ir rečiau – nuo deformacijų ir jų greičių. Naudojami įvairių konstrukcijų dempferiai (slopintuvai), vibroizoliaciniai įrenginiai išorinėms virpesių slopinimo jėgoms ir jėgų momentams sukurti (Augustaitis 2000, 48 p.).

Taip pat virpesius slopina ir įvairiais būdais liečiantys virpamuosius objektus skysčiai, dujos (pavyzdžiui, hidraulinės pavaros stūmoklio virpesius slopina hidrauliniame cilindre esantis skystis).

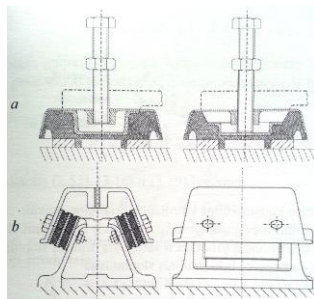
1.3.2. Virpesių izoliavimas

Virpesių izoliavimas yra konstrukcinis būdas sumažinti mechaniniams virpesiams, veikiantiems mašiną iš išorės ar pačios mašinos perduodamiems į aplinką per pakabą, pamatus ir pan. Jo esmę teoriškai apibrėžia jau anksčiau suformuluoti teiginiai (Žiliukas 2008, 72 p.):

1. Priverstinių virpesių amplitudė esti maža, kai mašinos (sistemos) tikrinis dažnis gerokai mažesnis už žadinimo dažnį.

2. Slopinimas sugeria virpesių energiją ir tuo mažina priverstinių virpesių amplitudę, ypač rezonanso srityje, be to, nuslopina laisvuosius virpesius.

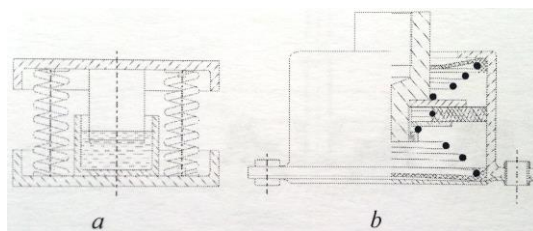
Pirmuoju teiginiu pagrįstas vibroizoliatorių (tampriųjų elementų – metalinių spyruoklių, guminių ir plastikinių pagalvėlių ir kt.) naudojimas. Jie skiriami sistemos tikriniam dažniams sumažinti (1.5. pav.).



1.5. pav. Vibroizoliatoriai (Žiliukas 2008, 73 p.):

a – iš apvalios sudėtingo profilio gumos; b – iš juostinės gumos.

Antrasis teiginys tinka slopintuvams, turintiems kokios nors rūšies trinties (skystinės, oro, sausiosios, histerezinės) elementą ar jų kombinacijas. Dažnai vibroizoliatoriai ir slopintuvai įtaisomi viename korpuse (1.6. pav.).

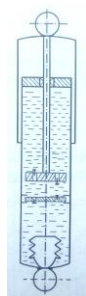


1.6. pav. Mišrios konstrukcijos vibroizoliatoriai – slopintuvai (Žiliukas 2008, 74 p.):

a – cilindrinės gniuždymo spyruoklės ir hidraulinis slopintuvas;

b – cilindrinės spyruoklės ir sausiosios trinties slopintuvas.

Apsaugai nuo staigių postūmių ir smūgių naudojami amortizatoriai, konstrukciniu požiūriu atitinkantys vibroizoliatoriaus ir slopintuvo junginį. Amortizatorius pateiktas 1.7. pav.

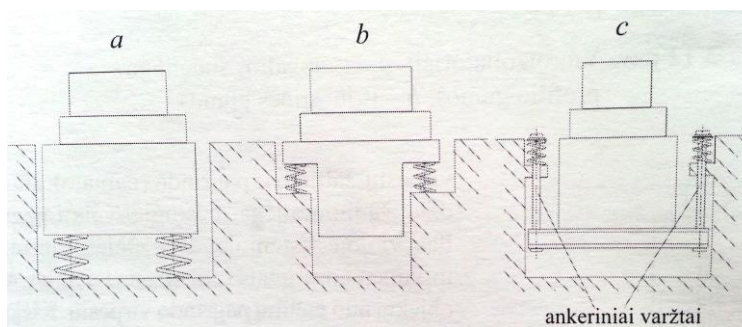


1.7. pav. Amortizatorius (Žiliukas 2008, 73 p.)

Virpesių izoliavimas pagal paskirtį skiriamas į aktyvųjų ir pasyvųjų. Abiem atvejais sistemoje naudojami ką tik paminėti elementai, tačiau jų vaidmenys skiriasi. Aktyvioje virpesių izoliavimo sistemoje vibroizoliatoriai statomi tarp virpesių šaltinio ir pagrindo (pamato). Jie neleidžia žadinimo jėgai tiesiogiai veikti pagrindo. Pasyvioje sistemoje, atvirkščiai, vibroizoliatoriai saugo prietaisą, tiksliąsias stakles ar kitą objektą nuo galimų pagrindo virpesių. Kiekvienu atveju vibroizoliatorius reikia apskaičiuoti, nes juos netinkamai parinkus, galimas priešingas efektas (Žiliukas 2008, 73 p.).

Aktyvioje izoliavimo sistemoje, norint kiek galima sumažinti tikrinių dažnių reikšmes, neretai maksimaliai didinama izoliuojamo objekto masė arba jis standžiai tvirtinamas prie masyvaus pagrindo, o vibroizoliatoriai statomi tarp jo ir pamato. Vibroizoliatorių vieta priklauso nuo to, ar galima objekto svorio centrą išdėstyti atraminių paviršių plokštumoje (1.8. pav.).

Slopinimo vaidmuo padidėja esant pasyviajam iš anksto vibroizoliavimui, nes čia žadinimo dažnis iš anksto paprastai būna nežinomas, o neretai jis esti poliharmoninio ar atsitiktinio pobūdžio.

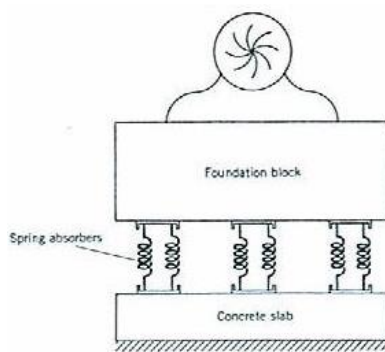


1.8. pav. Vibroizoliatorių išdėstymo būdai (Žiliukas 2008, 74 p.)

1.4. Mokslinių straipsnių apžvalga

Kaip teigia T. Östürk mašinų pagrindai yra žinomi, kaip dinamiškai apkrauti pamatai. Projektuojant mašinoms pamatus ar rėmus, projektuotojas turi įvertinti ne tik pamatą veikiančias statines, tačiau ir dinamines apkrovas, kurias sukelia pačios mašinos. Dėl to atsiranda rezonanso reiškiniai, kada padidėja virpesių amplitudės, o tai yra pati didžiausia problema pamato ilgaamžiškumui. Tokių mašinų pamatai turi būti suprojektuoti taip, kad sumažėtų perduodamų vibracijų amplitudė.

Kad virpesiai būtų sugerti, pamatas paprastai yra gaminamas iš dviejų dalių: mažesnė plokštelė arba viena plokštė, kuri pritvirtinta ant pagrindo ir viršutinė plokštė, esanti ant spyruoklių (amortizatorių). Įrenginys yra pritvirtintas prie viršutinės plokštės. Schematiškai pavaizduota 1.9. pav. Jei virpesių lygis nesumažėja, galima didinti pamato bazinį plotą arba masę.



1.9. pav. Įrenginio vibracijų sugerties principinė schema

Kaip buvo minėta, virpesių slopinimui yra naudojamos spyruoklės, dažniausiai gaminamos iš plieno. Taip pat virpesių slopinimui yra naudojamas kamštinis pluoštas, guminės pagalvės, pneumatiniai amortizatoriai ir kt. Būtent šiai pateiktai sistemai efektyviausiai virpesius slopina spyruoklės, tačiau turi būti nedidelė įrenginio masė ([http://www.sciencedirect.com/science ...4a7689e0575e5b7&searchtype=a](http://www.sciencedirect.com/science...4a7689e0575e5b7&searchtype=a)).

Visų mašinų pamatai turėtų būti laikomi inžinerine problema, kurią reikia spręsti. Pamatams su didelėmis dinaminėmis apkrovomis išauga virpesių intensyvumas, todėl turi būti imamasi atsargumo priemonių, užtikrinant sklandų sistemos darbą (<http://www.wseas.us/e-library/conferences/2007tenerife/papers/572-459.pdf>).

Tiriant pamatą, kuriame yra padidėjęs virpesių lygis, turi būti pateikti vertinimo kriterijai. Pateiktos sąlygos turi būti patenkintos:

1. Nustatyti, ar žala nėra padaryta ant pamato esantiems įrenginio struktūriniais elementams, o taip pat ir šalia esantiems įrenginiams.
2. Išsiaiškinti, ar nėra padaryta žala pačiam įrenginiui.
3. Patikrinti įrenginio veikimą, bei nustatyti ar šalia esantys įrenginiai pastarajam nekenkia.
4. Nustatyti, ar dirbant įrenginiams pasireiškia rezonanso reiškinys.
5. Išsiaiškinti, ar dėl vibracijų nėra padaryta žala dirbančiųjų sveikatai.

Mašinų ir papildomos įrangos išdėstymas ant pamato turi didelę įtaką atsirandantiems virpesiams. Palankūs virpesių šaltiniai sistemai susidaro tada, kai pati mašina yra ypač didelė, o pamatas mažas. Taip pat, kada pamatas yra padėtas ant netvirto pagrindo.

Didžiausias dėmesys, dirbant įrenginiui padėtam ant pamato, yra skiriamas, norint išvengti rezonanso reiškinio, kada virpesių amplitudė ženkliai padidėja. Reikia surasti virpesių atsiradimo šaltinius tam, kad jie sukeltų sistemai minimalų struktūros pažeidimo atsaką. Taigi yra labai svarbu atrasti ne tik tinkamą mašinos ir jai reikalingos papildomos įrangos išdėstymą ant pamato, tačiau ir patį pamatą pritvirtinti prie standaus pagrindo. Tinkamai atlikus minėtus dalykus bus galima išvengti neigiamos reakcijos mašinos elementams.

Gali būti taikomi tokie vibracijų šalinimo metodai:

1. Vidinis balansavimas, t.y. iki minimumo sumažinamas ekscentricitetas tarp besisukančių dalių. Tai yra pirmas žingsnis, pradedant atlikti kitus vibracijų šalinimo metodus.
2. Nustatyti vibracijos šaltinio vietą, bei patikrinti įrenginių išdėstymą.
3. Stabilizuoti pagrindą, ant kurio pastatytas įrenginys.
4. Prie įrenginio gali būti pridėtos pagalbinės masės, kurios suteiks didesnę standumą.

Visame pasaulyje egzistuojančių rotorinių sistemų veikimas priklauso nuo pamatų, ant kurių jos sumontuotos. Rotorinių sistemų klasei priklauso: kompresoriai, siurbliai, generatoriai, presai, malūnai, maišytuvai ir kt. Šio tipo sistemą (pamatą ir rotorinę sistemą) yra gana sudėtinga montuoti bei remontuoti (<http://www.hydrocarbons-technology.com/...getting-the-most-from-your-machines -and-foundations2/>).

Rotorinių sistemų ir pamatų, veikimo metu iškilusioms problemoms šalinti, diagnostika nuolat gerėja. Dėl šiuolaikinės diagnostikos įrangos pažangos minėtose sistemose, problemų atsiranda kiekvienais metais vis mažiau. Tačiau vis dar yra kelios iki galo neišspręstos bėdos, pasireiškiant sistemos dinaminiais virpesiais. Buvo pateikti faktai, kad didelė pamato – rotorinių sistemų dalis nepriekaištingai veikia mažiau nei tikimasi ar nurodoma garantijoje. Statistika teigia, kad net 70% veikiančių įrenginių atsiranda su virpesiais susijusios problemos. Kad išvengti minėtų problemų reikia: tinkamai suprojektuoti pamatą, ant kurio bus montuojama rotorinė sistema, pamato masė turi būti 6 kartus didesnė, jeigu ant pamato montuojama slankiojanti tam tikromis kyptimis sistema, 3 kartus didesnė, jei ant pamato montuojama rotorinė sistema, tinkamai paruošti pagrindą, ant kurio montuojamas pamatas. Pagrindas (1.10. pav.) turi būti paruoštas pagal galiojančius statybos metodus.



1.10. pav. Tinkamai paruošto pagrindo vaizdas

Pagal P. Čyrą, virpesius vadiname periodiškai pasikartojančius mechaninius svyravimus. Tai taškiniai arba visos mechaninės sistemos svyravimai laiko atžvilgiu.

Šiuos svyravimus sąlygoja nesubalansuotos tam tikros sistemos dalys esant sukimosi judesiui arba pasikartojantys smūgiai. Virpesius generuoja įvairūs pneumatiniai instrumentai, rankiniai prietaisai, kompresoriai, vibroaikštelės, transporto priemonės ir kiti mechaniniai objektai.

Kiekvienas mechaninis objektas yra svyravimų sistema, galinti turėti šešis laisvumo laipsnius. Tačiau faktiškai mechaninės sistemos turi standžius ryšius, kurie neleidžia sistemai judėti tomis kryptimis.

Pagrindiniai virpesius charakterizuojantys dydžiai yra: amplitudė, virpesių greitis, virpesių pagreitis, periodas ir dažnis.

Tinkamoms darbo sąlygoms užtikrinti yra naudojami įvairūs virpesių mažinimo metodai ir būdai. Visų pirma, reikia stengtis slopinti paties šaltinio virpesius, konstrukcijų paviršius padengiant (purškiant arba klijuojant) virpesius slopinančia medžiaga, reguliuojant mechanizmų judančias detales taip, kad išvengti rezonansinių reiškinių.

Virpesių slopinimas – tai virpesių lygio sumažinimas pakeičiant mechaninių svyravimų energiją į šiluminę energiją. Kuo didesnė medžiagos vidinė trintis, tuo ji geriau slopina virpesius. Todėl tokios medžiagos, kaip guma, plastmasė, medis ir įvairios mastikos naudojamos virpesių slopinimui.

Jeigu generuojami sistemos virpesiai yra žemų ir vidutinių dažnių intervaluose, naudojamos kietos, daugiasluoksnės dangos, o jeigu aukštų dažnių - tai minkštos, vienasluoksnės. Virpesiams mažinti labai svarbu, kad nesusidarytų rezonanso sąlygos, t.y. kad atskirų mazgų ar mechanizmo savųjų svyravimų dydžiai nebūtų artimi sužadavimo jėgos dažniams (<http://www.pavesis.lt/pavesis/pavesiai/26/3/V%C4%97dinimas.pdf>).

Kaip teigia G. Gazetas, pagrindinis tikslas projektuojant mašinos pamatą yra sumažinti amplitudės dydį. Išaugus virpesių amplitudei, tai gali neigiamai paveikti tiek pačią mašiną sudarančius elementus, tiek ir žmones, kurie dirba toje zonoje, kurioje yra mašinos – pamato sistema. Taigi pagrindinis dalykas sėkmingam mašinos pamato projektavimui yra atsargi inžinerinė pamato analizė, nustatant pamato atsaką į veikiančias dinamines apkrovas.

Anksčiau mašinų pamatai buvo projektuojami neatliekant jokių virpesių matavimų. Viena iš pagrindinių pamatų projektavimo taisyklių buvo tokia, kad pamato masė turi būti nuo 3 iki 5 kartų didesnė negu mašinos masė. Pamato masei esant kelis kartus didesnei už mašinos, sumažėja sistemos rezonansinis dažnis. Nors iš pirmo žvilgsnio toks teiginys atrodo gana logiškas, tačiau tai ignoruoja judesio efektą. Iškyla tam tikra problema: sistemos žadinimas.

Įvairios inercijos, standumo ir slopinimo parametrų vertės yra reikalingos žadinimui. Du mokslininkai Whitman ir Richart pasiūlė deformacijas, tinkančias žemo dažnio ir vidutinio slopinimo vertėms dažnių diapazone, kuriame paprastai įvyksta rezonansas. Norint gauti gerą rezonansinių dažnių suderinamumą tarp grupuojamų parametrų ir pačios sistemos, mokslininkai rekomendavo naudoti fiktyvią masę. Taigi fiktyvi masė (masės inercijos momentas) turi būti pridėta prie pamato. Tai padeda sumažinti pamato deformaciją. Vėliau šie mokslininkai pristatė visų

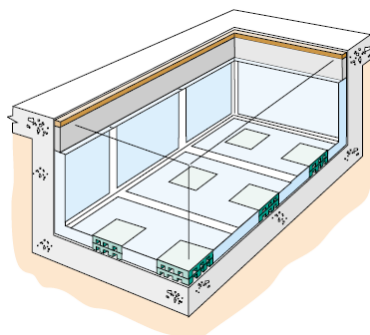
keturių vibracijos režimų išraiškas (<<https://www.etcg.upc.edu/docencia/postgrau/mobilitat/201112...Vibrations STATEoftheART.pdf>>).

Pagal autorių M. Y. Fattah mašinų pamatų projektavimas yra gana sudėtingas procesas, kurį sudaro trys aspektai: reikalingo pamato konstrukcijos kūrimas (projektavimo kriterijus); dinaminės apkrovos savybių nustatymas; pamato pritaikymas rotorinės sistemos tvirtinimui.

Buvo nustatyta, kad svarbiausias kintamasis projektuojant mašinų pamatus yra pagrindo, ant kurio dedamas pamatas, šlyties modulis. Atsižvelgiant į šlyties modulį, kaip svarbiausią kintamąjį, taikant empirinį metodą, nustatyta, kad didžiausias pagrindo tūris sumažėja, kai šlyties modulis didėja (<<http://www.researchgate.net/publication/253650975DESIGNCHARTSFOR MACHINEFOUNDATIONS>>).

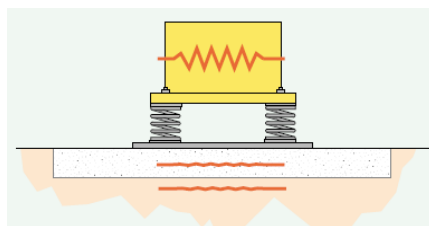
Gana dažnai yra naudojami izoliuoti pamatai (1.11. pav.). Šie pamatai pasižymi šiomis savybėmis (<<http://www.farrat.com/downloads/svi4.07isolatedfoundations4.07fullcatalogue-114841.pdf>>):

1. Padidina mašinos rėmo standumą.
2. Statinės apkrovos pasiskirstymo didinimas.
3. Didina mašinos inercijos momentą, sumažina virpesių intensyvumą.
4. Patikslinus svorio centrą, pagerina sistemos stabilumą.
5. Didesniame pagrindo plote paskirstomos statinės ir dinaminės apkrovos.



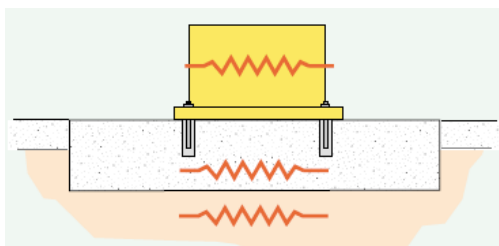
1.11. pav. Izoliuoto pamato vaizdas

Virpesių kontrolė apima teisingą elastingo tvirtinimo ar medžiagos naudojimą, siekiant užtikrinti tinkamą izoliacijos laipsnį tarp mašinos ir jos atraminės struktūros (1.12. pav.).



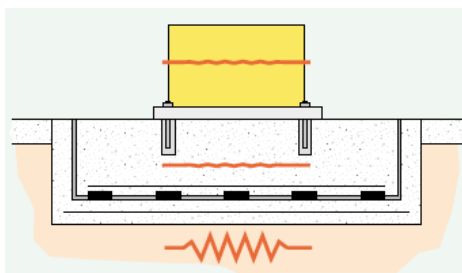
1.12. pav. Efektyvus virpesių sugerties modelis

Kada įrenginys yra montuojamas tiesiai prie pamato be jokių virpesių izoliavimo priemonių, sunku yra užtikrinti tinkamą izoliacijos laipsnį tarp mašinos ir jos atraminės struktūros (1.13. pav.).



1.13. pav. Neefektyvus virpesių sugerties modelis

Naudojant izoliuotą pamatą (1.11. pav.) ir veikiant pasyvų šoką yra užtikrinamas tinkamas izoliacijos laipsnis tarp mašinos ir jos atraminės struktūros (1.14. pav.).



1.14. pav. Efektyvus virpesių sugerties modelis

Virpesių lygio sumažinimas rotorinėse sistemose yra labai aktualus siekis. Pastaraisiais metais nuolatinis minėtų sistemų veikimo tobulinimas atnešė teigiamų rezultatų. Tiriamose sistemose sumažinus virpesių lygį, padidėjo pamatų standumas, sumažėjo guolių defektų atsiradimo tikimybė, taip pat sumažėjo triukšmo lygis.

Sistemose užtikrinti minimalų virpesių lygį padeda ant pamatų montuojami virpesių izoliatoriai, kurie turi turėti pakankamą virpesių slopinimo pajėgumą ([http://www.bilz - usa.com/Foundation%20Systems%20Broc...>](http://www.bilz-usa.com/Foundation%20Systems%20Broc...>)).

Virpesių izoliavimo intensyvumas didele dalimi priklauso nuo mašinos greičio ir atsirandančių smūgių santykio bei virpesių dažnio izoliatoriaus veikimo efektyvumo. Apskritai galima teigti, kad kuo mažesnis virpesių izoliatoriaus dažnis ir didesnis santykis tarp jėgos veikimo dažnio ir savojo sistemos dažnio, tuo didesnis virpesių izoliatoriaus efektyvumas.

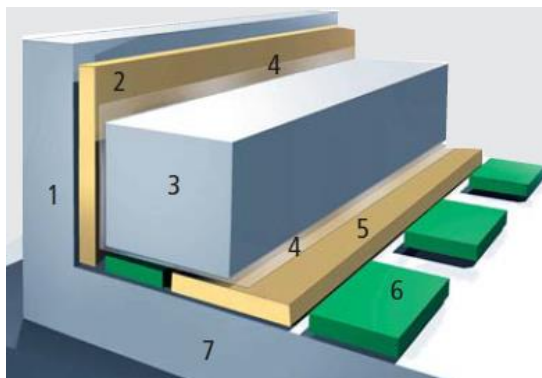
Pateikiama formulė, leidžianti apskaičiuoti virpesių izoliatoriaus efektyvumą:

$$J_s = \frac{\left(\frac{f_m}{f_o}\right)^2 - 2}{\left(\frac{f_m}{f_o}\right)^2 - 1} \cdot 100\%, \quad (1)$$

čia: f_o – savasis izoliatoriaus virpesių dažnis;

f_m – mašinos virpesių dažnis.

Pagrindinis pamatų tikslas yra stabilizuoti mašinų darbą, taip pat padidinti inercijos momentą. Pamatai turi teigiamos įtakos, mažinant mašinų virpesių amplitudę. Tačiau negalima teigti, jog pamatai, turintys pakankamai didelę masę, gali panaikinti visas su virpesiais susijusias problemas. Dėl šios priežasties, kaip dar vienas virpesių šalinimo būdas, yra izoliacinių plokščių (1.15. pav.) naudojimas.



1.15. pav. Izoliacinių plokščių taikymo principinė schema

1 – atraminė siena, 2 – mineralinis pluoštas, 3 – pamato blokas, 4 – PVC danga,
5 – mineralinis pluoštas, 6 – izoliavimo plokštė, 7 – pamato pagrindas.

Mašinos – pamato sistema turėtų būti pateikta, kaip matematinis modelis, naudojant kompiuterinę programą, tinkančią atlikti dinaminę analizę. Atlikus dinaminę analizę turi būti aiškūs savieji sistemos virpesių dažniai, pateiktos virpesių formos (www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/.../ACI-351-3R-04.pdf).

Dinaminė virpesių dažnio analizė yra paremta virpesių dažnio palyginimu, kada dirbant mašinai jos struktūrą veikia tam tikros jėgos ir kada mašinai dirbant jėgos neveikia. Jeigu vienu būdu ir kitu būdu nustatyti virpesių dažniai sutampa, pasireiškia rezonanso reiškinys. Rezonanso reiškinys nėra naudingas, kadangi tai yra mašinų, pastatų, tiltų bei kitokių įrenginių suirimo priežastis. Siekdami išvengti pavojingų rezonanso padarinių, konstruktoriai iš anksto

apskaičiuoja mašinų bei įrenginių savąjį dažnį, kad eksploatuojant tuos įrenginius, rezonansas nepasireikštų.

Virpesių dažnio analizė yra atliekama, taikant baigtinių elementų metodą, apskaičiuojant savuosius dažnius ir nustatant struktūros virpesių formas.

Baigtinių elementų metodas:

$$[M]X(t) + [C]X(t) + [K]X(t) = \bar{F}(t), \quad (2)$$

čia, $[M]$ – masių matrica;

$[K]$ – standumo matrica;

$[C]$ – slopinimo matrica;

$X(t)$ - greičio, pagreičio, poslinkio vektorius;

$\bar{F}(t)$ - jėgos vektorius.

Kada jėga ir slopinimas lygūs 0, judėjimo lygtis yra išreiškiama taip:

$$[M]X(t) + [K]X(t) = 0, \quad (3)$$

Pagal M. F. Carbajal – Romero kai kurios dabartinės dinaminėjų struktūrų problemos šiomis dienomis yra susijusios su pamatais, veikiamais dinaminėmis apkrovomis. Paprastai šių struktūrų analizė yra atliekama, atsižvelgiant į grupuojamų parametrų metodus, naudojant virpesių izoliatorius arba spyruokles.

Iš daugelio galimų formulavimų, pamatų sistemos analizė yra atliekama, atsižvelgiant į kiekvieną sistemos elementą. Taip pat gerai žinoma, kad pamato sistema (1.16. pav.) turi šešis laisvės laipsnius. Pagal tai yra parenkamos sistemai reikalingos spyruoklės ar izoliatoriai sugerti virpesiams (<http://www.redalyc.org/resumen.oa?id=40415987004>).

Bendroji rotorinės sistemos dinamikos lygtis:

$$[M]\ddot{a}(t) + [C]\dot{a}(t) + [K]a(t) = \bar{F}(t), \quad (4)$$

čia, $[M]$ – masių matrica;

$[K]$ – standumo matrica;

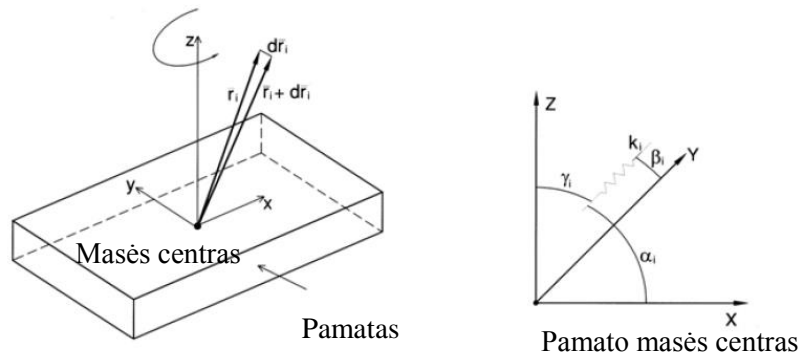
$[C]$ – slopinimo matrica;

$a(t)$ – poslinkio vektorius;

$\dot{a}(t)$ - greičio vektorius;

$\ddot{a}(t)$ - pagreičio vektorius;

$\bar{F}(t)$ - jėgos vektorius.



1.16. pav. Pamato sistema

Pagal A. Astrauską, teoriškai yra pagrįsta, kad pagrindinės trikdymo jėgos bei jėgų momentai, nulemiantys pamato virpesių režimą – vibracijas sukeliančios masės inercijos jėgos bei inercijos jėgų momentai. Trikdymo inercijos jėgų, veikiančių pamatą, apskaičiavimuose pateikiamos tik galutinės išvestos formulės. Jėgų veikimo taškas, nustatytas pagal pateikiamas formules, sutampa su vibracinės mašinos vibratoriaus veleno sukimosi ašimi, jėgos momentas veikia šios ašies atžvilgiu ([http://leidykla.vgtu.lt/conferences/Aplinka2008/AplinkoskonferencijosPDF/6sek70Astrauska sVirpesiu.pdf](http://leidykla.vgtu.lt/conferences/Aplinka2008/AplinkoskonferencijosPDF/6sek70Astrauska%20sVirpesiu.pdf)):

$$P_z = \frac{n^2 R}{900} \left[\sqrt{\left(G_1 + G_2 + G_3 \frac{\rho}{R} \right)^2 + \left(\frac{e}{L} \right)^2 \left(G_1 + \frac{L_c}{L} G_2 \right)^2} \cdot \cos(\varphi + \gamma) + \frac{R}{2} \left(G_{p1} + \frac{L_c}{L} G_2 \right) \cos 2\pi \right], \quad (5)$$

$$P_x = \frac{n^2 R}{900} \left(\frac{L - L_e}{L} \cdot G_2 - \frac{\rho}{R} \cdot G_3 \right) \sin \varphi, \quad (6)$$

$$M = \frac{n^2 R}{900} \left(G_1 + \frac{L_c}{L} \cdot G_2 \right) \left[e \sqrt{1 + \left(\frac{e}{L} \right)^2} \cos(\varphi + \gamma_1) + \frac{R}{2} \sin 2\varphi \right], \quad (7)$$

čia, P_z – vertikalioji inercijos jėga, veikianti pamatą.

P_x – horizontali inercijos jėga, veikianti pamato judėjimo kryptimi;

n – ciklų skaičius per minutę;

R – slenkamojo judesio atstumas, m;

G_1, G_2, G_3 – atitinkamu judančių dalių svoris, kg;

P – atstumas nuo svorio centro, m;

L – nuo judesį suteikiančio mechanizmo sujungimo taško kelio ilgis, m;

L_e – atstumas nuo svorio centro iki judančio mechanizmo įtvirtinimo, m;

e – mašinos rėmo pasistūmimas judančio mechanizmo įtvirtinimo taško atžvilgiu;

φ – nukrypimo kampas nuo horizontaliosios judėjimo krypties.

Nagrinėjant vibracinės mašinos virpesius, perduodamus į pamatą ir grunto masyvą po juo, reikėtų vertinti kaip sudėtingą sistemą, susidedančią iš keleto tarpusavyje susijusių tamprųjų kūnų. Be to, pagrindo grunto masė bendruoju atveju tektų nagrinėti, kaip vientisą terpę, pasižyminčią kintamu tamprumu ir tankiu.

Išanalizavus vibracinės mašinos pamatu sklindančias jėgas, galima daryti tokias išvadas:

1. Sumarinis mašinos ir pamato standumas leidžia teigti, kad į deformacijas galima neatsižvelgti.

2. Vibracinės mašinos pamatų virpesius iš esmės galima suvesti į uždavinio sprendimą apie kietojo kūno, besiremiančio į tamprų pagrindą, virpesius, veikiant priverstinėms trikdyto jėgoms.

3. Teisingai suprojektuoti mašinų pamatai pasižymi plokščiu padu, kurio pjūvis – stačiakampis. Bendrasis pamato ir mašinos svorio centras, bei pado ploto svorio centras yra vienoje vertikaloje ašyje.

4. Jeigu bendrasis įrenginio svorio centras ir pado ploto svorio centras yra vienoje vertikaloje, pamato virpesius galima išskaidyti į daugybę nepriklausomų virpesių ir nagrinėti juos atskirai:

1) vertikalieji virpesiai mechanizmo judėjimo plokštumoje;

2) horizontalieji virpesiai;

3) horizontalieji ir slenkamieji virpesiai plokštumoje, statmenoje mechanizmo plokštumai.

Pagal S. Prakash mašinų pamatai reikalauja ypatingo dėmesio, nes jie perduoda dinamines apkrovas į pagrindą, ant kurio yra sumontuoti. Dinaminė apkrova, eksploatuojant mašiną, paprastai nėra didelė palyginti su statiniu mašinos ir naudojamo pamato svoriu. Mašinos virpesių amplitudė jos veikimo dažniu yra svarbiausias parametras, kuris turi būti nustatytas, projektuojant mašinos pamatą.

Yra daug tipų mašinų, kurios generuoja įvairias periodines jėgas. Svarbiausios kategorijos yra (<http://www.webcivil.com/vibratingm.aspx>):

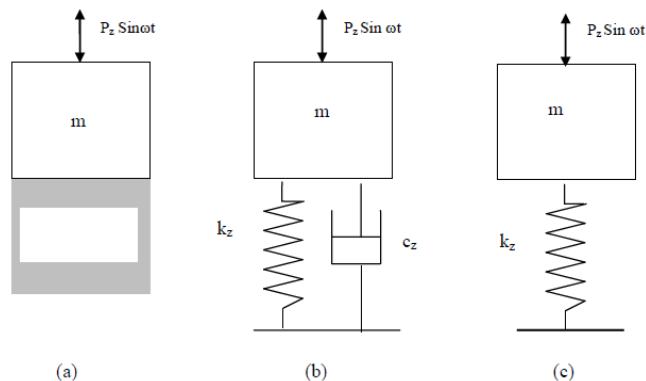
1. Stūmoklinės mašinos. Mašinos, kurios yra veikiamos periodiškai nesubalansuotų jėgų (pvz.: garo turbinos). Tokių mašinų veikimo greitis mažiau nei 600 aps/min.

2. Smūginės mašinos. Šios mašinos yra veikiamos smūginių apkrovų (pvz.: kalant plaktukui). Jų veikimo greitis paprastai būna 60 – 150 smūgių per minutę.

3. Rotorinės mašinos. Mašinos, kurios dirba ypač dideliais greičiais, tokios kaip turbogeneratoriai, kompresoriai. Jų greičiai siekia nuo 3000 aps/min iki 12000 aps/min.

Taip pat dažnai atliekama mašinų pamatų analizė. Dažniausiai ši analizė atliekama labai paprastai, kaip pateikta 1.17. pav. a. Paveiksle pateiktas pamatas, sumontuotas ant standaus pagrindo. Tarkime, kad dirbant mašinai ją veikia vertikaliai nesubalansuota jėga pridėta mašinos – pamato sistemos masės centre. Pagal šią sąlygą pamatas vibruos tik statine kryptimi. Pamato

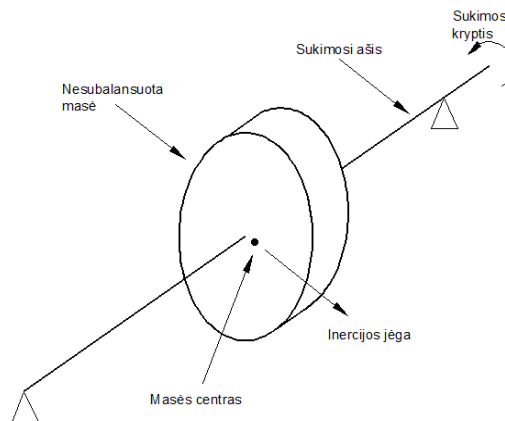
virpesiai yra perduodami pagrindui, ant kurio jis yra sumontuotas. Šie virpesių nuostoliai yra vadinami slopinimu. 1.17. pav. b pavaizduota sistema su slopinimu, c paveiksle be slopinimo (http://www.yoga10.org/Documents/SPVK_PSERCpa_per.pdf).



1.17. pav. Mašinos – pamato sistemos modeliai,

a) mašinos – pamato sistema, b) sistema su slopinimu, c) sistema be slopinimo

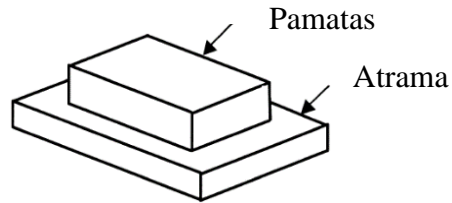
Kaip teigia J. P. Lee rotorinėse sistemose nesubalansuota jėga yra sukuriama tada, kai besisukančios dalies masės centras nesutampa su sukimosi ašimi (1.18. pav.). Ši dinaminė jėga kontroliuoja veleno masę, sukimosi greitį (<http://www.allbooksfind.com/library-f/foundation-for-dynamic-equipment>).



1.18. pav. Rotorinės sistemos principinė schema

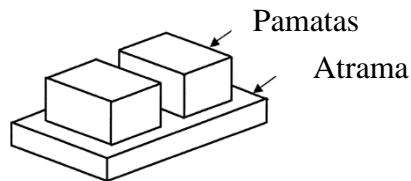
Yra kelių tipų pamatai:

1. Blokų tipo pamatai – rotorinės mašinos, kurios yra montuojamos ant pamato minimaliu aukščio skirtumu tarp mašiną veikiančių dinaminių jėgų ir svorio centro. Blokų tipo pamatai (1.19. pav.) yra suprojektuoti, kaip itin standžios konstrukcijos. Standaus bloko tipo pamato dinaminė reakcija priklauso tik nuo dinaminės apkrovos.



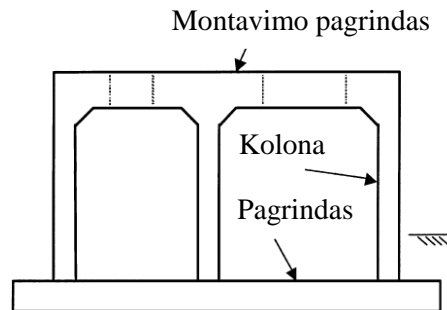
1.19. pav. Blokų tipo pamatas

2. Kombinuotas blokų tipo pamatas (1.20. pav.) naudojamas, kaip pagrindas kelioms glaudžiai išdėstytoms mašinoms. Tokius pamatus yra sudėtingiau projektuoti, kadangi ant pamato yra išdėstytos kelios mašinos, dėl to gali būti nepakankamas pamato standumas.



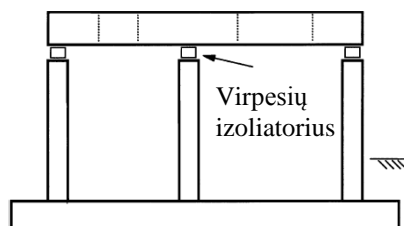
1.20. pav. Kombinuoto blokų tipo pamatas

3. Stalo tipo pamatas – šio tipo pamatai (1.21. pav.) dažniausiai naudojami dideliu greičiu besisukančioms rotorinėms sistemoms, tokioms kaip elektros generatoriai. Šių pamatų aukštis yra gana didelis, todėl po jais dažniausiai yra montuojami vamzdžiai, kiti pagalbiniai elementai.



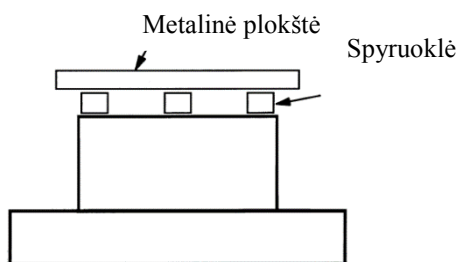
1.21. pav. Stalo tipo pamatas

4. Stalo tipo pamatas su virpesių izoliatoriais – šio tipo (1.22. pav.) pamatuose yra sumontuoti virpesių izoliatoriai (spyruoklės, amortizatoriai), kurie sumažina dinaminę apkrovą. Izoliatorių efektyvumas priklauso nuo rotorinės sistemos sukimosi greičio ir savojo pamato dažnio.



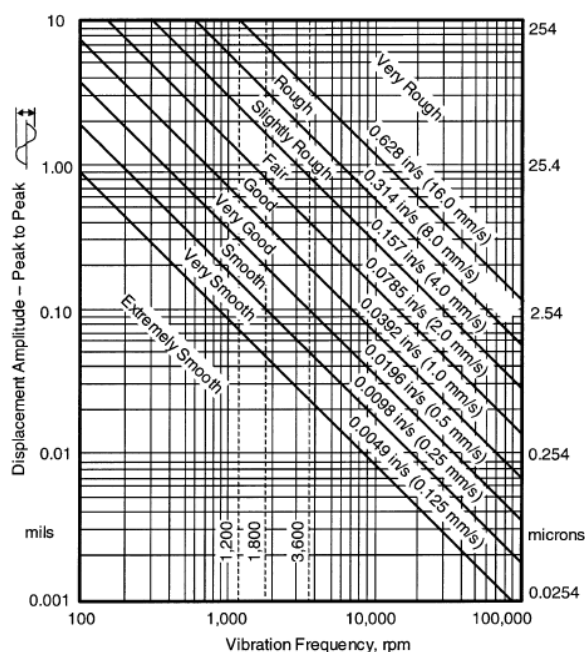
1.22. pav. Stalo tipo pamatas su virpesių izoliatoriais

5. Blokų pamatas su spyruoklėmis – ant šio tipo pamatų su spyruoklėmis (1.23. pav.) dažniausiai yra montuojami siurbliai, siekiant sumažinti šiluminės jėgas. Sumontuotos spyruoklės tarp pamato ir metalinės plokštės yra naudojamos kaip virpesių izoliatoriai.



1.23. pav. Blokų pamatas su spyruoklėmis

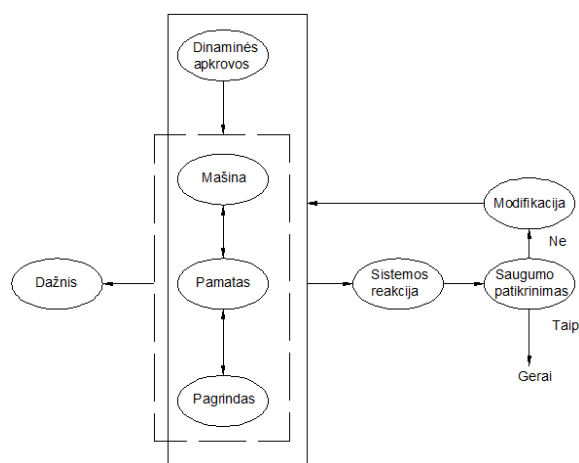
Šiame straipsnyje taip pat teikiamas dėmesys virpesių skaitinės reikšmės nustatymui, naudojantis 1.24. pav. pateikta diagrama. Skaitinė virpesių reikšmė yra nustatoma, žinant virpesių amplitudę ir dažnį. Pagal nustatytą skaitinę reikšmę galima žinoti, ar tinkamas mašinos darbas (pvz.: sklandus, geras, šiurkštus ir t.t.).



1.24. pav. Bendra mašinų virpesių diagrama

Autoriaus K. G. Bhatia moksliniame straipsnyje pateikiama, bei analizuojama pamato – mašinos sistemos struktūra. Taigi pagrindinės mašinos – pamato sistemos sudedamosios dalys yra: mašina (rotorinės, stūmoklinės, smūginės ir kt.); pamatas (blokiniai, rėmai ir kt.); pagrindas (betonas).

Labai svarbus dalykas yra pamato modeliavimas. Kiekvienas modeliuotojas privalo žinoti, kad pamato svoris turi būti kelis kartus didesnis už įrenginio svorį. Taip pasiekiamas didesnis sistemos standumas (<http://home.iitk.ac.in/~vinaykg/Iset495.pdf>).



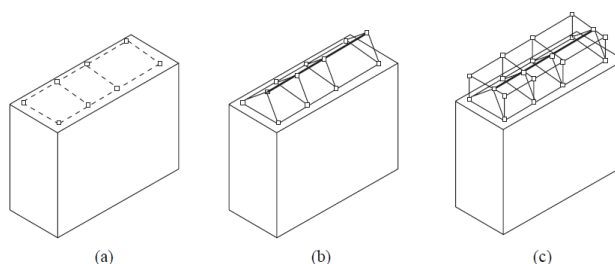
1.25. pav. Mašinos – pamato sistemos principinė schema

Mašinos – pamato sistemos analizės tikslas yra tai, kad būtų parinktas matematinis modelis tinkamai suderintas su analizuojama sistema. Tai yra labai svarbu, kadangi kiekvienas matematinis modelis yra skirtingas ir skirtingai įtakoja gaunamus rezultatus. Tačiau ne viską lemia matematinis modelis, kadangi daug kas priklauso nuo mašinos ir pamato parametrų, o taip pat ir nuo analizavimo įrangos.

Mašina yra gana standus elementas, lyginant ją su pamatu. Tai lemia mašinos svorio centras, esantis virš pamato lygio. Modeliuojant mašiną į tai reikėtų atkreipti dėmesį. 1.26. pav. pavaizduotas mašinos modeliavimas ant pamato, kur (a) paveiksle mašinos masė pasiskirsto virš pamato. Tokiam modeliavimui įtakos turi inercijos momentas, dažnis ir reakcijos jėga. Svarbu, kad mašinos ir pamato masės centras būtų suderinti vertikalia kryptimi.

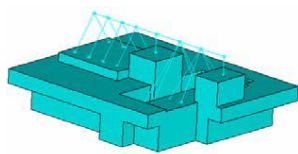
Mašinos masės centras turėtų būti modeliuojama tinkamu lygiu virš pamato, kaip pavaizduota (b) paveiksle. Toks modeliavimas tinka rotorinėms sistemoms.

Sistemos, kurioms reikia didelio standumo, turėtų būti modeliuojamos, kaip pavaizduota (c) paveiksle. Čia yra naudojamos atitinkamos standumo ir slopinimo savybės.

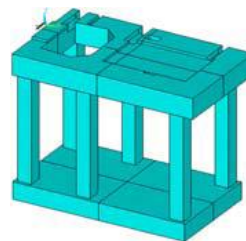


1.26. pav. Mašinos modeliavimo ant pamato principinė schema

Pamatai gaminami iš kietos masės, dažnai tai būna armuotas betonas su reikalingomis angomis, įdubimais, išpjovomis. Toks pamato modelis pateiktas 1.27. pav. Tačiau dažnai betoninį pamatą atstoja rėmas, pagamintas iš išilginių ir skersinių sijų, bei plokščių. Rėmo modelis pateiktas 1.28. pav.



1.27. pav. Betoninio pamato modelis



1.28. pav. Rėmo modelis

1.5. Literatūros apžvalgos išvados

Rotorinės sistemos – tai tam tikrų elementų visuma, kuriai turi būti užtikrintas tam tikras elementų tarpusavio padėties tikslumas. Kiekviena rotorinė sistema ar kitoks panašaus pobūdžio įrenginys privalo būti standus.

Kad užtikrinti sistemos pakankamą standumą, pamatai turi būti projektuojami pagal tam tikrus reikalavimus: pagrindas turi būti paruoštas pagal galiojančius statybos metodus, pamato masė turi būti nuo 3 iki 5 kartų didesnė negu mašinos arba naudojama fiktyvi masė, taip pat gali būti naudojamas izoliuoto pamato tipas, blokų tipo pamatas, kombinuoto blokų tipo pamatas, stalo tipo pamatas su virpesių izoliatoriais.

Jeigu pamatas netinkamai suprojektuotas gali būti taikomi tokie virpesių šalinimo metodai: vidinis balansavimas, virpesių šaltinio vietos nustatymas, pamato stabilizavimas. Pamato stabilizavimas atliekamas, kai mašinos – pamato sistema pateikiama, kaip matematinis modelis, naudojant kompiuterinę programinę įrangą dinaminės analizės atlikimui. Atlikus dinaminę analizę tampa aiškūs sistemos savieji virpesių dažniai, virpesių formos. Gavus minėtų tyrimų rezultatus ir imantis tam tikrų priemonių, galima sušvelninti rotorinių sistemų darbą. T.y. užtikrinti patikimą pamato standumą, sumažinti guolių defektų atsiradimo tikimybę ir triukšmo lygį.

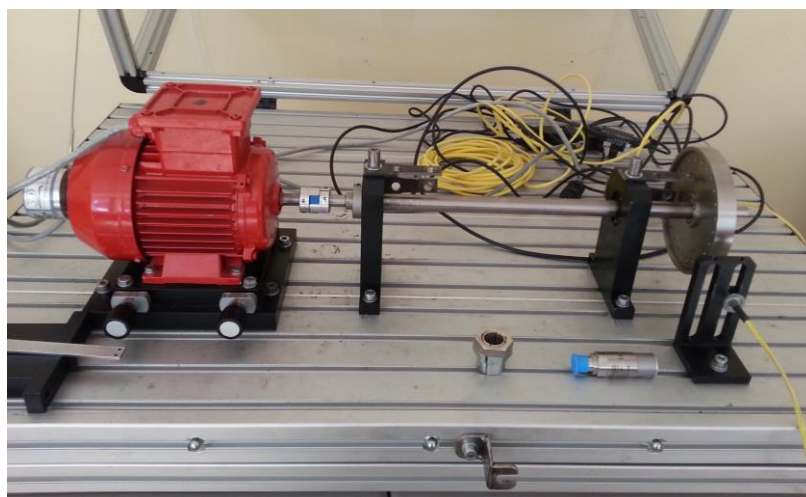
Kad visa tai pasiekti rekomenduojama naudoti spyruokles, kamštinį pluoštą, gumines pagalves, pneumatinius amortizatorius, vibroizoliatorius ir kt. Virpesių izoliavimas yra konstrukcinis būdas sumažinti mechaniniams virpesiams, veikiantiems mašiną iš išorės ar pačios mašinos perduodamiems į aplinką per pakabą, pamatus ir pan.

II. METODINĖ DALIS

2.1. Tyrimo objekto samprata

Moksliniame tiriamajame darbe tyrimo objektas yra stendas PT500, kurį sudaro rotorinė sistema ir pamatas. Tyrimo objektas, esantis Klaipėdos universiteto, Jūrų technikos fakulteto laboratorijoje, naudojamas kaip mokomoji priemonė atlikti įvairiems rotorinių sistemų dinamikos tyrimams.

Rotorinei sistemai, kaip ir kiekvienam technikos objektui, būdinga tam tikra konstrukcija, t.y. tam tikras sudedamųjų dalių išdėstymas konstrukcijos koordinačių sistemoje. Be to, beveik visada galima išskirti tokią konstrukcijos dalį, kuri lemia kitų dalių išdėstymą, pavyzdžiui, nagrinėjamo stendo pamatinė dalis. Mašinų ir mechanizmų tokia dalis yra laikančioji konstrukcijos dalis, nuo kurios techninės būklės labai priklauso viso objekto patikimumas ir ilgaamžiškumas. Kai kurių mašinų konstrukcija, ypač jos laikančioji dalis, tampa atsakingiausia grandimi, kuri turi būti patvari, kad mašina normaliai veiktų.



2.1. pav. Rotorinės sistemos ir pamato stendas

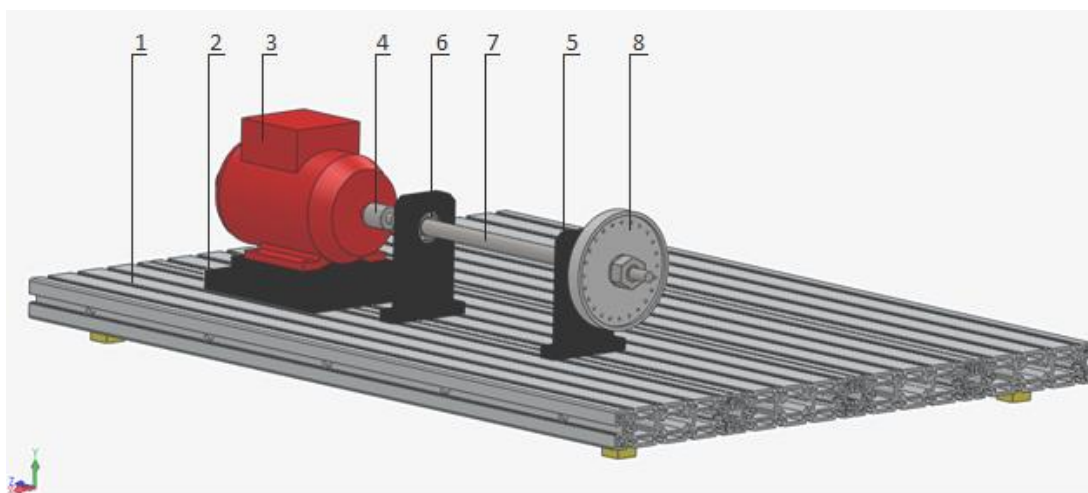
Būtent šis stendas, eksperimentiniams tyrimams atlikti, yra pasirinktas tam, kad pagilinti žinias apie įvairiems įrenginiams naudojamus pamatus ar rėmus, sužinoti jų pritaikymo ir panaudojimo būdus. Bet taip pat išsiaiškinti sistemos standinimo metodus, atliekant eksperimentinius tyrimus.

Mašinos diagnostikos sistema yra naudojama siekiant imituoti tam tikrų junginių žalą ir iširti jos poveikį, rezultatus pateikiant tam tikru virpesių spektru. Taip pat naudojantis šiuo stendu galima atlikti tokius virpesių matavimo eksperimentus: poslinkio, greičio, pagreičio matavimus gaunamus laiko/dažnio diapazonu.

Taigi naudojantis tiriamu stendu eksperimentiniai tyrimai atliekami tam, kad pasiekti kuo optimalesnį sistemos standumo lygį, užtikrinant patikimą rotorinės sistemos darbą.

2.2. Stendo sudėtis ir jį sudarančių dalių techninės charakteristikos

Stendą PT500 sudaro tokios dalys: 1 – pamatas, 2 – variklio padėklas, 3 – el. variklis, 4 – mova, 5 – guolio atrama, 6 – guolis, 7 – velenas, 8 – diskas.

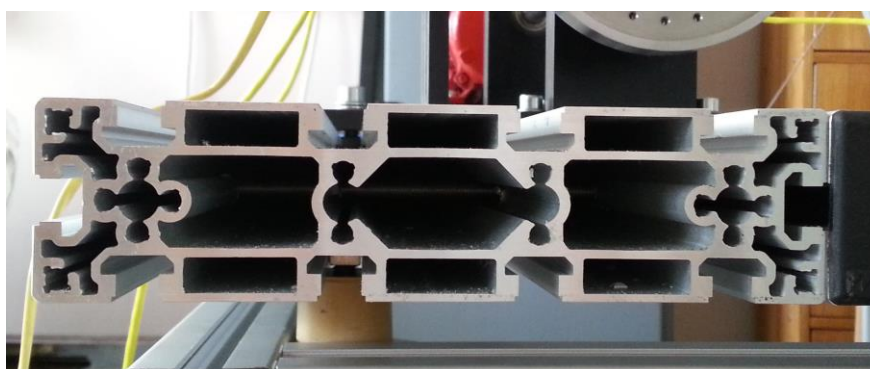


2.2. pav. Stendo vaizdas su jį sudarančiomis dalimis

2.2.1. Stendo pamatas

Stendo pamatą sudaro specialaus profilio plokštės (2.3. pav.), kurios gali būti naudojamos, kuriant plataus masto ekperimentus įvairių mašinų ar sistemų diagnostikai, panaudojant lengvai surenkamus dalių rinkinius.

Aliuminio pagrindo plokštės, kurios yra keturios, yra greitai ir lengvai surenkamos tarpusavyje, t.y. sutvirtinamos varžtais. Plokščių paviršiuje vienodais atstumais yra išdėstyti grioveliai, kurie skirti įtvirtinti rotorinei sistemai.



2.3. pav. Stendo plokštės profilio vaizdas

2.1. lentelė. Plokštės profilio techninės charakteristikos

Medžiaga	Aliuminis (Al)
Matmenys, mm	50x200x1092
Masė, kg	11,2

2.2.2. Elektros variklis

Stendo komplektacijoje, ekperimentiniams tyrimams atlikti, naudojamas asinchroninis elektros variklis su dažnio keitikliu. Asinchroninių mašinų darbas pagrįstas statoriaus sukamojo magnetinio lauko rotoriaus apvijos srovių sąveika. Šių mašinų sukimosi greitis priklauso ne tik nuo prijungtos įtampos dažnumo, bet ir nuo apkrovos dydžio (veleno stabdymo momento) (Smilgevičius 1996, 34 p.).

Asinchroninio variklio veikimo principas: nejudama asinchroninio variklio dalis – statorius turi trifazę apviją, kurią prijungus prie elektros šaltinio atsiranda sukamasis magnetinis laukas. Jo sukimosi greitis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$n_1 = (f_1 \cdot 60) / p, \quad (8)$$

čia: n_1 – el. variklio sukimosi greitis, aps/min;

f_1 – dažnis, Hz;

p – el. variklio galia, kW.

2.2. lentelė. Elektros variklio techninės charakteristikos

El. variklio modelis	ADDA ANTRIEBSTECHNIK
El. variklio tipas	Asinchroninis
El. variklio galingumas, kW	0,37
Dažnis, Hz	50/60
Įtampa, V	230
Nominalus greitis, aps/min	2800
Greičio diapazonas dažnio keitikliu, aps/min	100...6000
Matmenys, mm	210x137x240
Masė, kg	8,6

2.2.3. Mova

Mova – tai įtaisas, skirtas sujungti velenų galus, kad būtų galima perduoti sukamąjį judesį. Papildomai movos gali kompensuoti nedideles velenų tarpusavio padėties paklaidas, slopinti virpesius ir smūgius, atjungti ir vėl sujungti velenus nestabdant variklio (taip apsaugomi kiti mechanizmo elementai nuo perkrovų) (Vaičiulis 2010, 76 psl.).

Standartinės movos parenkamos pagal skaičiuotą perduodamą sukimo momentą, sukimosi greitį ir didesnę sujungiamų velenų skersmenį (Vaičiulis 2010, 76 psl.).

2.3. lentelė. Movos techninės charakteristikos

Movos tipas	Lanksti
Movos vidinis diametras, mm	14
Sukimo momentas T_{nom} , Nm	15

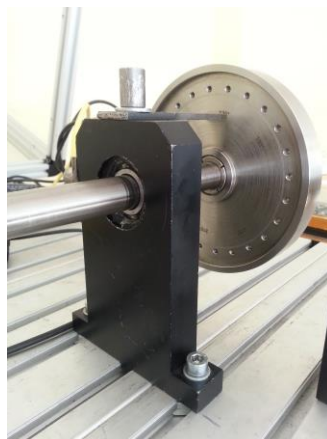
Stende esantiems el. varikliui ir velenui sujungti naudojama lanksti mova, kurios vaizdas pateiktas 2.4. pav.



2.4. pav. Movos vaizdas

2.2.4. Guolių atramos

Tam, kad velenas būtų tam tikroje nustatytoje padėtyje, stendo sudėtyje yra būtinos guolių atramos, pateiktos 2.5. pav. Guolių atramos yra dvi, kurios montuojamos ant pamato varžtais, juos įstačius į reikiamą profilio griovelį. Į guolių atramas yra montuojamas velenas su atitinkamai parinktais guoliais.



2.5. pav. Guolio atramos vaizdas

2.4. lentelė. Guolio atramos charakteristikos

Laikiklio medžiaga	Aliuminis
Laikiklio matmenys, mm	160x120x24
Laikiklių skaičius, vnt.	2
Masė, kg	0,744

2.2.5. Velenas

Stende velenas naudojamas, kaip jungimo elementas, tarp movos ir disko. Velenas pagamintas iš plieno, kitos jo charakteristikos pateiktos 2.5. lentėje.



2.6. pav. Velenas

2.5. lentelė. Veleno charakteristikos

Veleno medžiaga	Plienas
Veleno matmenys, D – diametras; L – ilgis, mm	20; 500
Masė, kg	1,16

2.2.6. Diskas

Diskas yra rotoriaus sudedamoji dalis, naudojama atlikti tam tikrus dinamikos eksperimentus. Ant disko gali būti montuojamos disbalanso masės tam tikru pasirinkamu kampu.



2.7. pav. Diskas

2.6. lentelė. Disko charakteristikos

Disko medžiaga	Chrominis plienas
Veleno išorinis diametras D, mm	150
Masė, kg	1,51

2.3. Tyrimo įranga

Per pastaruosius 25 metus visiškai pasikeitė mašinų dinamikos tyrimo metodai ir priemonės – paplito kompiuterizuoti vibracijų tyrimo metodai ir technika. Tiriant virpesių poveikio mašinai, prietaisui ir jų elementams intensyvumą, matuojami mechaninių virpesių parametrai, sudaromi virpesių matavimo duomenų formatai ir kartu su technologinio proceso parametrais įvertinama techninė mašinos būklė, nustatomi defektai ir sekamas jų vystymasis iki gedimo.

Virpesių matavimo ir analizės technika, kuri yra šiuolaikinės monitoringo ir diagnostikos technologijos pagrindas, taikoma ne tik rotorinėms sistemoms (įrenginiams su besisukančiomis dalimis), bet ir kitokio judesio mašinoms. Virpesių monitoringo technologija leidžia nustatyti

įrenginio dalių defektus ankstyvojoje jų vystymosi stadijoje, kadangi įrenginio mechaninių parametrų pakitimas iššaukia papildomas dinamines apkrovas, žadinančias pakitusių parametrų virpesius, lyginant su be defektų dirbančių mašinų virpesių parametrais.

Rotorinių mašinų techninės būklės monitoringo ir defektų diagnostikos praktika parodo, kad matuojant virpesius galima nustatyti ne tik konkretaus mazgo, jo elemento gedimą, sekti jo vystymąsi veikiančiame įrenginyje, bet ir rasti jį sukėlusias priežastis (Barzdaitis 1998, 22 p.).

Ekperimentiniams tyrimams atlikti bus naudojama tokia įranga: daugiakanalis virpesių analizatorius OROS Mobi Pack OR36, pagreičio jutiklis Wilcoxon 793, optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7, bei programinė įranga Ansys. Ši virpesių tyrimo įranga priklauso Jūros mokslų ir technologijų centro Jūrinių konstrukcijų patikimumo tyrimų laboratorijai.

2.3.1 Daugiakanalis virpesių analizatorius OROS Mobi Pack OR36

Šiuolaikinis dvylikos nepriklausomų kanalų 24 bit portatyvinis mokslinių tyrimų modulis MOBIPACK (Oros, Prancūzija) skirtas mechaninių ir mechatroninių mašinų virpesių tyrimams atlikti: laivų ir kranto mašinų (garo ir dujų turbinų, vidaus degimo variklių, mechaninių pavarų – diržinių, krumplinių, grandininių, greitaeigių ir lėtaeigių rotorių su slydimo ir riedėjimo guoliais) techninei būklei įvertinti, defektams diagnozuoti, virpesių šaltiniams identifikuoti ir netikėtų gedimų prevencijai realizuoti. Su šiuo moduliu gali būti tiriami mašinų sukamieji ir skersiniai virpesiai bei įvairūs elektriniai parametrai gauti, naudojant jutiklius ir keitlius. Su didele skaičiavimo galia integruota Mobi – Diske, OR36 gali susidoroti su bet kuria situacija matuojant virpesius. Profesionali kompiuterinė programinė įranga NVGate ir ORBIGate leidžia gauti visus virpesių tyrimams skirtus duomenų formatus (<http://www.oros.com/3974-mobi-pack-4-to-16-channels-reinforced.htm>).

2.7. lentelė. Virpesių analizatoriaus OROS Mobi Pack OR36 techninės charakteristikos

Kanalų kiekis, sk.	12
Masė, kg	5,2
Dažnis, kHz	25,6 – 40
Interneto ryšys su kompiuteriu, Mbits/s	~100
Maitinimo šaltinis/vidinė baterija	AC/DC
Kietasis diskas, GB	60



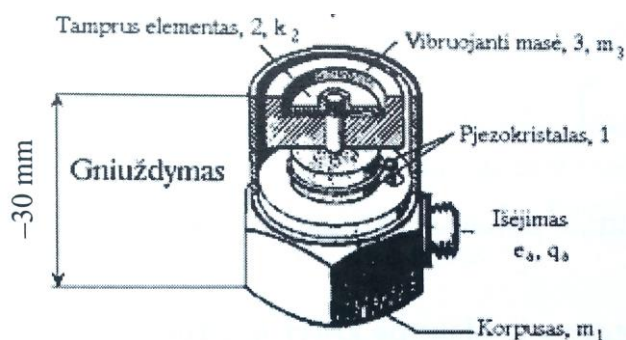
2.8. pav. Virpesių analizatoriaus OROS Mobi Pack OR36

2.3.2. Pagreičio jutiklis Wilcoxon 793

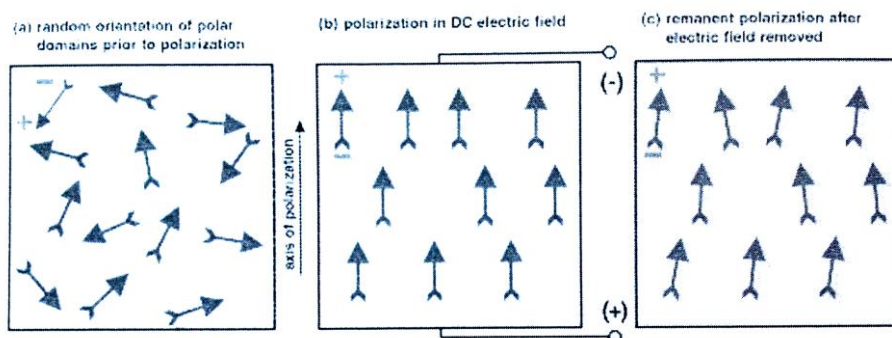
Akselerometro veikimo principas pagrįstas masės judėjimu matuojamąja kryptimi. Pramoninio taikymo akselerometrai yra masės poslinkio tipo arba nuliniai akselerometrai. Matuojant mechaninius virpesius ir smūgius taikomi masės poslinkio tipo akselerometrai. Priklausomai nuo mašinos ar jos elemento pagreičio matavimo principo, akselerometrų galima susikirstyti į: inercinio ir mechaninio tipo, elektromechaninius, pjezoelektrinius, pjezovaržinius, tenzometrinius, talpuminius ir elektrostatičius, mikro- ir nanoakselerometrų (Barzdaitis 2008, 136 p.).

Plačiau bus nagrinėjamas pjezoelektrinis akselerometras, kadangi būtent toks jutiklis bus naudojamas atliekant magistrinio darbo eksperimentinius tyrimus. Akselerometro modelis – Wilcoxon 793. Jo techninės charakteristikos pateiktos 2.8. lentelėje.

Nagrinėjamo akselerometro veikimo principas pateiktas 2.9. a pav. Pagrindinė akselerometro detalė – sensorius, pjezokristalas (1). Tai dirbtinai poliarizuota keramika 2.9. b pav.: kvarco monokristalas (SiO_2), Rochelle druska, feroelektrinė keramika, sumaišyta su bario titanu (BaTiO_3), švino cirkonatu (PbZrO_3) ir švino metastanatu (PbS_4O_3). Poliarizuotą keramiką veikiant dinaminei apkrovai, keramika deformuojasi, dėl to generuojamas elektros krūvis.



2.9. a pav. Akselerometro, kaip pagreičio matavimo jutiklio, tipinė konstrukcija (Barzdaitis 2008, 137 p.)



2.9. b pav. Dirbtinai poliarizuotas ašine kryptimi pjezokristalas (Barzdaitis 2008, 138 p.)

Pjezokristalas generuoja elektros krūvį q_a , kurio dydis proporcingas įtempiams, atsiradusiems kristalą veikiant jėgai pjezoelectrinėje medžiagoje. Elektros krūvio dydis proporcingas dinaminei jėgai, t.y. vibruojančios masės ir pagreičio sandaugai. Vibruojanti, pastovaus dydžio masė m_3 ir ją veikiantis virpesių pagreitis a vienareikšmiškai išreiškia jėgą, kuri yra įtempių atsiradimo priežastis pjezokristale. Todėl generuojamas pjezokristalo elektros krūvis q_a yra proporcingas mašinos elemento, kuriame tvirtintas pjezoakselerometras, virpesių pagreičiui a (Barzdaitis 2008, 138 p.).

2.8. lentelė. Pagreičio jutiklio Wilcoxon 793 techninės charakteristikos

Jautrumas +/-5%, 25°C	100 mV/g
Įsibėgėjimo diapazonas	80 g piko
Amplitudės netiesiškumas	1 %
Dažnių diapazonas: +/-5% +/-10% +/-3dB	1,5 – 5,000 Hz 1,0 – 7,000 Hz 0,5 – 15,000 Hz
Rezonansinis dažnis	25 kHz
Jautris, maksimalus	5%
Temperatūrinė reakcija: -50°C +120°C	-15% +20%
Reikalinga galia: Įtampos šaltinis Veikiamasis diodas	18 – 30 V 2 – 10 mA
Temperatūros diapazonas	-50 iki +120 °C
Masė	0,112 kg
Korpuso medžiaga	316L nerūdyjantis plienas

Taip pat pagreičio jutiklis Wilcoxon 793 pasižymi šiomis savybėmis (<http://www.wilcoxon.com/vi_index.cfm?PD_ID=7>):

1. Atsparus korozijai;
2. Tvirtas;
3. Sandarus;
4. Apsauga jungiamiesiems laidams;
5. Apsauga nuo viršsrovių.



2.10. pav. Pagreičio jutiklis Wilcoxon 793

2.3.3. Optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7

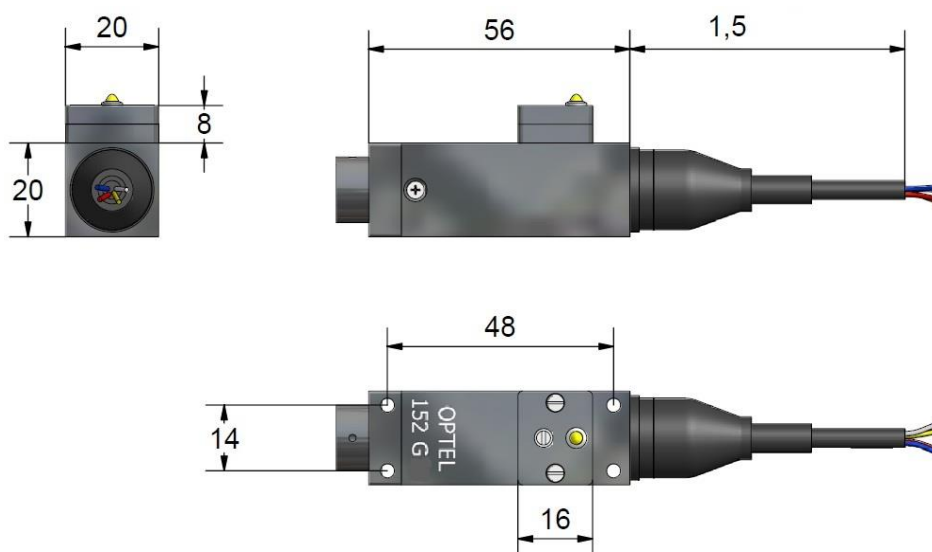
Optiniai jutikliai kontroliuoja objektus optinėmis ir elektroninėmis priemonėmis. Šiam tikslui naudojama raudona arba infraraudona šviesa. Puslaidininkiniai šviesos diodai yra pakankamai patikimi raudonos ir infraraudonos šviesos šaltiniai. Jie yra maži, geros kokybės, ilgaamžiški ir gali tarnauti modulatoriais.

Derinant optinius jutiklius, išryškėja raudonos šviesos privalumas prieš infraraudonąją – ji yra matoma. Be to gali būti naudojami polimeriniai optiniai kabeliai, nes raudonos šviesos bangos ilgio diapazone yra mažesnis slopinimas.

Infraraudona (nematoma) šviesa naudojama tuo atveju, kai reikalinga garantuoti patikimą optinį veikimą didesniais atstumais. Be to, infraraudona šviesa mažiau jautri aplinkos apšvietumui.

Naudojant bet kokio tipo optinius jutiklius, aplinkos aplinkos apšvietumo įtaka gali būti sumažinta, moduluojant optinį signalą. Imtuvas suderinamas su siųstuvo skleidžiamais impulsais (Žiliukas 1997, 92 p.).

Eksperimentams atlikti, moksliniame tiriamajame darbe, naudojamas optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7 (<<http://www.optel-thevon.fr/en/?page=News&tbl=comptenue&id=204>>).



2.11. pav. Optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7

Optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7 pasižymi šiomis savybėmis:

1. Gali apskaičiuoti iki 500 000 impulsų per sekundę;
2. Veikimas nuo 0 iki 0,5 MHz;
3. Didelė galia;
4. Aukšta rezoliucija;
5. Galima atlikti sukimosi greičio analizę.

2.9. lentelė. Optinio fazės jutiklio Optel – Thevon 152 G7 techninės charakteristikos

Rekomenduojamas nuotolis	1 – 10 mm
Duomenų gavėjas (jautrus šviesai)	Didelės spartos komponentai
Išėjimas	PNP jungtis
Maitinimo įtampa	12V
Jungimo būdas	1,5m kabeliu
Temperatūros diapazonas	-10 iki +50 °C
Masė	0,15 kg

2.4. Programinė įranga ANSYS

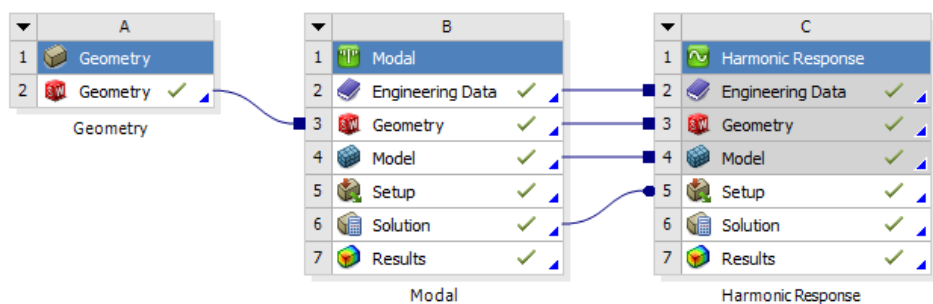
Atlikti skaitiniams eksperimentiniams tyrimams bus naudojama programinė įranga ANSYS. ANSYS – tai daugiafunkcinis baigtinių elementų programinis paketas, skirtas mechanikos, elektrotechnikos, skysčių dinamikos bei kitų inžinerinių – fizikinių uždavinių sprendimui ir analizei. Paketo pagalba galima spręsti tiek mokslinės, tiek ir inžinerinės pakraipos problemas. Ansys programa turi keletą priedų, kurie pritaikyti konkrečios srities uždaviniams spręsti: pvz. „Ansys Workbench“ priedas, kuris bus naudojamas minėto stendo skaitiniams eksperimentams atlikti.

2.5. Eksperimentinio tyrimo metodika

Baigiamajame darbe eksperimentinis tyrimas atliekamas dviem etapais. Pirmasis etapas yra skaitinis stendo tyrimas, kada skaičiavimai atliekami teoriniu pobūdžiu, naudojant programinę įrangą ANSYS. Antrasis eksperimentinio tyrimo etapas yra praktinis stendo tyrimas, naudojant anksčiau minėtą tyrimo įrangą: daugiakanalį virpesių analizatorių OROS Mobi Pack OR36, pagreičio jutiklį Wilcoxon 793, optinį fazės jutiklį Optel – Thevon 152 G7.

2.5.1. Skaitinis eksperimentinis tyrimas

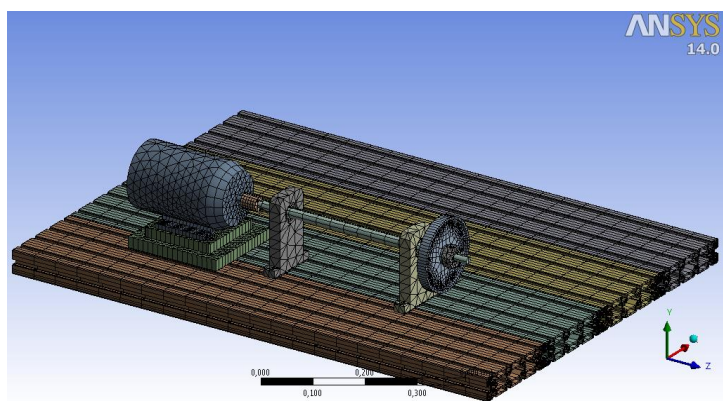
Skaitinis eksperimentinis tyrimas pradedamas nusibrėžiant tiriamojo objekto – stendo geometriją, naudojant programą „SolidWorks“. Stendo geometrija perkeliama į programą „Ansys Workbench“, sudaromas to tiriamojo objekto dinaminis modelis analiziniam virpesių tyrimui (2.12. pav.) – supaprastinta virpamoji sistema ir modelyje paliekama tik tai, ko reikia tolesniam tyrimui. Prastinant stengiamasi dinaminį modelį padaryti kuo paprastesnį, bet kartu ir palikti tokį, kad būtų įmanoma reikiamu tikslumu iširti objekto virpesius. Gali būti sudaroma ir keletas dinaminio modelių, iš kurių toliau tirti pasirenkamas vienas ar keli. Nagrinėjamu atveju laikoma, kad tiriamas vienas dinaminis modelis.



2.12. pav. Skaitinio eksperimento atlikimo schema

Pirmiausia sudaromas pasirinkto dinaminio modelio matematinis modelis. Matematinis modelis – tai apytikslis kokių nors gamtos reiškinių aprašymas matematine simbolika. Šiuo atveju – virpamosios sistemos virpesių diferencialinės lygtys, kurios sprendžiamos kompiuteriais, analiziniais, skaitmeninės analizės būdais ir kt.

Taigi sukurtiems stendo geometrijos elementams parenkamos reikalingos medžiagos (aliuminis, nerudijantis plienas ir kt.), tada skaidoma į baigtinius elementus (Mesh), kaip pateikta 2.13. pav. Galima nurodyti pageidaujimą elementų dydį arba tai palikti programai atlikti automatinio būdu. Nuo to, kaip kiekvienas elementas yra suskaidomas priklauso tolesnis sistemos skaičiavimo sudėtingumas. Sistemos skaidymas baigtiniais elementais turi būti „gražus“, tuomet ir skaičiavimo rezultatai bus gaunami greičiau ir tiksliai.



2.13. pav. Stendo geometrijos skaidymas į baigtinius elementus (Mesh)

Suskaidžius stendo geometriją į baigtinius elementus tinkamai, toliau atliekama statinė, modalinė ir harmoninė analizės tam, kad gauti reikiamus skaičiavimo rezultatus.

Statinė analizė nustato nagrinėjamos sistemos ar jos komponentų poslinkius, įtempimus, deformacijas ir jėgas, kurias gali sukelti per didelė masė, sukelti per didelę inerciją ir slopinimo poveikį (<http://www.kxcad.net/ansys/ansys/workbench/ds_static_mechanicalanalysisistype.html>).

Statinė analizė apima (Maurice 2001, 281 p.):

- 1) Sistemą išoriškai veikiančias jėgas ir slėgio;
- 2) Pusiausvyros inercijos jėgas (pavyzdžiui: svoris ar sukimosi greitis);
- 3) Paskirti (nuliniai) poslinkiai;
- 4) Temperatūra (temperatūrinėms deformacijoms).

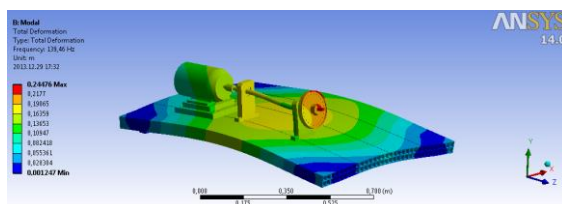
Statinė analizė gali būti linijinė ir netiesinė. Visi netiesiškumo būdai yra leidžiami – didelės deformacijos, plastiškumas, standumas, elementų kontaktai ir pan.

Modalinės analizės metu nustatomos virpesių formos (2.14. pav.) ir visi modaliniai sistemos parametrai, kurių reikia norint gauti matematinį dinamikos modelį. Matematinis modelis padeda suprasti kaip sistema veikia esant dinaminėms apkrovoms, imituoti ir prognozuoti atsaką į numanomas išorines žadinimo jėgas ir nustatyti besikeičiančias dinamines savybes dėl fizikinių pasikeitimų. Matematinis modelis iš esmės nėra pačios konstrukcijos modelis. Tai yra sistemos dinaminių savybių apribotų prielaidomis ir suvaržymais modelis. Modalinė analizė gali būti atlikta analitiškai arba eksperimentiškai (http://www.mii.lt/files/fa_programa1.pdf).

Analitiniai metodai paremti apskaičiuotu masės ir standumo pasiskirstymu tam tikrose ribų sąlygose. Šie skaičiavimai paprastai atliekami baigtinių elementų metodu (BEM). Gautas modelis sudarytas iš be galo didelio kiekio diferencialinių lygčių, kurios gali būti išspręstos tik panaudojant kompiuterius.

Eksperimentiniai matematiniai modeliai gaunami iš išmatuotų modalinių duomenų, kurie vaizduoja sistemą veikiant išmatuotoms sąlygoms. Paprastai modelis yra sudarytas iš nepriklausomų diferencialinių lygčių, po vieną kiekvienai modai matavime.

Modalinė analizė gali būti suskaičiuota, naudojant programą „Ansys“, 7 būdais: Reduced, Block Lanczos, PCG Lanczos, Subspace, Unsymmetric, Damped and QR Damped. Kokią techniką naudoti priklauso nuo to, kokios rūšies struktūra yra tiriama.



2.14. pav. Viena iš gautų modalinės analizės virpesių formų

Harmoninėje analizėje manoma, kad kiekviena funkcija yra lygi ją sudarančių paprastesnių harmonikų (specialios rūšies funkcijų) sumai. Todėl harmoninėje analizėje pagrindiniai klausimai yra funkcijų analizė ir sintezė. Analizės uždaviniai skirti funkcijos harmonikų radimui, o sintezės – harmonikų sumavimui ir aproksimavimo tokiomis sumomis klausimai.

Harmoniai virpesiai yra tokie periodiniai virpesiai, kurių metu virpamasis dydis keičiasi pagal sinuso arba kosinuso dėsnį (Augustaitis 2000, 176 p.):

$$u_1(t) = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (9)$$

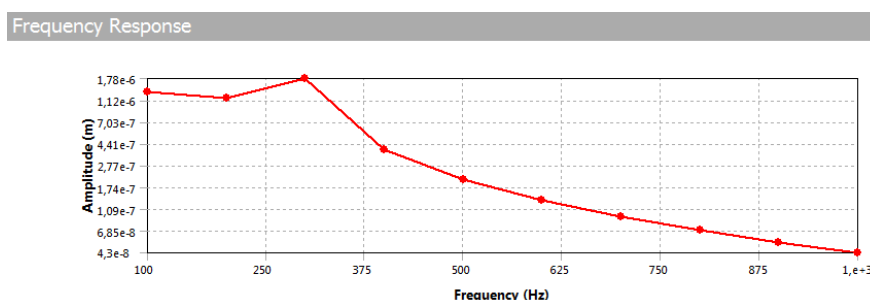
$$u_2(t) = A \cos(\omega t + \varphi), \quad (10)$$

čia, A – svyravimo amplitudė, mm;

φ - harmoninių virpesių pradinis fazės kampas;

$\psi(t) = (\omega t + \varphi)$ - harmoninių virpesių fazės kampas arba fazė laiko momentu t (2.15 pav.).

Harmoninėje analizėje tiriamą objektą apkrauname cikline (harmonine, sinusine) skirtingo dažnio apkrova ir gauname konstrukcijos ar mazgo amplitudinį (deformacijų) atsaką. T.y. deformacijų reikšmes, esant skirtingam žadinančios jėgos dažniui. Taigi atlikus harmoninę analizę programa „Ansys“ gaunama deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio. Priklausomybė pateikta 2.15. pav. Kai dažnis artimas vienam iš konstrukcijos savųjų dažnių amplitudė išauga.



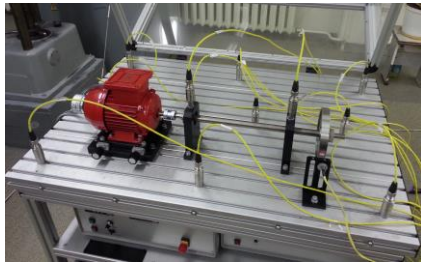
2.15. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio

2.5.2. Praktinis eksperimentinis tyrimas

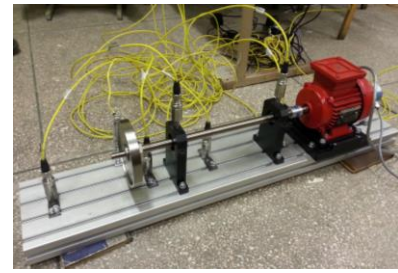
Praktinis stendo tyrimas atliekamas, naudojant anksčiau minėtą tyrimo įrangą: daugiakanalį virpesių analizatorių OROS Mobi Pack OR36, pagreičio jutiklį Wilcoxon 793, taip pat optinį fazės jutiklį Optel – Thevon 152 G7.

Stendo matavimai vykdomi dviem etapais. Tiriama pradinio stendo virpesiai (2.16. pav.), montuojant 10 pagreičio jutiklių ant pamato ir 2 pagreičio jutiklius ant guolių atramų. Taip pat atliekami stendo su viena pamato plokšte (2.17. pav.) virpesių matavimai, montuojant 5 pagreičio jutiklius ant pamato plokštės ir 2 pagreičio jutiklius ant guolių atramų. Visi pagreičio jutikliai išdėstomi y matuojamąja kryptimi.

Eksperimentas vykdomas sistemos rotoriumi besisukant 0 – 5000 aps/min greičiu. Rotoriaus maksimalus greitis yra pasiekiamas per 60 s.



2.16. pav. Stendo su išdėliotais jutikliais visame pamato plote vaizdas

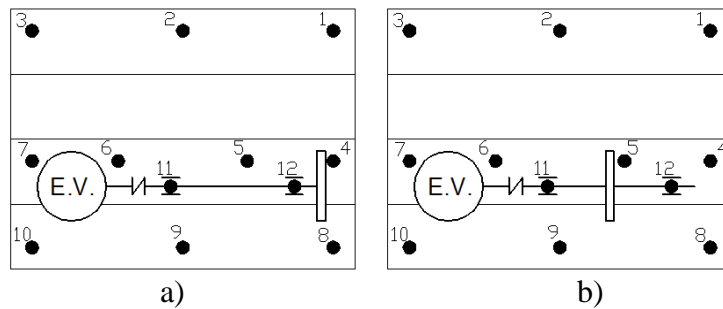


2.17. pav. Stendo su viena pamato plokšte vaizdas

Iš viso atliekami 8 skirtingų stendo variantų matavimai su trimis skirtingomis disbalanso masėmis:

1. Pradinis stendo variantas. Diskas prie veleno pritvirtintas gembišškai (2.18. pav. a). Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;

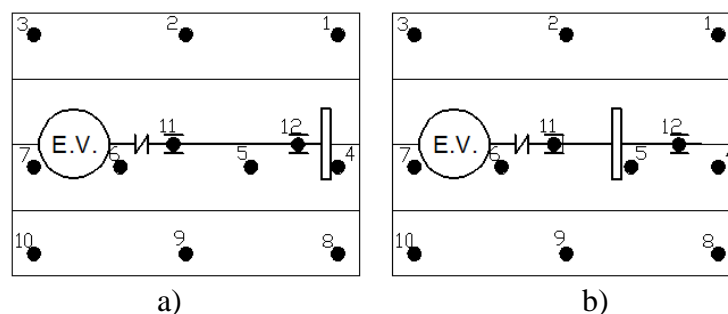
2. Pradinis stendo variantas. Diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų (2.18. pav. b). Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;



2.18. pav. Pradinio stendo eksperimento atlikimo principinė schema (skaičiai 1,...,12 jutiklių numeriai)

3. Rotorinė sistema sumontuota pamato centre. Diskas prie veleno pritvirtintas gembišškai (2.19. pav. a). Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;

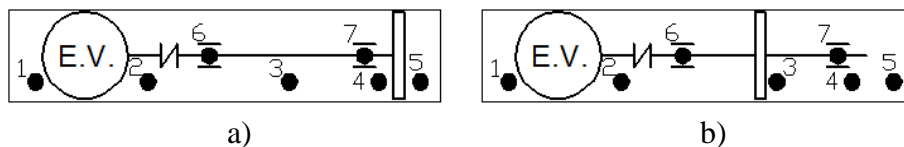
4. Rotorinė sistema sumontuota pamato centre. Diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų (2.19. pav. b). Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;



2.19. pav. Pradinio stendo eksperimento atlikimo principinė schema (skaičiai 1,...,12 jutiklių numeriai)

5. Viena pamato plokštė. Diskas prie veleno pritvirtintas gembiskai (2.20. pav. a).
 Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;

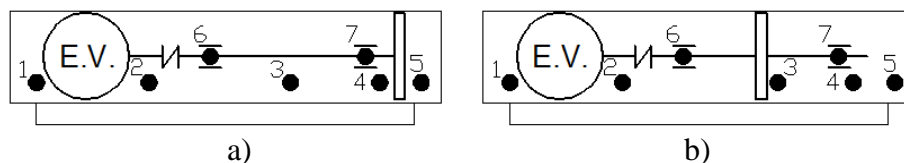
6. Viena pamato plokštė. Diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų (2.20. pav. b).
 Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;



2.20. pav. Stendo su viena pamato plokšte eksperimento atlikimo principinė schema (skaičiai 1,...,12 jutiklių numeriai)

7. Viena pamato plokštė su lovine sija. Diskas prie veleno pritvirtintas gembiskai (2.21. pav. a). Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;

8. Viena pamato plokštė su lovine sija. Diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų (2.21. pav. b). Disbalansas: 0g, 1,4g, 2,9g;



2.21. pav. Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija eksperimento atlikimo principinė schema (skaičiai 1,...,12 jutiklių numeriai)

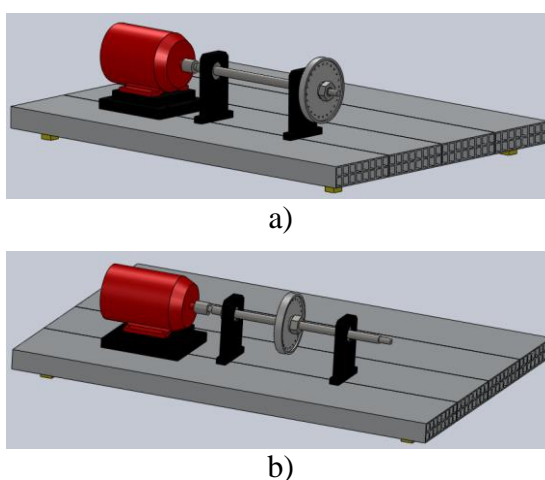
III. TYRIMO REZULTATAI

3.1. Skaitinio eksperimentinio tyrimo rezultatai

3.1.1. Pradinio stendo tyrimas

Skaitinio eksperimentinio tyrimo metu buvo atliktas pradinio stendo tyrimas, siekiant nustatyti sistemos savuosius dažnius ir virpesių formas. Tyrimas buvo atliekamas dviem etapais. Pirmasis tyrimo etapas, kada diskas prie veleno pritvirtintas gembiskai (3.1. pav. a), antrasis – diskas pritvirtintas tarp guolių atramų (3.1. pav. b).

Nubraižius pradinio stendo geometrijos elementus, parenkamos reikalingos medžiagos (aliuminis, nerudijantis plienas ir kt.), tada skaidoma į baigtinius elementus (Mesh), kaip buvo pateikta 2.13. pav.



3.1. pav. Pradinio stendo vaizdas

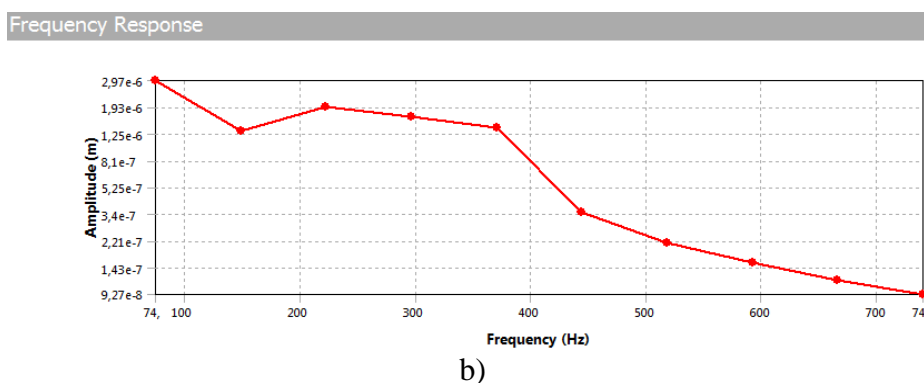
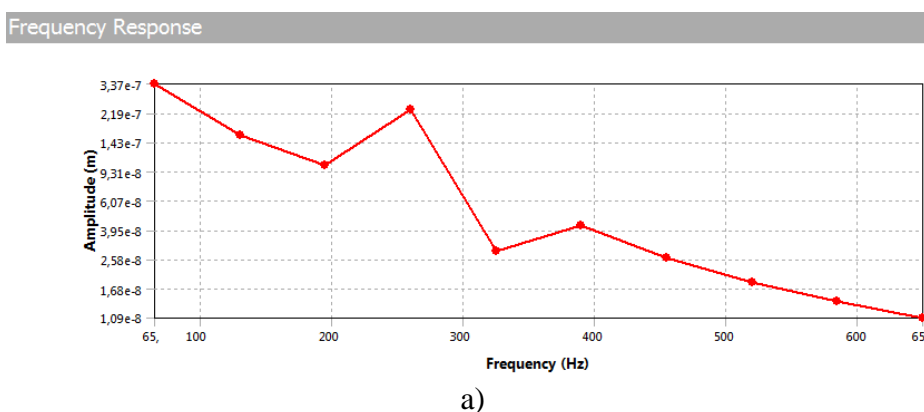
Pradinio stendo skaitinio tyrimo metu atlikta modalinė analizė, kurios metu gauta 10 stendo virpesių formų. Kelios iš jų pateiktos 2, 3 prieduose. Modalinės analizės rezultatai pateikti 3.1. lentelėje.

3.1. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai

Virpesių forma, eil. Nr.:	Diskas įtvirtintas gembiskai; virpesių dažnis, Hz	Diskas įtvirtintas tarp guolių atramų; virpesių dažnis, Hz
1.	47,46	47,87
2.	236,84	241,03
3.	263,18	274,79
4.	282,70	305,71
5.	327,41	330,14
6.	345,41	367,21
7.	355,49	414,08
8.	498,31	491,13
9.	571,14	591,25
10.	643,02	651,10

Palyginus pradinio stendo dviejų variantų gautus rezultatus, matomas virpesių dažnių padidėjimas visose virpesių formose, kada diskas įtvirtintas tarp guolių atramų. Tai reiškia, kad sistemos standumui padidinti užteko tik pakeisti disko padėtį ant rotoriaus.

Harmoninės analizės metu nustatyta pradinio stendo, kada diskas įtvirtintas gembiskai (3.2. pav. a) ir tarp guolių atramų (3.2. pav. b), deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio. Kai dažnis artimas vienam iš konstrukcijos savųjų dažnių amplitudė išauga. Šiais nagrinėjimais atvejais, pirmiausia, amplitudė išaugo ties 65 ir 74 Hz (3.2. pav.). Harmoninės analizės metu buvo užduota minimali jėga, veikianti diską.

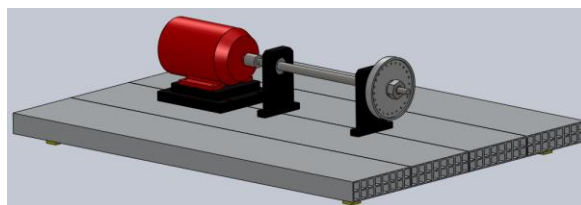


3.2. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio

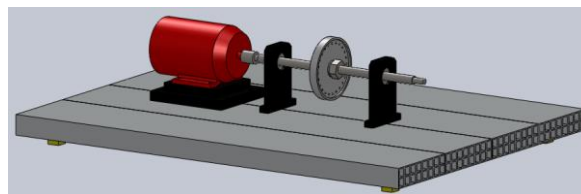
3.1.2. Stendo tyrimas, kada rotorinė sistema pamato centre

Atlikus tyrimą su pradinio stendo, kada diskas sumontuotas tarp guolių atramų, buvo pastebėtas sistemos savųjų dažnių padidėjimas. Todėl buvo nuspręsta atlikti pradinio stendo tyrimą, kada rotorinė sistema sumontuota pamato centre. Tyrimas buvo atliekamas taip pat dviem etapais: pirmasis etapas, kada diskas prie veleno pritvirtintas gembiskai (3.3. pav. a), antrasis – diskas pritvirtintas tarp guolių atramų (3.3. pav. b).

Nubraižius pradinio stendo geometrijos elementus, parenkamos reikalingos medžiagos (aliuminis, nerudijantis plienas ir kt.), tada skaidoma į baigtinius elementus (Mesh).



a)



b)

3.3. pav. Stendo vaizdas, kada rotorinė sistema pamato centre

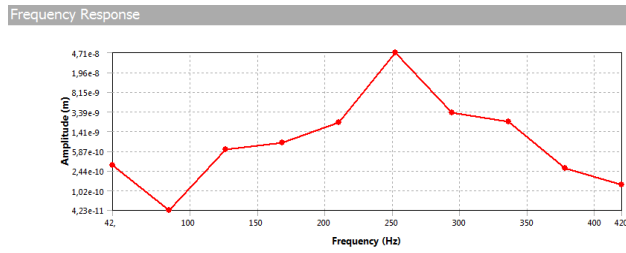
Stendo skaitinio tyrimo metu buvo atlikta modalinė analizė, kurios metu gauta 10 stendo virpesių formų, rotorinei sistemai esant pamato centre. Kelios iš jų pateiktos 4, 5 prieduose. Modalinės analizės rezultatai pateikti 3.2. lentelėje.

3.2. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai

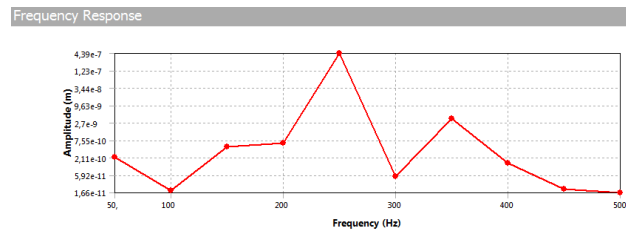
Virpesių forma, eil. Nr.:	Diskas įtvirtintas gembiskai; virpesių dažnis, Hz	Diskas įtvirtintas tarp guolių atramų; virpesių dažnis, Hz
1.	44,49	44,78
2.	235,26	249,83
3.	253,04	253,89
4.	291,23	321,42
5.	329,89	334,47
6.	353,90	356,56
7.	355,87	413,78
8.	515,66	515,50
9.	520,68	519,14
10.	628,58	662,83

Taigi atlikus modalinę analizę su pradiniu stendu, kada rotorinė sistema sumontuota pamato centre, ir palyginus gautus rezultatus, matome, kad virpesių dažniai yra didesni, kada diskas ant rotoriaus pritvirtintas tarp guolių atramų. Lyginant gautus rezultatus su prieš tai atliktu tyrimu, žymių pasikeitimų nėra.

Harmoninės analizės metu nustatyta pradinio stendo, kada diskas įtvirtintas gembiskai (3.4. pav. a) ir tarp guolių atramų (3.4. pav. b), deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio. Šiais nagrinėjamaiais atvejais pirmiausia amplitudė išaugo ties 42 ir 50 Hz (3.4. pav.). Harmoninės analizės metu buvo užduota minimali jėga, veikianti diską.



a)



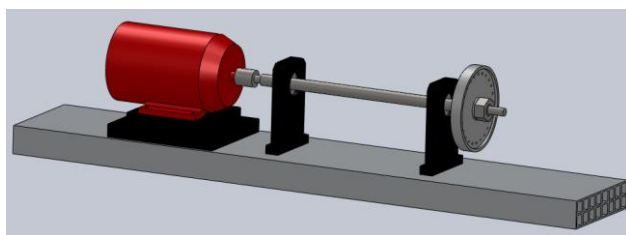
b)

3.4. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio

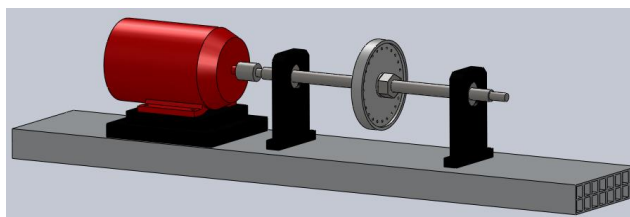
3.1.3. Stendo tyrimas, esant vienai pamato plokštei

Atlikus skaitinius tyrimus su pradiniu stendu ir gavus tam tikrus virpesių dažnių rezultatus, buvo šiek tiek padidintas visos sistemos standumas. Galima teigti, jog tai buvo padaryta be jokių papildomų priemonių, tikrai rotorinės sistemos elementus sumontavus skirtingose vietose.

Kaip žinoma stendo PT500 pamatas susideda iš keturių plokščių. Kiekvienas sistemos elementas skleidžia savuosius dažnius, dėl to gali būti neužtikrinamas pakankamas sistemos standumas, todėl buvo nuspręsta atlikti stendo su viena pamato plokšte modeliavimą 3.5. pav. Pirmasis modeliavimo etapas, kada diskas prie veleno pritvirtintas gembišškai (3.5. pav. a), antrasis – diskas pritvirtintas tarp guolių atramų (3.5. pav. b).



a)



b)

3.5. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte

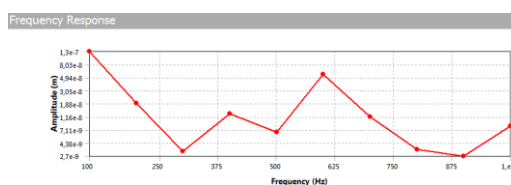
Stendo su viena pamato plokšte skaitinio tyrimo metu atlikta modalinė analizė, kurios metu gauta 10 stendo virpesių formų. Kelios iš jų pateiktos 6, 7 prieduose. Modalinės analizės rezultatai pateikti 3.3. lentelėje.

Taigi atlikus modalinę analizę su stendu su viena pamato plokšte ir palyginus gautus rezultatus, kada diskas pritvirtintas gembiskai ir diskui esant tarp guolių atramų, matome, kad virpesių dažniai daugeliu atvejų didesni, kada diskas ant rotoriaus pritvirtintas tarp guolių atramų. Na, o palyginus virpesių dažnius gautus su pradiniu stendu ir su stendu su viena pamato plokšte, matomas akivaizdus stendo su viena pamato plokšte virpesių dažnių padidėjimas. Kuo didesni virpesių dažniai, tuo labiau užtikrinamas sistemos standumas.

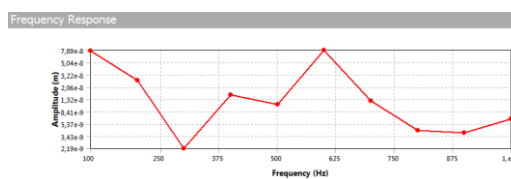
3.3. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai

Virpesių forma, eil. Nr.:	Diskas įtvirtintas gembiskai; virpesių dažnis, Hz	Diskas įtvirtintas tarp guolių atramų; virpesių dažnis, Hz
1.	38,06	39,42
2.	109,10	114,25
3.	211,27	209,76
4.	273,91	286,45
5.	379,30	422,62
6.	475,22	534,79
7.	585,20	602,92
8.	645,91	647,85
9.	1045,30	1069,90
10.	1048,10	1103,10

Harmoninės analizės metu nustatyta stendo su viena pamato plokšte, kada diskas įtvirtintas gembiskai (3.6. pav. a) ir tarp guolių atramų (3.6. pav. b), deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio. Kai dažnis artimas vienam iš konstrukcijos savųjų dažnių amplitudė išauga. Šiais nagrinėjamais atvejais pirmiausia amplitudė išaugo ties 100 Hz (3.6. pav.). Harmoninės analizės metu buvo užduota minimali jėga, veikianti diską.



a)

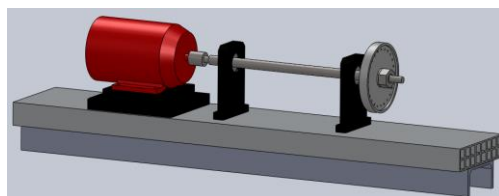


b)

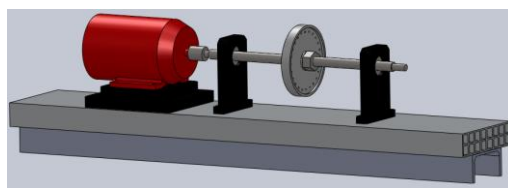
3.6. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio

3.1.4 Stendo tyrimas, esant vienai pamato plokštei ir naudojant lovinę siją

Taip pat buvo atliktas stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija modeliavimas. Nuspręsta panaudoti lovinę siją tam, kad sistemos virpesių dažnio lygis dar labiau išaugtų. Pirmasis tyrimo etapas, kada diskas prie veleno pritvirtintas gembiskai (3.7. pav. a), antrasis – diskas pritvirtintas tarp guolių atramų (3.7. pav. b).



a)



b)

3.7. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte ir lovine sija

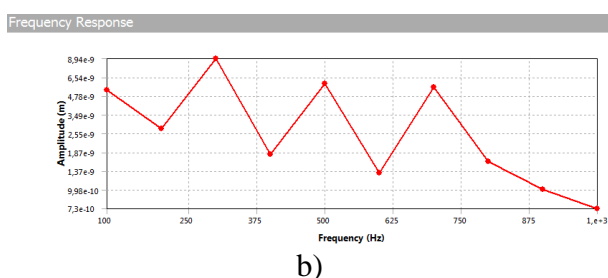
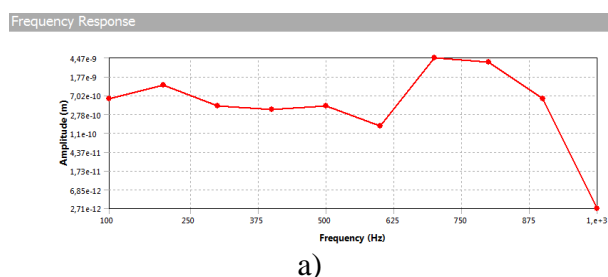
Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija skaitinio tyrimo metu atlikta modalinė analizė, kurios metu gauta 10 stendo virpesių formų. Kelios iš jų pateiktos 8, 9 prieduose. Modalinės analizės rezultatai pateikti 3.4. lentelėje.

Atlikus modalinę analizę su stendu su viena pamato plokšte ir palyginus gautus rezultatus, kada diskas pritvirtintas gembiskai ir diskui esant tarp guolių atramų, matome, kad virpesių dažniai yra didesni, kada diskas ant rotoriaus pritvirtintas gembiskai. Taip pat pastarojo modeliavimo virpesių dažniai gauti didesni nei prieš tai atlikto matavimo be lovinės sijos.

3.4. lentelė. Modalinės analizės metu gauti rezultatai

Virpesių forma, eil. Nr.:	Diskas įtvirtintas gembiskai; virpesių dažnis, Hz	Diskas įtvirtintas tarp guolių atramų; virpesių dažnis, Hz
1.	32,15	31,62
2.	119,83	120,62
3.	242,91	230,41
4.	343,39	299,56
5.	435,71	311,98
6.	632,71	332,54
7.	686,54	338,32
8.	777,60	452,68
9.	1133,30	632,90
10.	1161,10	674,21

Harmoninės analizės metu nustatyta stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija, kada diskas įvirtintas gembiskai (3.8. pav. a) ir tarp guolių atramų (3.8. pav. b), deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio. Kai dažnis artimas vienam iš konstrukcijos savųjų dažnių amplitudė išauga. Šiais nagrinėjamais atvejais pirmiausia amplitudė išaugo ties 100 Hz (3.8. pav.). Harmoninės analizės metu buvo užduota minimali jėga, veikianti diską.

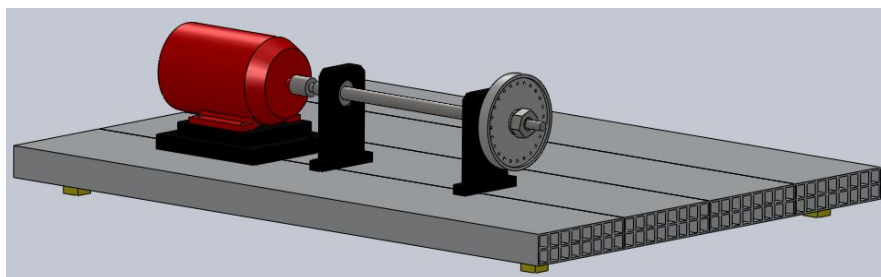


3.8. pav. Deformacijų amplitudės priklausomybė nuo žadinančios jėgos dažnio

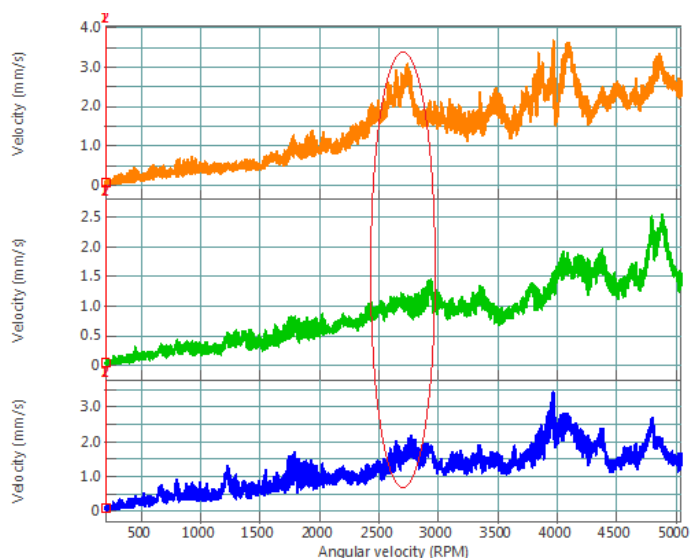
3.2. Praktinio eksperimentinio tyrimo rezultatai

3.2.1. Pradinio stendo tyrimo rezultatai, diskas prie veleno pritvirtintas gembiskai

Atlikti pradinio stendo matavimai, kada diskas prie veleno pritvirtintas gembiskai (3.9. pav.). Pradinio stendo tyrimo metu buvo naudojamos 3 disbalanso masės, kurios buvo sumontuotos ant disko: 0; 1,4; 2,9g. Pateikiami pamato ir guolių atramų virpesių intensyvumai, esant 2700 aps/min rotoriaus greičiui, kada disbalanso masė lygi 0; 1,4; 2,9g. Virpesių duomenys pasirinkti, esant tokiam rotoriaus sukimosi greičiui todėl, kad ties šio greičio momentu įvyksta pirmasis sistemos rezonanso reiškinys (3.10. pav.). Virpesių spektrai pateikti 10 priede.



3.9. pav. Pradinio stendo vaizdas



3.10. pav. Pradinio stendo virpesių spektrai
(mėlyna spalva – P1 jutiklis, žalia – P2 jutiklis, oranžinė – P3 jutiklis)

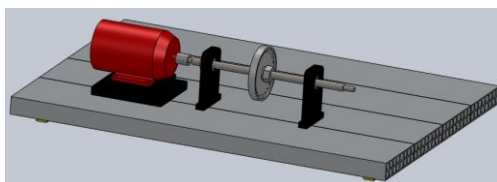
3.5. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

Jutiklio Nr.:	2700 aps/min	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamatas		1,7	2,4	2,9
2 Pamatas		1,8	1,3	1,5
3 Pamatas		1,6	3,8	5,0
4 Pamatas		2,1	4,1	6,4
5 Pamatas		2,0	3,0	4,5
6 Pamatas		2,3	2,1	3,2
7 Pamatas		1,2	1,0	1,8
8 Pamatas		1,9	3,1	4,1
9 Pamatas		2,5	2,7	3,0
10 Pamatas		2,0	2,0	1,8
11 Guolio atrama		2,3	2,0	3,0
12 Guolio atrama		2,2	3,0	4,6

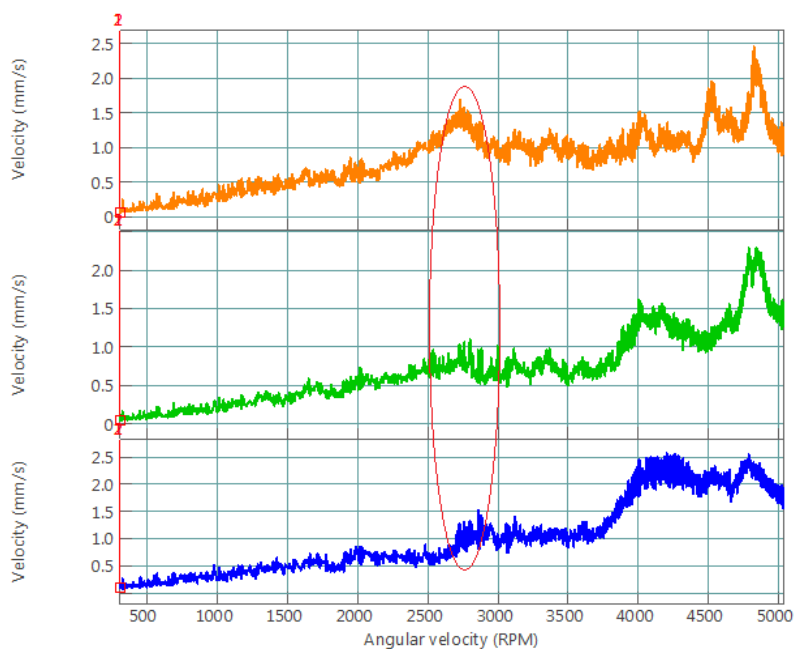
Atlikus tyrimą su pradiniu stendu, esant skirtingoms disbalanso masėms, didėjant disbalanso masei, virpesių intensyvumas didėja. Taigi atliekant tyrimą su didesne disbalanso mase aiškiau matomas virpesių intensyvumo pasiskirstymas ant tiriamojo objekto.

3.2.2. Pradinio stendo tyrimo rezultatai, diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų

Taip pat buvo atliekami pradinio stendo matavimai, kada diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų (3.11. pav.). Pradinio stendo tyrimo metu buvo naudojamos taip pat 3 disbalanso masės. Rotoriaus sukimosi greitis 2700 aps/min, kadangi ties šiuo greičiu įvyksta pirmasis sistemos rezonanso reiškinys (3.12. pav.). Virpesių spektrai pateikti 11 priede.



3.11. pav. Stendo vaizdas, kada diskas pritvirtintas tarp guolių atramų



3.12. pav. Pradinio stendo virpesių spektrai
(mėlyna spalva – P1 jutiklis, žalia – P2 jutiklis, oranžinė – P3 jutiklis)

3.6. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

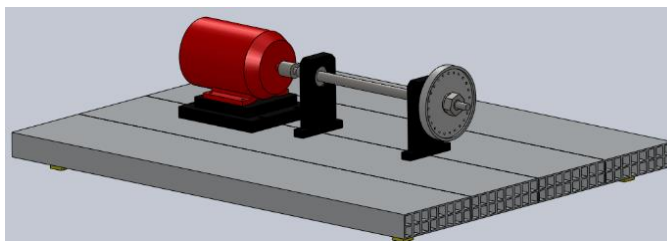
Jutiklio Nr.:	2700 aps/min	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamatas		1,7	1,7	2,2
2 Pamatas		1,8	1,2	1,3
3 Pamatas		1,7	3,2	3,8
4 Pamatas		2,5	4,3	6,0
5 Pamatas		2,3	3,2	4,6
6 Pamatas		2,3	2,6	3,8
7 Pamatas		1,3	1,4	2,1
8 Pamatas		2,2	2,9	3,8
9 Pamatas		2,3	1,6	2,0
10 Pamatas		1,3	1,4	1,5
11 Guolio atrama		2,5	2,5	3,2
12 Guolio atrama		2,4	3,3	4,3

Atlikus tyrimą su pradiniu stendu ir palyginus gautus virpesių intensyvumus, kada diskas įtvirtintas gembiskai ir tarp guolių atramų, žymių pasikeitimų nenustatyta.

3.2.3. Stendo tyrimo rezultatai, rotorinė sistema pamato centre

Kadangi buvo atliktas sistemos modeliavimas su pradiniu stendu, kada rotorinė sistema pamato centre (3.13. pav.), tai buvo atlikti matavimai ir su tyrimo įranga.

Stendo tyrimo metu buvo naudojamos 3 disbalanso masės, kurios buvo tvirtinamos ant disko: 0; 1,4; 2,9g. Pateikiami pamato ir guolių atramų virpesių intensyvumai, esant 2700 aps/min rotoriaus greičiui, kada disbalanso masė lygi 0; 1,4; 2,9g. Virpesių spektrai pateikti 12 priede.



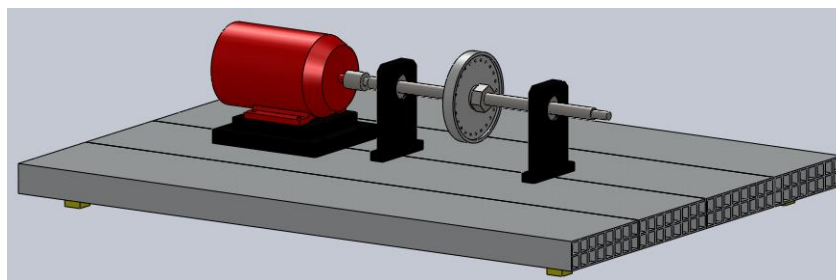
3.13. pav. Stendo vaizdas, kada rotorinė sistema sumontuota pamato centre

3.7. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

2700 aps/min Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamatas	1,4	2,1	2,0
2 Pamatas	1,8	1,5	2,1
3 Pamatas	1,9	3,1	4,5
4 Pamatas	2,2	3,5	5,5
5 Pamatas	2,3	2,5	3,7
6 Pamatas	2,4	1,9	2,5
7 Pamatas	0,7	1,3	1,0
8 Pamatas	1,7	3,1	4,1
9 Pamatas	2,7	1,8	2,7
10 Pamatas	1,1	1,1	1,2
11 Guolio atrama	2,4	1,8	2,2
12 Guolio atrama	2,5	2,7	3,9

3.2.4. Stendo tyrimo rezultatai, rotorinė sistema pamato centre

Atlikti stendo matavimai, kada diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų, o rotorinė sistema sumontuota pamato centre (3.14. pav.). Stendo tyrimo metu buvo naudojamos 3 disbalanso masės, kurios buvo tvirtinamos ant disko: 0; 1,4; 2,9g. Pateikiami pamato ir guolių atramų virpesių intensyvumai, esant 2700 aps/min rotoriaus greičiui, kada disbalanso masė lygi 0; 1,4; 2,9g. Virpesių spektrai pateikti 13 priede.

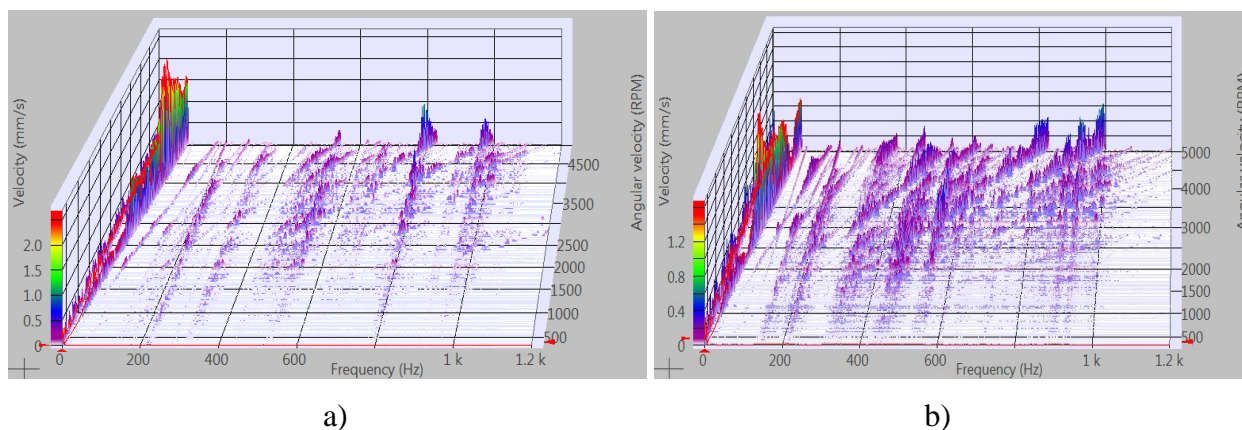


3.14. pav. Stendo vaizdas, kada rotorinė sistema pamato centre ir diskas tarp guolių atramų

3.8. lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

2700 aps/min Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamatas	1,7	1,9	2,8
2 Pamatas	1,8	1,8	2,6
3 Pamatas	2,1	4,0	5,5
4 Pamatas	2,5	4,5	6,4
5 Pamatas	2,4	3,5	5,0
6 Pamatas	2,3	2,4	3,4
7 Pamatas	1,3	0,8	1,1
8 Pamatas	2,1	3,9	5,2
9 Pamatas	2,3	2,8	3,9
10 Pamatas	1,2	1,0	1,0
11 Guolio atrama	2,8	2,1	3,0
12 Guolio atrama	2,5	3,6	5,0

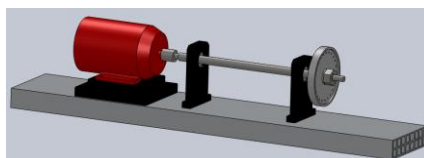
Apdorojus gautus jutiklių nr. 6 (3.15. pav. a) ir nr. 12 (3.15. pav. b) rezultatus, matavimus atliekant su nuline disbalanso mase, buvo gautos „vandens krioklių“ diagramos (3.15. pav.). Jos parodo gautas virpesių formas, esant tam tikram virpesių dažniui. Iš grafikų matome, kad pirmosios virpesių formos dažnis apie 40 Hz, antros – 235 Hz, trečios – 300 Hz. Palyginus gautus rezultatus su skaitinio tyrimo gautais rezultatais, jie sutampa (žr. 3.2. lentelė).



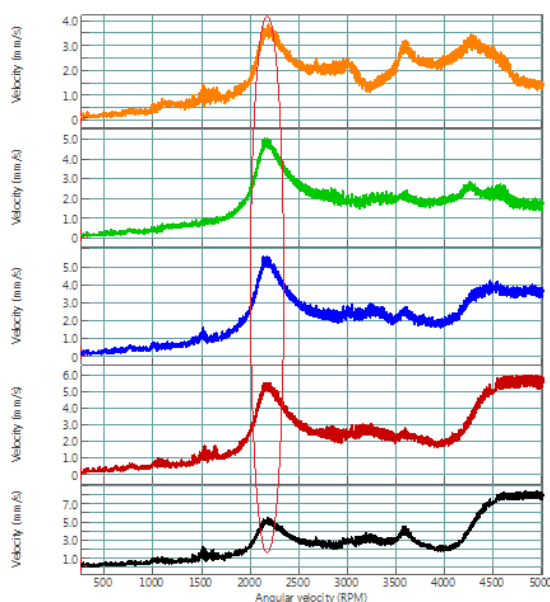
3.15. pav. Pradinio stendo „vandens krioklio“ diagramos

3.2.5. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte

Panaudojus vieną pamato plokštę atlikti stendo matavimai. Diskas prie veleno pritvirtintas gembiška (3.16. pav.). Stendo tyrimo metu buvo naudojamos taip pat 3 disbalanso masės, kurios buvo tvirtinamos ant disko. Pateikiami pamato ir guolių atramų virpesių intensyvumai, esant 2200 aps/min rotoriaus greičiui, kada disbalanso masė lygi 0; 1,4; 2,9g. Virpesių duomenys pasirinkti ties šiuo greičiu, kadangi šiuo momentu įvyksta pirmasis sistemos rezonanso reiškinys (3.17. pav.). Virpesių spektrai pateikti 14 priede.



3.16. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte



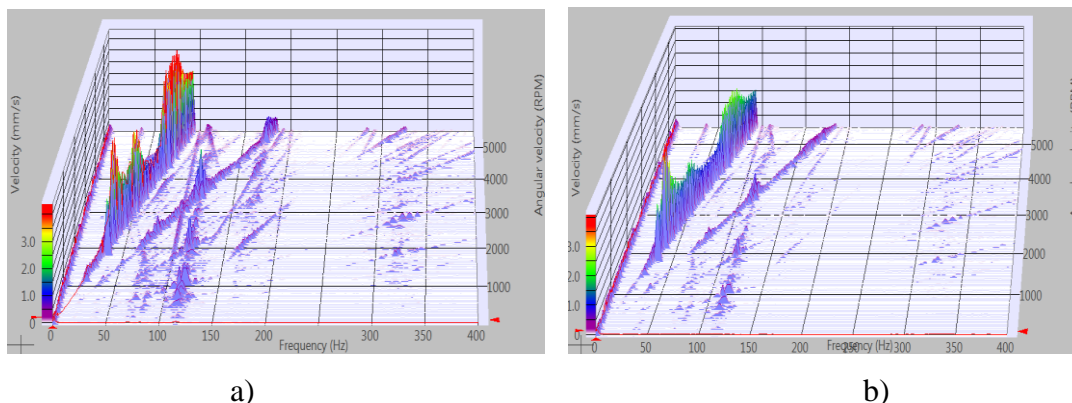
3.17. pav. Stendo su viena pamato plokšte virpesių spektrai

(oranžinė – P1, žalia – P2, mėlyna – P3, raudona – P4, juoda – P5 jutikliai)

3.9. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

2200 aps/min Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamasas	3,8	5,3	7,8
2 Pamasas	4,6	7,1	10,0
3 Pamasas	4,7	7,9	10,5
4 Pamasas	5,2	8,0	11,0
5 Pamasas	5,5	7,9	10,1
6 Guolio atrama	4,9	7,0	9,8
7 Guolio atrama	5,1	7,2	10,1

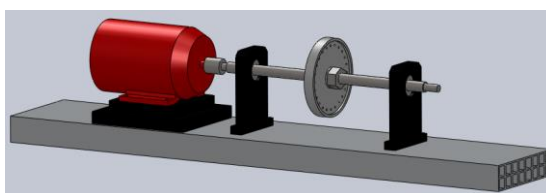
Apdorojus gautus jutiklių nr. 5 (3.18. pav. a) ir nr. 12 (3.18. pav. b) rezultatus, matavimus atliekant su nuline disbalanso mase, buvo gautos „vandens krioklių“ diagramos (3.18. pav.), kurios parodo gautas virpesių formas, esant tam tikram virpesių dažniui. Iš grafikų matome, kad pirmosios virpesių formos dažnis apie 40 Hz, antros – 110 Hz. Iš grafikų matomos tik dvi virpesių formos, kadangi sistemą sudaro mažiau elementų. Palyginus gautus rezultatus su skaitinio tyrimo gautais rezultatais, jie sutampa (žr. 3.3. lentelė).



3.18. pav. Stendo su viena pamato plokšte „vandens krioklio“ diagramos

3.2.6. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte

Atlikti stendo matavimai, naudojant vieną pamato plokštę. Diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų (3.19. pav.). Stendo tyrimo metu buvo naudojamos 3 disbalanso masės, kurios buvo tvirtinamos ant disko. Pateikiami pamato ir guolių atramų virpesių intensyvumai, esant 2200 aps/min rotoriaus greičiui. Virpesių spektrai pateikti 15 priede.



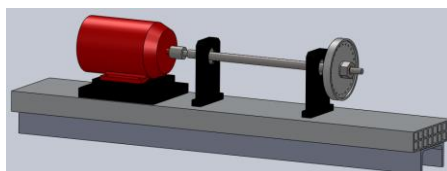
3.19. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte

3.10. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

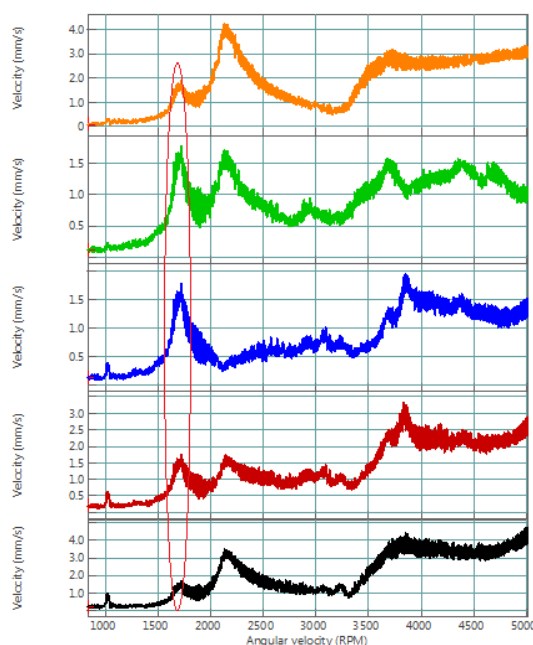
2200 aps/min Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamatas	2,0	3,9	6,1
2 Pamatas	2,8	6,0	8,6
3 Pamatas	4,3	7,0	11,0
4 Pamatas	4,4	7,8	11,0
5 Pamatas	5,3	8,0	11,0
6 Guolio atrama	2,8	6,0	9,2
7 Guolio atrama	4,9	6,9	10,8

3.2.7. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte ir lovine sija

Atlikti stendo matavimai, naudojant vieną pamato plokštę su sumontuota lovine sija. Diskas prie veleno pritvirtintas gėmėiškai (3.20. pav.). Stendo tyrimo metu buvo naudojamos 3 disbalanso masės, kurios buvo tvirtinamos ant disko: 0; 1,4; 2,9g. Pateikiami pamato ir guolių atramų virpesių intensyvumai, esant 1700 aps/min rotoriaus greiėiu, kada disbalanso masė lygi 0; 1,4; 2,9g. Rotoriaus sukimosi greitis pasirinktas būtent toks, kadangi ties šiuo greiėiu įvyksta pirmasis sistemos rezonanso reiškinys (3.21. pav.). Virpesių spektrai pateikti 16 priede.



3.20. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte ir lovine sija



3.21. pav. Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija virpesių spektrai (oranžinė – P1, žalia – P2, mėlyna – P3, raudona – P4, juoda – P5 jutikliai)

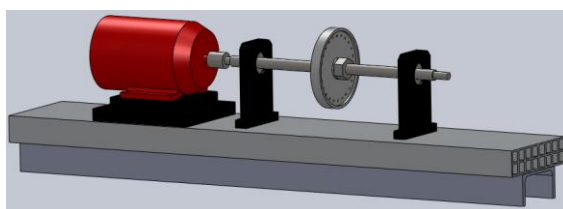
3.11. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

1700 aps/min Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamasas	1,7	4,0	5,8
2 Pamasas	1,7	4,2	6,3
3 Pamasas	1,8	4,5	7,0
4 Pamasas	1,8	4,6	7,1
5 Pamasas	1,9	4,2	7,6
6 Guolio atrama	1,8	4,2	6,2
7 Guolio atrama	1,9	4,2	6,4

Atlikus tyrimą su stendu su viena pamato plokšte ir lovine sija, kada diskas įtvirtintas gembiška, esant skirtingoms disbalanso masėms, didėjant disbalanso masei virpesių intensyvumas didėja. Taigi atliekant tyrimą su didesne disbalanso mase aiškiau matomas virpesių intensyvumo pasiskirstymas ant tiriamojo objekto.

3.2.8. Stendo tyrimo rezultatai su viena pamato plokšte ir lovine sija

Atlikti stendo matavimai, naudojant vieną pamato plokštę su sumontuota lovine sija. Diskas prie veleno pritvirtintas tarp guolių atramų (3.22. pav.). Stendo tyrimo metu buvo naudojamos 3 disbalanso masės, kurios buvo tvirtinamos ant disko: 0; 1,4; 2,9g. Pateikiami pamato ir guolių atramų virpesių intensyvumai, esant 1700 aps/min rotoriaus greičiui, kada disbalanso masė lygi 0; 1,4; 2,9g. Rotoriaus sukimosi greitis pasirinktas būtent toks, kadangi ties šiuo greičiu įvyksta pirmasis sistemos rezonanso reiškinys. Virpesių spektrai pateikti 17 priede.



3.22. pav. Stendo vaizdas su viena pamato plokšte ir lovine sija

3.12. lentelė. Stendo su viena pamato plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

1700 aps/min Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s (0g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (1,4g)	Virpesių intensyvumas, mm/s (2,9g)
1 Pamatas	1,6	3,9	5,1
2 Pamatas	1,7	4,1	6,0
3 Pamatas	2,6	4,5	6,5
4 Pamatas	2,7	4,8	6,9
5 Pamatas	3,1	5,0	7,0
6 Guolio atrama	1,7	4,2	6,0
7 Guolio atrama	2,7	4,5	6,5

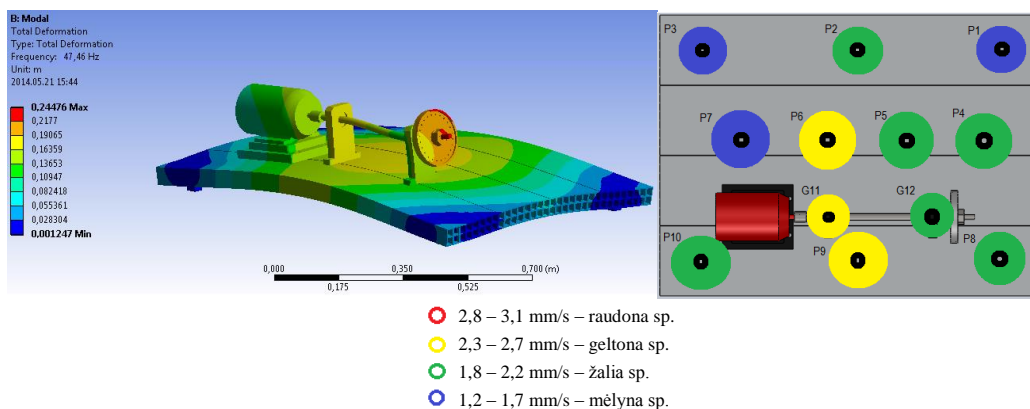
3.3. Palyginamoji rezultatų analizė

Atlikus eksperimentinius tyrimus su stendo PT500 visais 8 variantais buvo gauti skaitiniai ir praktiniai rezultatai. Jais remiantis sudaromos skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamosios schemos.

3.23. pav. pateikta pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema. Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 41,46 Hz (2847,6 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 2700 aps/min, disbalanso masė 0g.

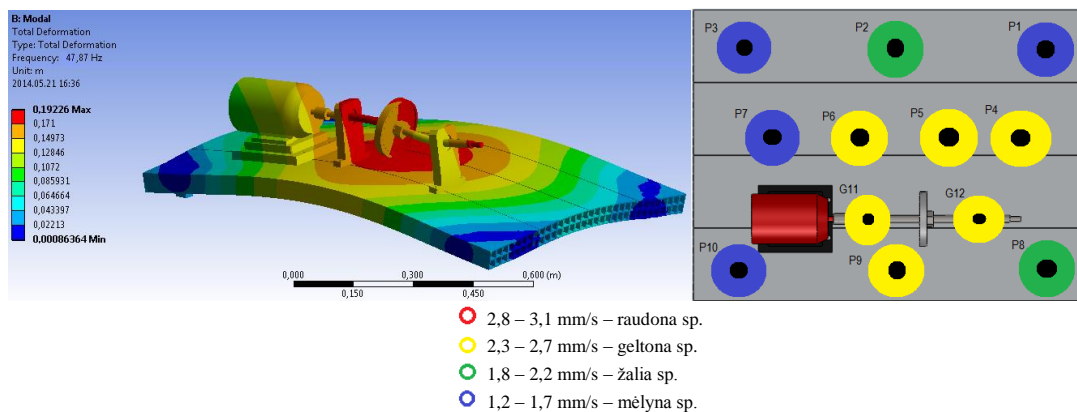
Naudojama spalvinė gama pagal rezultatų intervalą:

1. Mėlyna spalva 1,2 – 1,7 mm/s;
2. Žalia spalva 1,8 – 2,2 mm/s;
3. Geltona spalva 2,3 – 2,7 mm/s;
4. Raudona spalva 2,8 – 3,1 mm/s.



3.23. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

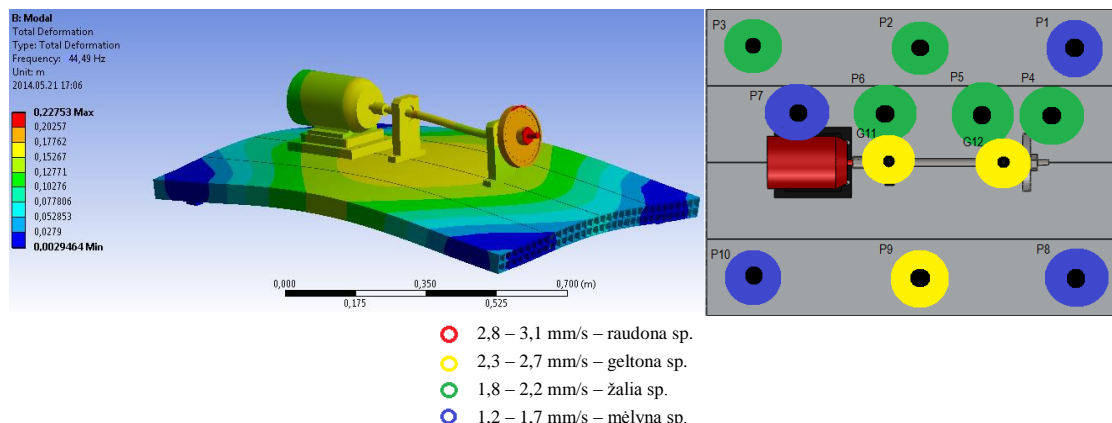
Taip pat atlikta pradinio stendo (3.24. pav.), kada diskas sumontuotas tarp guolių atramų, palyginamoji analizė. Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 47,87 Hz (2872,2 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 2700 aps/min, disbalanso masė 0g. Kaip matome iš paveiklų, spalvinė gama pasiskirsto tolygiai.



3.24. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

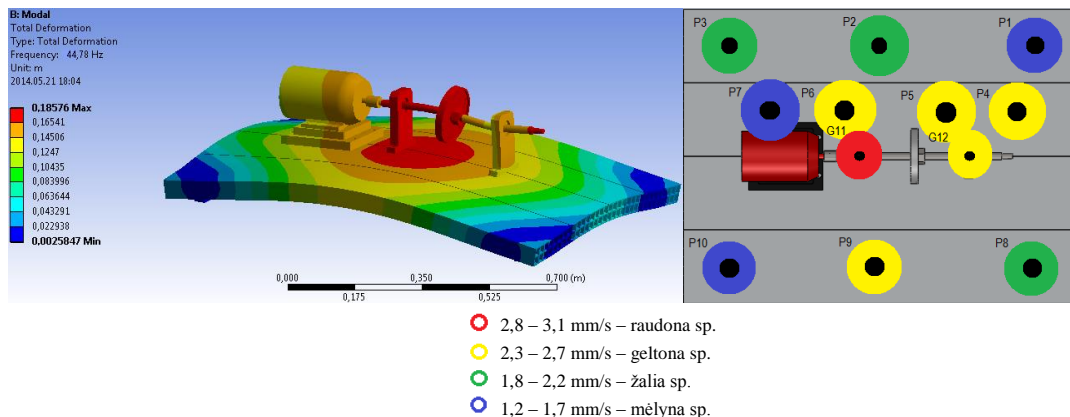
3.25. pav. pateikta pradinio stendo, kada rotorinė sistema sumontuota pamato centre, o diskas ant rotoriaus pritvirtintas gembiskai, skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema. Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 44,49 Hz (2669,4 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus

praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 2700 aps/min, disbalanso masė 0g. Iš palyginamosios schemas matome, kad spalvinė gama pasiskirsto tolygiai.



3.25. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

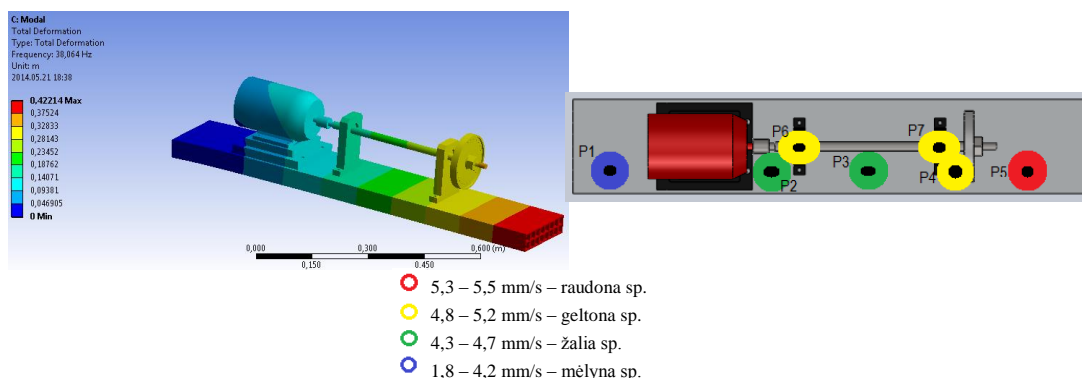
Sudaryta pradinio stendo, kada rotorinė sistema sumontuota pamato centre, diskas ant rotoriaus pritvirtintas tarp guolių atramų, skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema (3.26. pav.). Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 44,78 Hz (2686,8 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 2700 aps/min, disbalanso masė 0g.



3.26. pav. Pradinio stendo skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

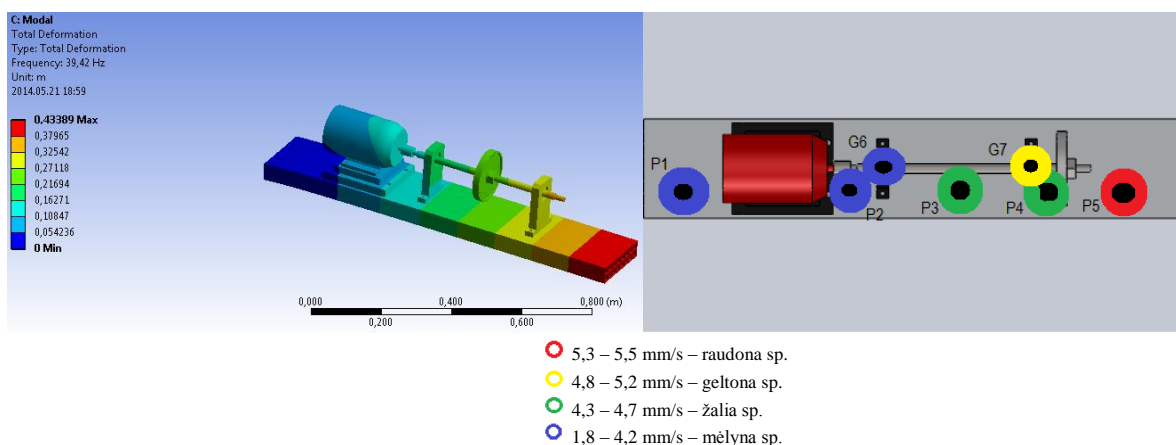
3.27. pav. pateikta stendo su viena pamato plokšte, kada diskas ant rotoriaus pritvirtintas gembiskai, skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema. Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 38,064 Hz (2283,84 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 2200 aps/min, disbalanso masė 0g.

Naudojama spalvinė gama pagal rezultatų intervalą: 1. mėlyna spalva 1,8 – 4,2 mm/s; 2. žalia spalva 4,3 – 4,7 mm/s; 3. geltona spalva 4,8 – 5,2 mm/s; 4. raudona spalva 5,3 – 5,5 mm/s.



3.27. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

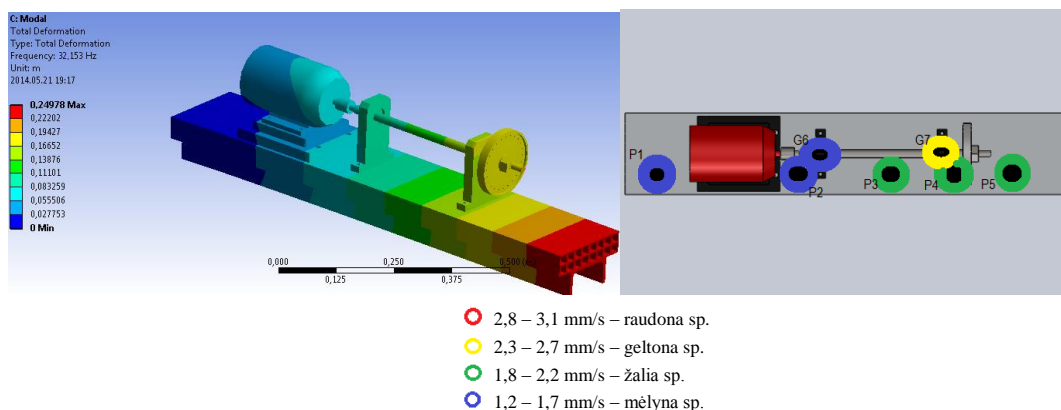
Taip pat sudaryta stendo su viena pamato plokšte, kada diskas ant rotoriaus pritvirtintas tarp guolių atramų, skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema (3.28. pav.). Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 39,42 Hz (2356,2 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 2200 aps/min, disbalanso masė 0g.



3.28. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

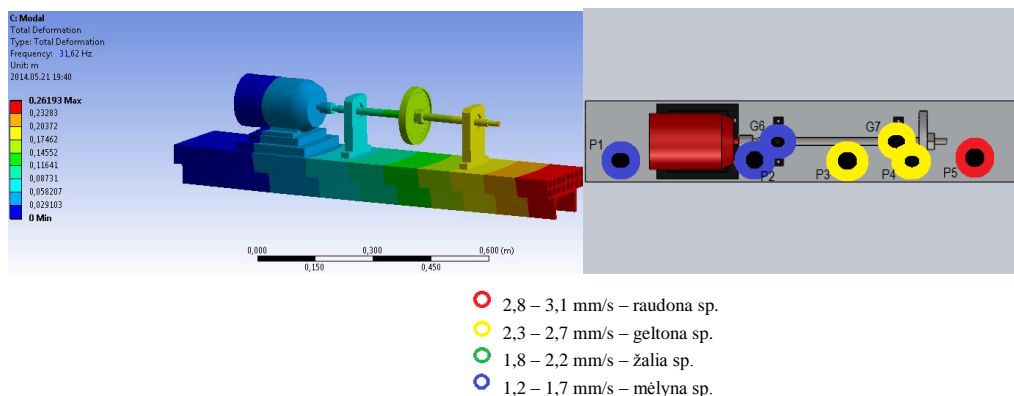
3.29. pav. pateikta stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija, kada diskas ant rotoriaus pritvirtintas gembiskai, skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema. Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 32,153 Hz (1929,18 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 1700 aps/min, disbalanso masė 0g.

Naudojama spalvinė gama pagal rezultatų intervalą: 1. Mėlyna spalva 1,2 – 1,7 mm/s; 2. Žalia spalva 1,8 – 2,2 mm/s; 3. Geltona spalva 2,3 – 2,7 mm/s; 4. Raudona spalva 2,8 – 3,1 mm/s.



3.29. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

Taip pat sudaryta stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija, kada diskas ant rotoriaus pritvirtintas tarp guolių atramų, skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema (3.30. pav.). Kairėje paveikslo pusėje pateikta modalinės analizės metu gauta pirmoji virpesių forma – virpesių dažnis 31,62 Hz (1897,2 aps/min). Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Rotoriaus sukimosi greitis – 1700 aps/min, disbalanso masė 0g.



3.30. pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinių ir praktinių rezultatų palyginamoji schema

Sudarius eksperimentinių tyrimų palyginamąsias schemas, matome, kad pagal skaitinių ir praktinių eksperimentinių tyrimų rezultatų intervalų spalvinę gamą gauti rezultatai sutampa. T.y. tiek skaitinių, tiek ir praktinių rezultatų spalvinė gama pasiskirsto vienodai.

Taigi atliekant įvairioms sistemoms diagnostinius tyrimus, galima atlikti tik skaitinius tyrimus. Skaitinius tyrimus atlikti yra patogiau: užtrunka mažiau laiko, sunaudojama mažiau el. energijos, paprastesnis rezultatų apdorojimas.

IŠVADOS

1. Nustatyta, kad rotorinės sistemos – tai tam tikrų elementų visuma, kuriai turi būti užtikrintas tam tikras elementų tarpusavio padėties tikslumas. Kiekviena rotorinė sistema ar kitoks panašaus pobūdžio įrenginys privalo būti standus. Tam, kad užtikrinti sistemos pakankamą standumą, pamatai turi būti projektuojami pagal tam tikrus reikalavimus: pagrindas turi būti paruoštas pagal galiojančius statybos metodus, pamato masė turi būti nuo 3 iki 5 kartų didesnė negu mašinos arba naudojama fiktyvi masė, taip pat gali būti naudojamas izoliuoto pamato tipas, blokų tipo pamatas, kombinuoto blokų tipo pamatas, stalo tipo pamatas su virpesių izoliatoriais. Jeigu pamatas netinkamai suprojektuotas gali būti taikomi tokie virpesių šalinimo metodai: vidinis balansavimas, virpesių šaltinio vietos nustatymas, pamato stabilizavimas. Pamato stabilizavimas atliekamas, kai mašinos – pamato sistema pateikiama, kaip matematinis modelis, naudojant kompiuterinę programinę įrangą dinaminės analizės atlikimui. Atlikus dinaminę analizę tampa aiškūs sistemos savieji virpesių dažniai, virpesių formos. Gavus minėtų tyrimų rezultatus ir imantis tam tikrų priemonių, galima sušvelninti rotorinių sistemų darbą. T.y. užtikrinti patikimą pamato standumą, sumažinti guolių defektų atsiradimo tikimybę ir triukšmo lygį, naudojant spyruokles, kamštinį pluoštą, gumines pagalves, pneumatinius amortizatorius, vibroizoliatorius ir kt.

2. Išanalizuotas baigiamojo darbo tyrimo objektas – stendas. Stendo sudėtinės dalys: pamatas, kurį sudaro specialaus profilio plokštės naudojamos, kuriant plataus masto eksperimentus įvairių mašinų ar sistemų diagnostikai, variklio padėklas, 0,37 kW galingumo asinchroninis variklis su dažnių keitikliu, lanksti mova, guolių atramos, guoliai, velenas ir diskas.

Parinkta ekperimentiniams tyrimams atlikti įranga: daugiakanalis virpesių analizatorius OROS Mobi Pack OR36 – dvylikos nepriklausomų kanalų, 24 bit, 25,6 – 40 kHz dažnių diapazono, skirtas mechaninių ir mechatroninių mašinų virpesių tyrimams atlikti, pagreičio jutiklis Wilcoxon 793, pasižymintis 1% amplitudės netiesiškumu bei 25 kHz rezonansiniu dažniu, optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7, galintis apskaičiuoti iki 500 000 impulsų per sekundę ir veikti nuo 0 iki 0,5 MGHz dažniu, bei programinė įranga Ansys, kuri yra daugiafunkcinis baigtinių elementų programinis paketas. Naudojant minėtą tyrimo įrangą, sudaryta skaitinio ir praktinio eksperimentų atlikimo metodika. Skaitinis ir praktinis eksperimentiniai tyrimai atliekami, kai pamatas ir rotorinė sistema analizuojami kartu, taikant kombinuotą tyrimo metodą: modeliavimą (BEM) ir virpesių signalų analizę.

3. Atliktas eksperimentinis tyrimas: skaitinis ir praktinis. Skaitinis tyrimas atliktas su kelių tipų stendu: pradiniu stendu, stendu su viena pamato plokšte. Suskaičiuotos modalinės, harmoninės analizės. Modalinės analizės metu gauta po 10 stendo virpesių formų su tam tikrais sistemų virpesių dažniais. Pradinio stendo: 1 – oji virpesių forma: 47,46 Hz. Praktinis eksperimentinis tyrimas taip pat buvo atliekamas su kelių tipų stendu: pradiniu stendu, stendu su viena pamato plokšte. Tyrimas

buvo atliekamas naudojant tris disbalanso mases: 0g, 1,4g, 2,9g. Pagreičio jutikliai montuojami ant viso pamato ploto, y matuojamąja kryptimi. Pradinio stendo virpesių intensyvumai: 1,7; 1,8; 1,6; 2,1; 2,0; 2,3; 1,2; 1,9; 2,5; 2,0; 2,3; 2,2 mm/s.

Sudarytos eksperimentinių tyrimų palyginamosios schemas, iš kurių matoma, kad pagal skaitinių ir praktinių eksperimentinių tyrimų rezultatų intervalų spalvinę gamą gauti rezultatai sutampa. T.y. tiek skaitinių, tiek ir praktinių rezultatų spalvinė gama pasiskirsto vienodai. Taigi atliekant įvairioms sistemoms diagnostinius tyrimus, pakanka atlikti tik skaitinius tyrimus. Skaitinius tyrimus atlikti yra paprasčiau ir patogiau: užtrunka mažiau laiko, sunaudojama mažiau el. energijos, paprastesnis rezultatų apdorojimas.

LITERATŪRA

1. Augustaitis, K. V. 2000. Mechaninių virpesių pagrindai. Vilnius: Žiburio leidykla.
2. Barzdaitis, V. 2008. Mechatroninės sistemos: tyrimai ir diagnostika. Vilnius: Vilniaus pedagoginio universiteto leidykla.
3. Barzdaitis, V., Činikas, G. 1998. Rotorinių mašinų monitoringas ir diagnostika. Kaunas: Technologija.
4. Jonušas, R., Jurkauskas, A. ir kt. 2001. Rotorinių sistemų dinamika ir diagnostika. Kaunas: Technologija.
5. Smilgevičius, A. 1996. Elektros varikliai: elektromechaninių savybių žinynas. Vilnius: Technika.
6. Vaičiulis, D. 2010. Mašinų elementų kursinis projektavimas II dalis. Kaunas: Technologija.
7. Žiliukas, P., Barkauskas, R. 2008. Mechaniniai virpesiai. Vilnius: Vilniaus pedagoginio universiteto leidykla.
8. Žiliukas, P., Barkauskas, R. 1997. Mechaniniai virpesiai. Kaunas: Technologija.
9. Bently, D. E. 2002. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. Canada.
10. Ebel, F., Nestel, S. 2000. Jutikliai valdymo ir gamybos technologijose. Kaunas: Technologija
11. Ehrich, F. 2004. Handbook of rotordynamics. Malabar: Krieger publishing company.
12. Friswell, M., Penny, J. and other. 2010. Dynamics of rotating machines. Cambridge: Cambridge university press.
13. Maurice, L., Adams, JR. 2001. Rotating machinery vibration. Boca Raton: Taylor and Francis group.
14. T. Östürk 2008. Vibracijų sugertis ant dinamiškai apkrauto pamato. Mokslinių straipsnių duomenų bazė [interaktyvus], Nr. 1 [žiūrėta 2013 m. sausio 12d.]. Prieiga per Internetą: http://www.sciencedirect.com/science?_ob=ArticleListURL&_method=list&ArticleListID=540420796&sort=r&st=13&view=c&acct=C000049863&version=1&urlVersion=0&userid=4813815&md5=0dfc8fa159df138044a7689e0575e5b7&searchtype=a
15. J. Ashwani, D. Soni 2007. Virpesių izoliavimo metodai. Duomenys apie virpesių izoliavimą [interaktyvus], Nr. 2 [žiūrėta 2013 m. sausio 22d.]. Prieiga per Internetą: <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2007tenerife/papers/572-459.pdf>
16. G. Gazetas 2003. Mašinos pamato virpesių analizė. Mokslinių straipsnių duomenų bazė [interaktyvus], Nr. 3 [žiūrėta 2013 m. vasario 11d.]. Prieiga per Internetą: https://www.etcg.upc.edu/docencia/postgrau/mobilitat/201112/gazetas/bibliografia/1983SDEE_FoundationVibrationsSTATEoftheART.pdf
17. M. Y. Fattah 2007. Mašinų pamatų projektavimo schemas. Duomenys apie pamatų projektavimą [interaktyvus], Nr. 4 [žiūrėta 2013 m. liepos 15d.]. Prieiga per Internetą:

<http://www.researchgate.net/publication/253650975_DESIGN_CHARTS_FOR_MACHINE_FOUNDATIONS>

18. J. P. Lee 2012. Dinaminės įrangos pamatai. Duomenys apie pamatus [interaktyvus], Nr. 5 [žiūrėta 2013 m. vasario 27d.]. Prieiga per Internetą: <<http://www.allbooksfind.com/library-f/foundation-for-dynamic-equipment>>

19. „Farrat Isolevel“ 2013. Pamatų smūgiai ir vibracijos. Mašinos ir įrenginiai. Mokslinių straipsnių duomenų bazė [interaktyvus], Nr. 6 [žiūrėta 2013 m. vasario 10d.]. Prieiga per Internetą: <<http://www.farrat.com/downloads/svi4.07isolatedfoundations4.07fullcatalogue-114841.pdf>>

20. K. G. Bhatia 2008. Pamato – mašinos struktūra. Mokslinių straipsnių duomenų bazė [interaktyvus], Nr. 7 [žiūrėta 2013 m. sausio 15d.]. Prieiga per Internetą: <<http://home.iitk.ac.in/~vinaykg/Iset495.pdf>>

21. „Bilz“ Vibration Technology 2008. Pamatų ir rėmų virpesių izoliavimas. Duomenys apie virpesių izoliavimą [interaktyvus], Nr. 8 [žiūrėta 2013 m. kovo 2d.]. Prieiga per Internetą: <<http://www.bilz-usa.com/Foundation%20Systems%20Broc...>>

22. M. F. Carbajal – Romero 2010. Mašinų pamatų matricinis formulavimas. Mokslinių straipsnių duomenų bazė [interaktyvus], Nr. 9 [žiūrėta 2013 m. kovo 4d.]. Prieiga per Internetą: <<http://www.redalyc.org/resumen.oa?id=40415987004>>

23. „ALPHATEC“ 2013. Mašinos ir pamatai. Mokslinių straipsnių duomenų bazė [interaktyvus], Nr. 10 [žiūrėta 2013 m. kovo 4d.]. Prieiga per Internetą: <<http://www.hydrocarbons-technology.com/downloads/whitepapers/compressors/getting-the-most-from-your-machines-and-foundations2/>>

24. J. P. Lee 2005. Mašinų virpesių ribojimas, projektuojant pamatus. Duomenys apie virpesių ribojimą [interaktyvus], Nr. 11 [žiūrėta 2013 m. balandžio 4d.]. Prieiga per Internetą: <www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/.../ACI-351-3R-04.pdf>

25. S. Prakash 2008. Pamatai vibruojančioms mašinoms. Mokslinių straipsnių duomenų bazė [interaktyvus], Nr. 12 [žiūrėta 2013 m. balandžio 18d.]. Prieiga per Internetą: <<http://www.webcivil.com/vibratingm.aspx>>

26. V. K. Puri 2006. Pamatų analizės metodai. Duomenys apie pamatus [interaktyvus], Nr. 13 [žiūrėta 2013 m. kovo 17d.]. Prieiga per Internetą: <http://www.yoga10.org/Documents/SPVKPSERCpa_per.pdf>

27. A. Astrauskas 2008. Virpesių ir garso sklidimas konstrukcijomis ir jo mažinimo būdai. Duomenys apie virpesių sklidimą [interaktyvus], Nr. 14 [žiūrėta 2014 m. sausio 20d.]. Prieiga per Internetą: <http://leidykla.vgtu.lt/conferences/Aplinka_2008/Aplinkos_konferencijos_PDF/6_sek_70_Astrauskas_Virpesiu.pdf>

28. P. Čyras 2005. Virpesių slopinimas. Duomenys apie virpesių slopinimą [interaktyvus], Nr. 15 [žiūrėta 2014 m. vasario 2d.]. Prieiga per Internetą: [http://www.pavesis.lt/pavesis/pavesiai/26/3/V %C4%97dinimas.pdf](http://www.pavesis.lt/pavesis/pavesiai/26/3/V%C4%97dinimas.pdf)
29. Virpesių analizatorių katalogas [interaktyvus], [žiūrėta 2013 m. kovo 22d.]. Prieiga per Internetą: <http://www.oros.com/3974-mobi-pack-4-to-16-channels-reinforced.htm>
30. Pagreičio jutiklių „Wilcoxon“ katalogas [interaktyvus], [žiūrėta 2013 m. kovo 22d.]. Prieiga per Internetą: http://www.wilcoxon.com/vi_index.cfm?PD_ID=7
32. Optinių fazės jutiklių katalogas [interaktyvus], [žiūrėta 2013 m. kovo 22d.]. Prieiga per Internetą: <http://www.optel-thevon.fr/en/?page=News&tbl=comptenue&id=204>.
33. Statinė analizė [interaktyvus]. [žiūrėta 2013 m. gruodžio 29d.]. Prieiga per internetą: http://www.kxcad.net/ansys/ansys/workbench/ds_static_mechanical_analysis_type.html
34. Harmoninė analizė [interaktyvus]. [žiūrėta 2013 m. gruodžio 29d.]. Prieiga per internetą: http://www.mii.lt/files/fa_programa1.pdf

PRIEDAI

Pamato standumo įtaka rotorinės sistemos stabilumui

J. Kaminskas¹, M. Vasylius², A. Tadžijėvas³

Klaipėdos universitetas, Mechanikos inžinerijos katedra, Bijūnų g. 17, LT-91225, Klaipėda, el. paštas: kaminskas.justinas@gmail.com¹; mvasylius@yahoo.com²; tadzijėvas@gmail.com³

ANOTACIJA

Straipsnyje pateikti stendo, kurį sudaro rotorinė sistema ir pamatas, virpesių matavimai ir rezultatai. Pamatas bene vienas iš svarbiausių rotorinės sistemos dalių, užtikrinančių patikimą jos darbą. Dažnai projektuotojai padaro daug klaidų projektuodami pamatus, kurie visiškai netinka rotorinei sistemai, neįvertina pamato nuosavo virpesių dažnio, todėl pasitaiko tokių rotorinių sistemų, kurios dirba arti rezonanso reiškinio. Šiame straipsnyje yra tiriami kelių tipų pamatai. Pamatas ir rotorinė sistema analizuojami kartu taikant kombinuotą tyrimo metodą: skaitinį modeliavimą (BEM) ir virpesių signalų analizę. Remiantis gautais tyrimų rezultatais, siekiama nustatyti, kokią įtaką nepakankamas pamato standumas turi rotorinės sistemos dinaminiam stabilumui.

RAKTINIAI ŽODŽIAI: pamatas, rotorinė sistema, standumas, virpesiai.

ABSTRACT

This paper presents the measurements and results about vibrations at the stand, which consists of rotary system and foundation. The foundation is one of the most important parts of the rotary system, which ensures reliable work. Designers often makes a lot of mistakes in designing the foundations, which are completely not suitable for the rotary system, misjudge the foundation's natural frequency of the vibrations, so there are such rotary systems, which functions close to resonance. This paper has investigated several types of foundations. The foundation is analysed together with the rotary system applying a method of combinative research: numerical modeling (BEM) and the analysis of vibrations' signals. Based on the research results, it tries to determine the impact of the lack of foundation rigidity to the rotary systems' dynamic and stability.

KEY WORDS: foundation, rotary system, stiffness, vibrations.

Įvadas

Rotorinės sistemos plačiai naudojamos įvairiose žmogaus veiklos srityse ir dažnai nulemia vienos ar kitos ūkio šakos pažangą. Rotorinių sistemų yra daug ir labai įvairių: turbinos, generatoriai, elektros mašinos, vidaus degimo varikliai, įvairūs technologiniai įrenginiai (metalo pjovimo staklės, siurbiai ir kt.), į kurių sudėtį įeina rotorinės sistemos. Nuo jų dinaminio tikslumo ir patikimumo priklauso įvairių tikslųjų prietaisų, technologinių įrenginių darbo kokybė.

Rotorinės sistemos – tai platus mechaninių sistemų poklasis, neatskiriama kiekvienos mašinos ir daugumos mechanizmų dalis. Dėl skirtingos paskirties ar funkcijų jų konstrukcijos labai įvairios, tačiau turi ir tipinių elementų. Didėjant greičiams, didėja rotorinių sistemų dinaminis apkrovimas. Vis didesni reikalavimai, keliami jų patikimumui ir ilgaamžiškumui, paveikė ir sistemų konstrukcinius elementus, tokius kaip pamatai, rėmai ir kt. [4].

Mašinų pamatai reikalauja ypatingo dėmesio, nes jie perduoda dinamines apkrovas į pagrindą, ant kurio yra sumontuoti. Dinaminė apkrova, eksploatuojant mašiną, paprastai nėra didelė palyginti su statiniu mašinos ir naudojamo pamato svoriu. Mašinos virpesių amplitudė jos veikimo dažniu yra svarbiausias parametras, kuris turi būti nustatytas, projektuojant mašinos pamatą. Todėl labai aktualu tirti pamatų dinamiką, įvertinant įvairius veiksnius. Dinamikos tyrimai padeda išstbulinti rotorinių sistemų konstrukciją, numatyti efektyvius darbo režimus, rasti optimalius sprendimus, kaip sumažinti jų vibracinį aktyvumą, padidinti patikimumą.

Šio darbo tikslas – skaitinių ir praktinių eksperimentinių tyrimų pagrindu atlikti nagrinėjamos sistemos kelių tipų pamatų virpesių matavimus, užtikrinant kuo didesnę pamato standumą, skirtingais darbo režimais ir juos tarpusavyje palyginti.

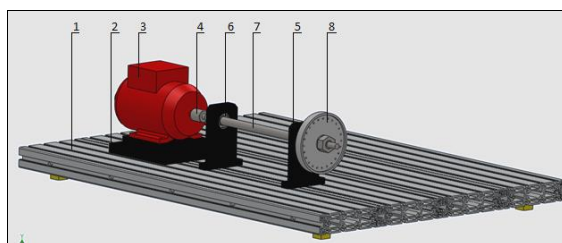
Tyrimo objekto aprašymas

Eksperimentinių tyrimų objektas – yra stendas PT500 (1 pav.). Stendą sudaro rotorinė sistema ir pamatas. Pamatas yra laikančioji dalis, užtikrinanti rotorinės sistemos pakankamą standumą. Rotorinė sistema yra sukamoji variklio arba darbo mašinos dalis, turinti detalių, kurios gauna

energiją iš darbo kūnų. Tyrimo objektas, esantis Klaipėdos universitete, Jūrų technikos fakulteto laboratorijoje, naudojamas kaip mokomoji priemonė atlikti įvairiems tyrimams, siekiant imituoti tam tikrų junginių žalą ir ištirti jos poveikį, rezultatus pateikiant tam tikru virpesių spektru. Taip pat naudojantis šiuo stendu galima atlikti rotorinių sistemų virpesių matavimo eksperimentus: virpesių poslinkio, virpesių pagreičio matavimus gaunamus laiko/dažnio diapazonu.

Stendui PT500, kaip ir kiekvienam technikos objektui, būdinga tam tikra konstrukcija, t.y. tam tikras sudedamųjų dalių išdėstymas konstrukcijos koordinacių sistemoje. Be to, beveik visada galima išskirti tokią konstrukcijos dalį, kuri lemia kitų dalių išdėstymą, pavyzdžiui, nagrinėjamo stendo pamatinė dalis. Mašinų ir mechanizmų tokia dalis yra laikančioji konstrukcijos dalis, nuo kurios techninės būklės labai priklauso viso objekto patikimumas ir ilgaamžiškumas. Kai kurių mašinų konstrukcija, ypač jos laikančioji dalis, tampa atsakingiausia grandimi, kuri turi būti patvari, kad mašina normaliai veiktų.

Stendo konstrukcija susideda iš tokių dalių: pamato (1 poz.), kurį sudaro keturios specialaus profilio aliuminio pagrindo plokštės, el. variklio laikiklio (poz. 2), asinchroninio el. variklio su dažnių keitikliu (poz. 3), lankstaus tipo movos (poz. 4), guolių atramų (poz. 5), kurios naudojamas tam, kad veleną įtvirtinti tam tikroje nustatytoje padėtyje, guolių (poz. 6), veleno (poz. 7) ir disko (poz. 8) ant kurio gali būti tvirtinama įvairi disbalanso masė.

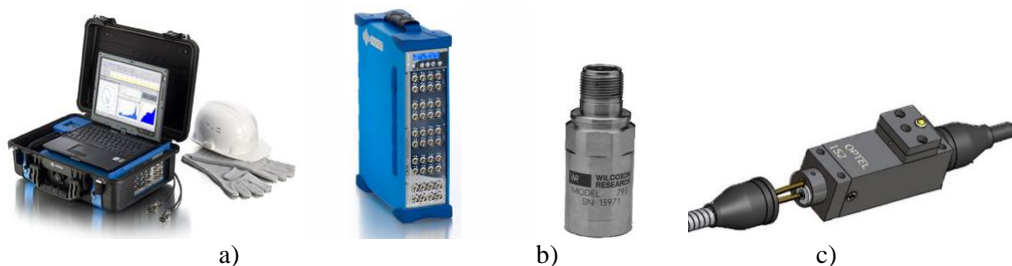


1 pav. Tyrimo objektas – stendas PT500

Tyrimo įranga

Per pastaruosius 25 metus visiškai pasikeitė mašinų dinamikos tyrimo metodai ir priemonės – paplito kompiuterizuoti virpesių tyrimo metodai ir techninės priemonės. Tiriant virpesių poveikio mašinai, prietaisui ir jų elementams intensyvumą, matuojami mechaninių virpesių parametrai, sudaromi virpesių matavimo duomenų formatai ir kartu su technologinio proceso parametrais įvertinama techninė mašinos būklė, nustatomi defektai ir sekamas jų vystymasis iki gedimo [2, 3].

Ekperimentiniams tyrimams atlikti naudojama įranga (2 pav.): daugiakanalis virpesių analizatorius OROS Mobi Pack OR36 (Prancūzija), pagreičio jutiklis Wilcoxon 793 (JAV), optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7 (Prancūzija), bei programinė įranga Ansys. Virpesių signalams analizuoti naudota kompiuterinė programinė įranga NVGate ir ORBIGate leidžianti gauti įvairius virpesių tyrimams skirtus duomenų formatus [7].



2 pav. Virpesių tyrimo įranga: virpesių analizatorius OROS Mobipack OR36 (a), virpesių pagreičio keitlis Wilcoxon 793 (b), Optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7 (c)

Pagreičio keitlio veikimo principas pagrįstas masės judėjimu matuojamąja kryptimi. Pramoninio taikymo akselerometrai yra masės poslinkio tipo arba nuliniai akselerometrai. Matuojant mechaninius virpesius ir smūgius taikomi masės poslinkio tipo akselerometrai [1, 2]. Naudojamas

pagreičio keitlis Wilcoxon 793 (2b pav.) pasižymi šiomis savybėmis: atsparus korozijai, tvirtas, sandarus, apsauga jungiamiesiems laidams apsauga nuo viršsrovių.

Optiniai jutikliai geba jausti objektų padėtį optinėmis ir elektroninėmis priemonėmis. Šiam tikslui naudojamas matomos raudonos šviesos diodas. Veleno greičiui ir virpesių fazei nustatyti naudojamas optinis fazės jutiklis Optel – Thevon 152 G7 (2c pav.) pasižymi šiomis savybėmis: gali apskaičiuoti iki 500 000 impulsų per sekundę, veikia nuo 0 iki 0,5 MHz.

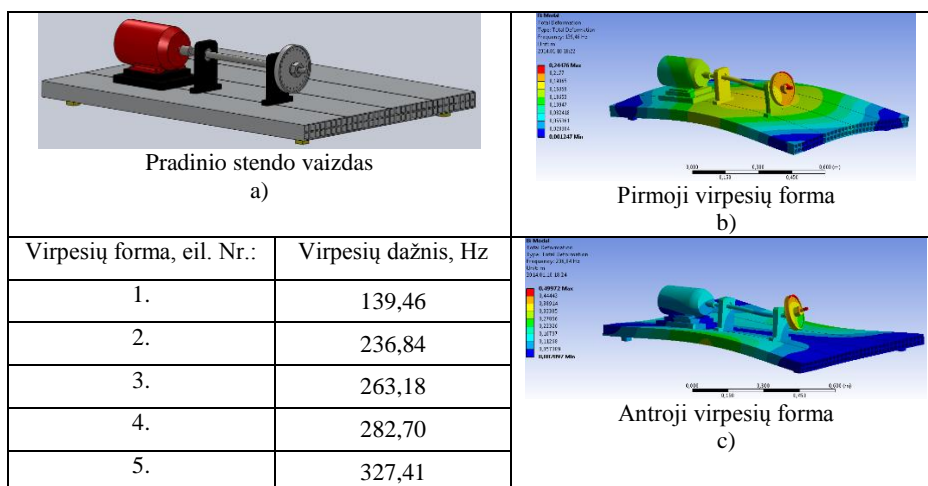
Skaitinio modelio tyrimams atlikti naudojama programinė įranga ANSYS. ANSYS – tai daugiavertinis baigtinių elementų programinis paketas, skirtas mechanikos, elektrotechnikos, skysčių dinamikos bei kitų inžinerinių – fizikinių uždavinių sprendimui ir analizei. Paketo pagalba galima spręsti tiek mokslines, tiek ir inžinerines pakraipos problemas.

Stendo PT500 virpesių tyrimas

Stendo virpesių tyrimas atliekamas dviem etapais. Pirmasis etapas yra stendo skaitinio modelio sudarymas ir tyrimas naudojant programinę įrangą ANSYS. Antrasis eksperimentinio tyrimo etapas yra stendo virpesių tyrimas, naudojant anksčiau minėtą tyrimo įrangą.

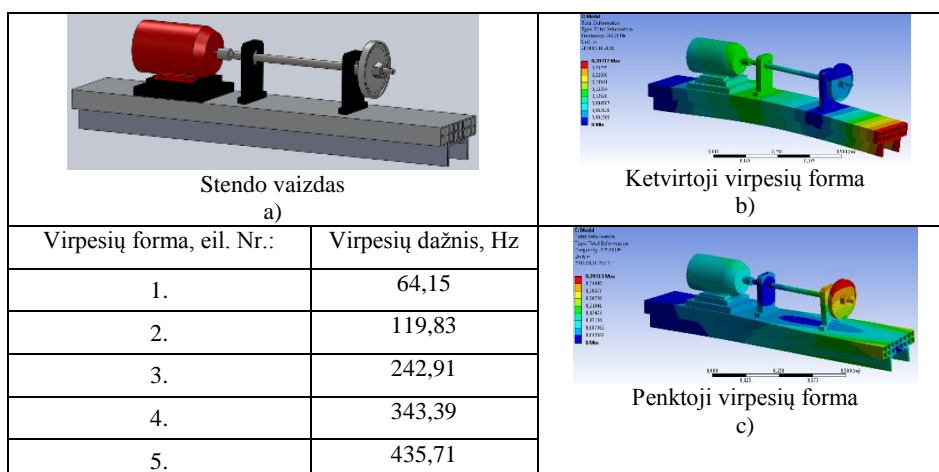
Stendo skaitinio modelio tyrimo metu pirmiausia sudaromas stendo dinaminis modelis, kuriuo aprašomi gamtos fizikiniai dėsniai matematine simbolika. Šiuo atveju – virpamosios sistemos virpesių diferencialinės lygtys, kurios sprendžiamos kompiuteriais. Stendo PT500 geometrija skaidoma baigtiniais elementais, atliekama modalinė – savųjų dažnių analizė.

Modalinės analizės metu gauti tokie pradinio stendo rezultatai (3 pav.):



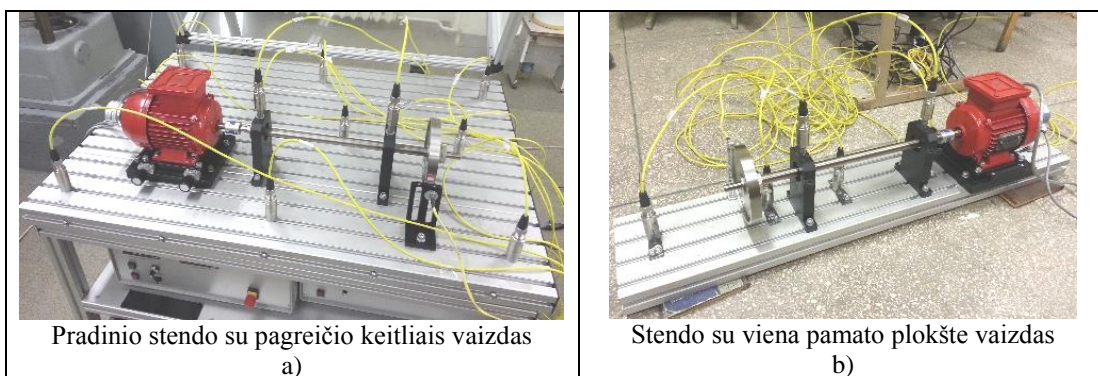
3 pav. Pradinio stendo skaitinio modelio tyrimo metu gauti rezultatai

Modalinės analizės metu gauti rezultatai (4 pav.), esant vienai pamato plokštei ir naudojant lovinę siją:



4 pav. Stendo su viena pamato plokšte skaitinio modelio tyrimo metu gauti rezultatai

Praktinio eksperimentinio tyrimo metu tiriami pamato, kai pagreičio keitliai išdėlioti ant pamato visame plote, ir guolių atramų virpesiai matuojami vertikalia Y kryptimi. Matavimai atliekami, naudojant 12 (5 pav. a) ir 7 (5 pav. b) pagreičio keitlius. Atliekamų matavimų ir keitlių išdėstymo vietų vaizdai pateikti 7 pav.



5 pav. Atliekamų matavimų virpesių matavimo taškų vaizdas

Atlikus praktinį eksperimentinį tyrimą su pradiniu stendu, pateikiami penkių pagreičio jutiklių, esančių arčiausiai rotorinės sistemos, rezultatai. Taip pat išskiriamas 2700 aps/min greitis, kurio metu įvyksta sistemos rezonansas.

1 lentelė. Pradinio stendo praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s	2700, aps/min
1		1,7
2		1,8
3		1,6
4		2,1
5		2,0
6		2,3
7		1,2
8		1,9
9		2,5
10		2,0
11		2,3
12		2,2

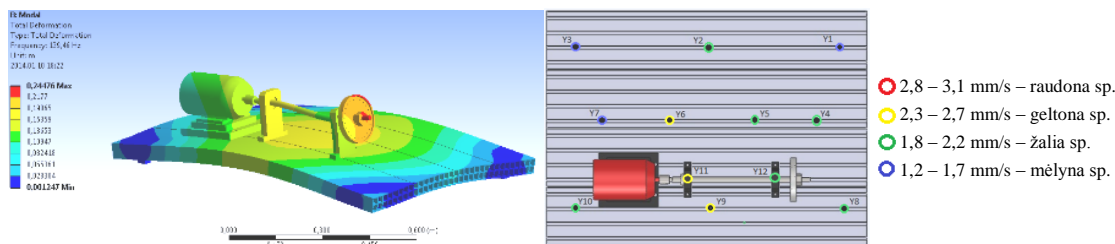
2 lentelė. Stendo su viena plokšte praktinio tyrimo metu gauti rezultatai

Jutiklio Nr.:	Virpesių intensyvumas, mm/s	2700, aps/min
1		1,9
2		1,8
3		1,7
4		1,7
5		1,7
6		1,8
7		1,6

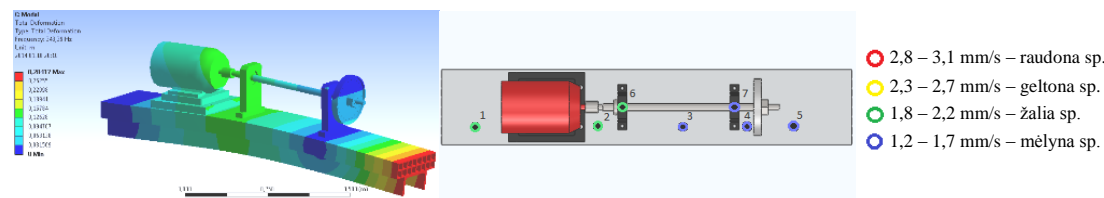
Stendo PT500 virpesių tyrimo rezultatų palyginimas

Atlikus skaitinio modelio ir praktinį eksperimentinius tyrimus su pradiniu stendu PT500 ir stendu su viena pamato plokšte buvo gauti atitinkami rezultatai, kuriais remiantis sudarytos palyginamosios schemas (8 pav.). Kairėje paveikslo pusėje pateikta viena iš modalinės analizės metu gautų virpesių formų. Dešinėje paveikslo pusėje sudaryta schema pagal gautus praktinio tyrimo rezultatus. Naudojama spalvinė gama pagal rezultatų intervalą: mėlyna spalva 1,2 – 1,7 mm/s; žalia spalva 1,8 – 2,2 mm/s; geltona spalva 2,3 – 2,7 mm/s; raudona spalva 2,8 – 3,1 mm/s.

Taip pat sudaryta analogiška schema pagal rezultatus, gautus skaitinį ir praktinį eksperimentinį tyrimą atliekant su viena pamato plokšte.



8 pav. Pradinio stendo vaizdas



9 pav. Stendo su viena pamato plokšte vaizdas

Iš sudarytų palyginamųjų schemų (8, 9 pav.), kada tyrimas atliekamas su pradiniu stendu PT500 ir su stendu, esant vienai pamato plokštei, matomas akivaizdus panašumas tarp skaitinio ir praktinio tyrimų rezultatų. Spalvinė gama pasiskirsto gana tolygiai.

Palyginus pradinio stendo skaitinio tyrimo metu gautus virpesių dažnius (5 pav.) su virpesių dažniais, gautais skaitinio tyrimo metu su viena pamato plokšte, matomas akivaizdus virpesių dažnių padidėjimas. Pavyzdžiui, pradinio stendo penktoje virpesių formoje gautas virpesių dažnis lygus 327,41 Hz, o stendo su viena pamato plokšte gautas virpesių dažnis lygus 435,71 Hz. Taigi sumažinus pradinio stendo pamato plokščių skaičių iki vienos ir sumontavus lovinę siją, stendo standumas padidėja 25%.

Išvados

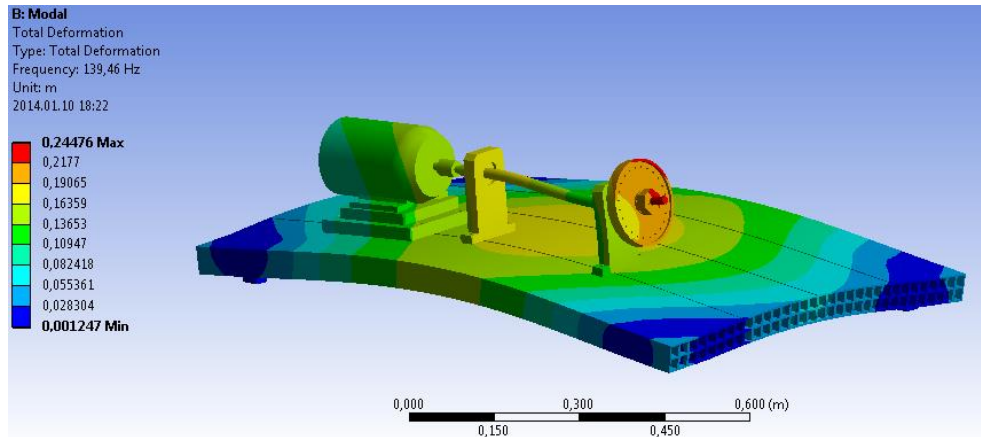
Eksperimentiniais tyrimais nustatyta, kad atlikus skaitinio modelio ir praktinį eksperimentinius tyrimus su pradiniu stendu ir stendu, esant vienai pamato plokštei, bei palyginus gautus rezultatus rotoriumi besisukant atitinkamai 2700 aps/min ir 1700 aps/min greičiu, naudojant spalvinę rezultatų išraišką pagal gautų rezultatų intervalus, matomas akivaizdus panašumas tarp skaitinio ir praktinio tyrimų rezultatų. Spalvinė rezultatų išraiška pasiskirsto tolygiai.

Palyginus pradinio stendo skaitinio tyrimo metu gautus virpesių dažnius su virpesių dažniais, gautais skaitinio modelio tyrimo metu, naudojant vieną pamato plokštę, savųjų virpesių dažniai padidėja. Pradinio stendo penktoje savųjų dažnių virpesių formoje gautas virpesių dažnis lygus 327,41 Hz, o stendo su viena pamato plokšte gautas savųjų virpesių dažnis lygus 435,71 Hz. Sumažinus pradinio stendo pamato plokščių skaičių iki vienos ir sumontavus lovinę siją ant stendo, standumas padidėja 25%.

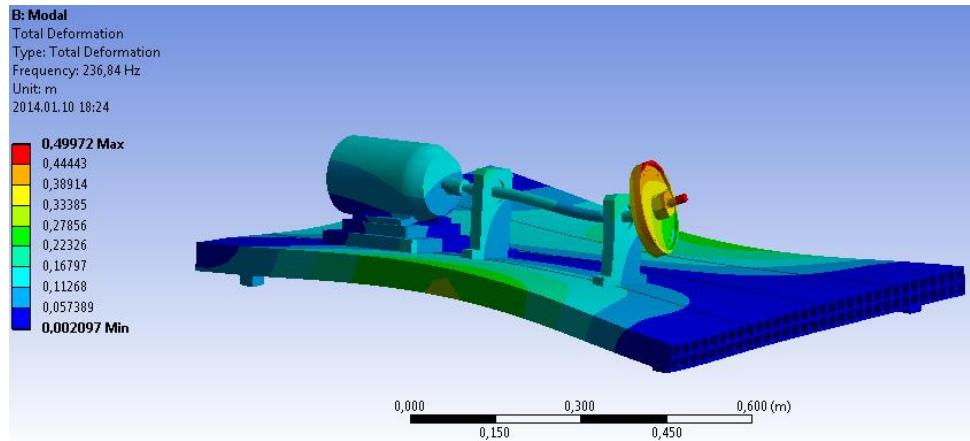
Literatūra

1. Augustaitis, K. V. 2000. Mechaninių virpesių pagrindai. Vilnius: Žiburio leidykla.
2. Barzdaitis, V. 2008. Mechatroninės sistemos: tyrimai ir diagnostika. Vilnius: Vilniaus pedagoginio universiteto leidykla.
3. Barzdaitis, V., Činikas, G. 1998. Rotorinių mašinų monitoringas ir diagnostika. Kaunas: Technologija.
4. Jonušas, R., Jurkauskas, A. ir kt. 2001. Rotorinių sistemų dinamika ir diagnostika. Kaunas: Technologija.
5. Žiliukas, P., Barkauskas, R. 1997. Mechaniniai virpesiai. Kaunas: Technologija.
6. Bently, D. E. 2002. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. Canada.
7. <<http://www.oros.com/3974-mobi-pack-4-to-16-channels-reinforced.htm>>

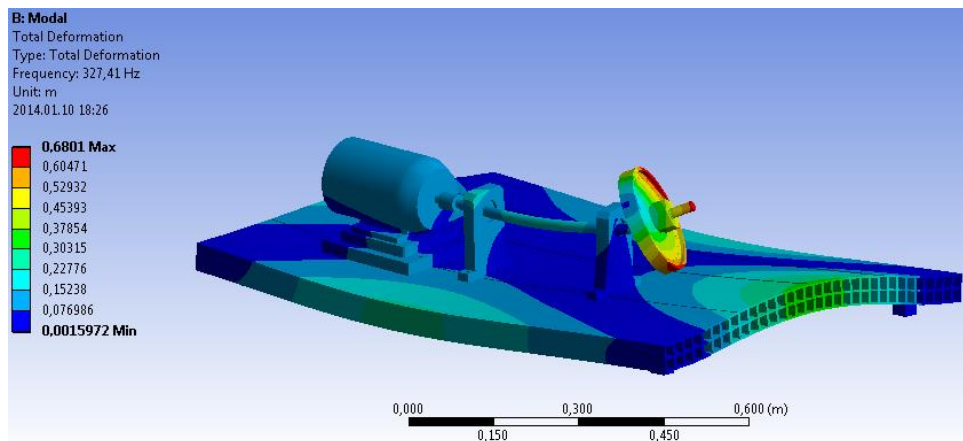
Pradinio stendo virpesių formos:



4 – oji virpesių forma

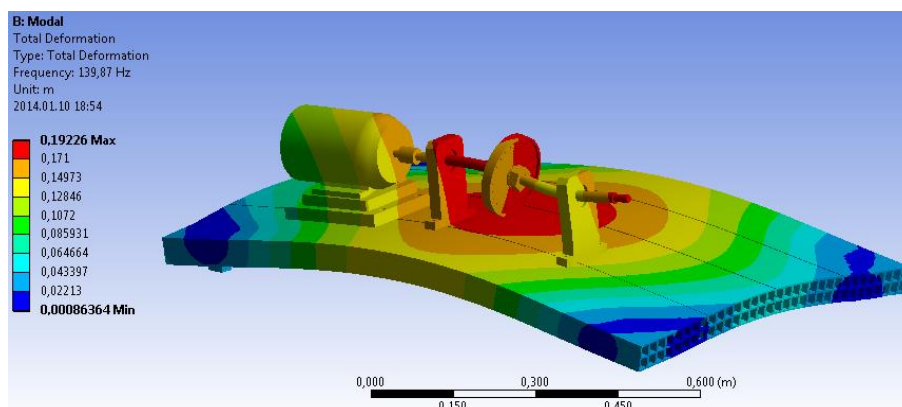


5 – oji virpesių forma

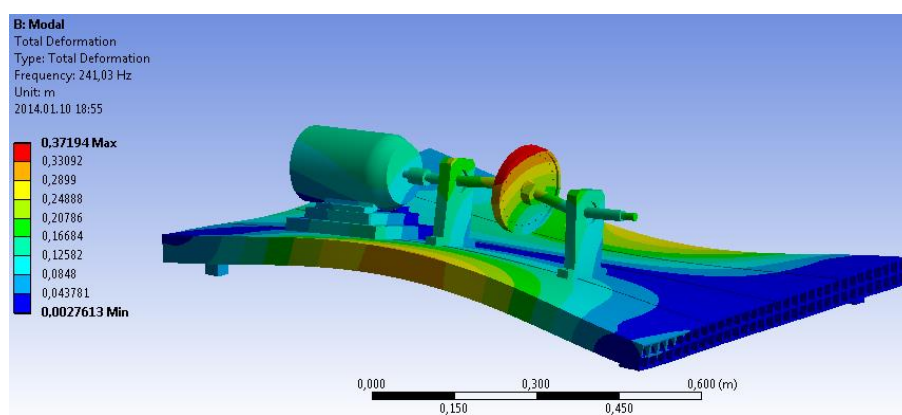


8 – oji virpesių forma

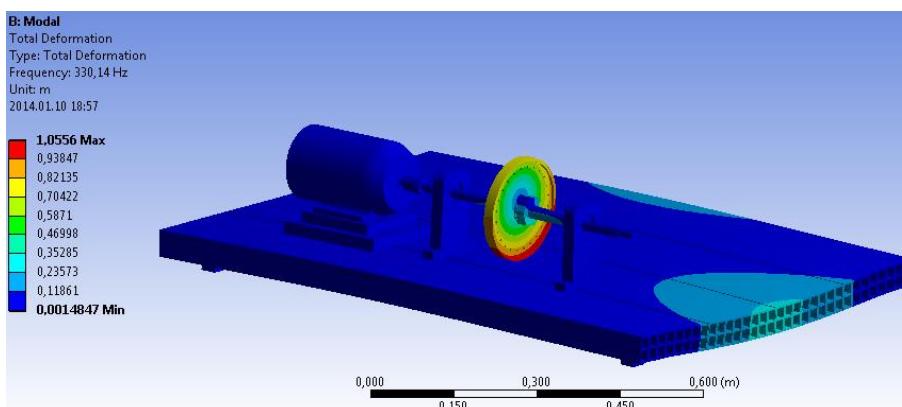
Pradinio stendo, kada diskas tarp guolių atramų, virpesių formos:



4 – oji virpesių forma

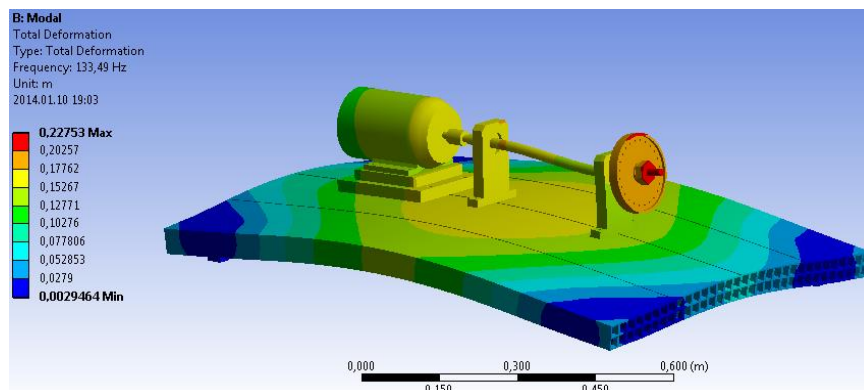


5 – oji virpesių forma

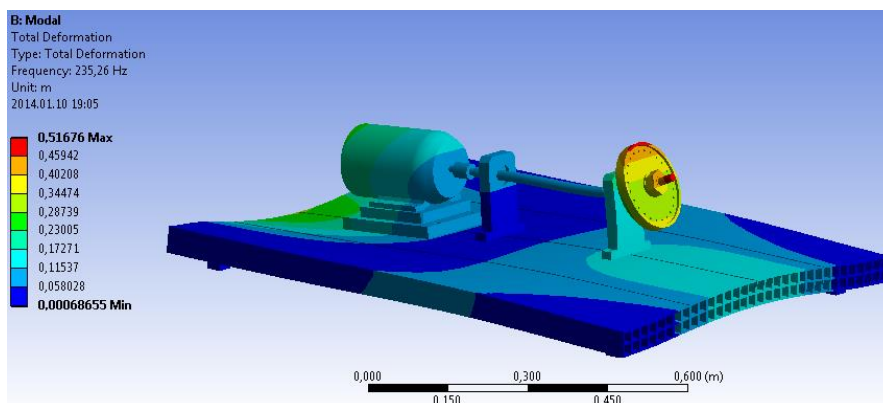


8 – oji virpesių forma

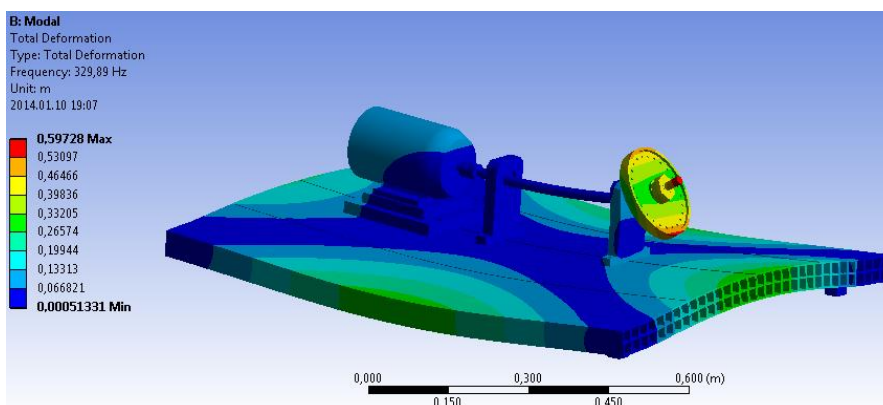
Virpesių formos, kada rotorinė sistema pamato centre:



4 – oji virpesių forma

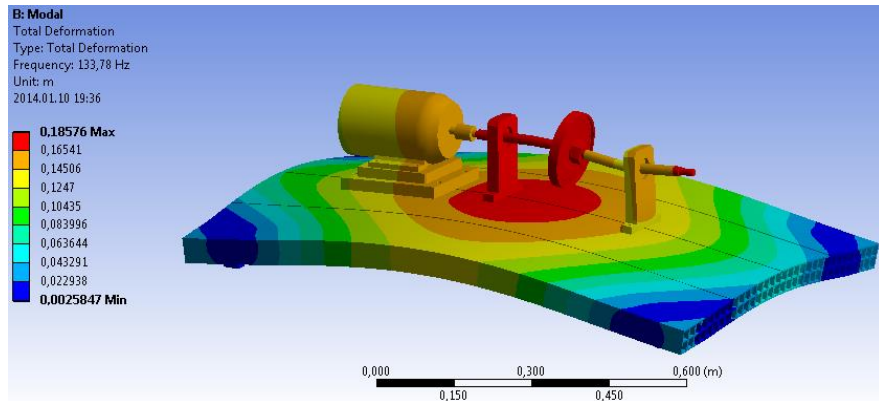


5 – oji virpesių forma

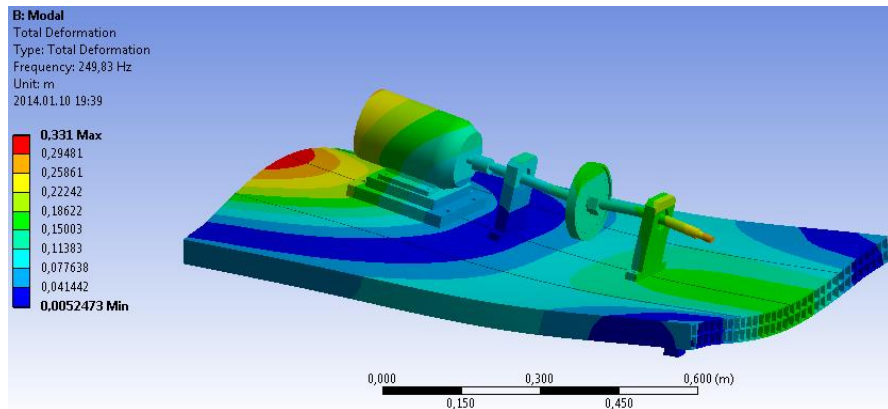


8 – oji virpesių forma

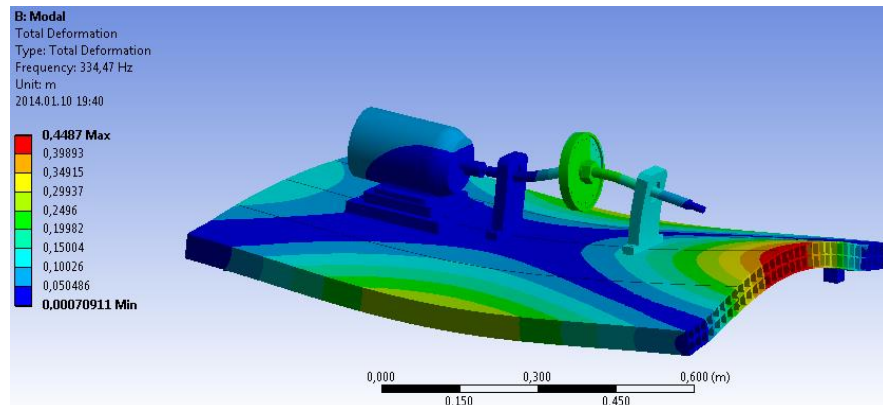
Virpesių formos, kada rotorinė sistema pamato centre ir diskas tarp guolių atramų:



4 – oji virpesių forma

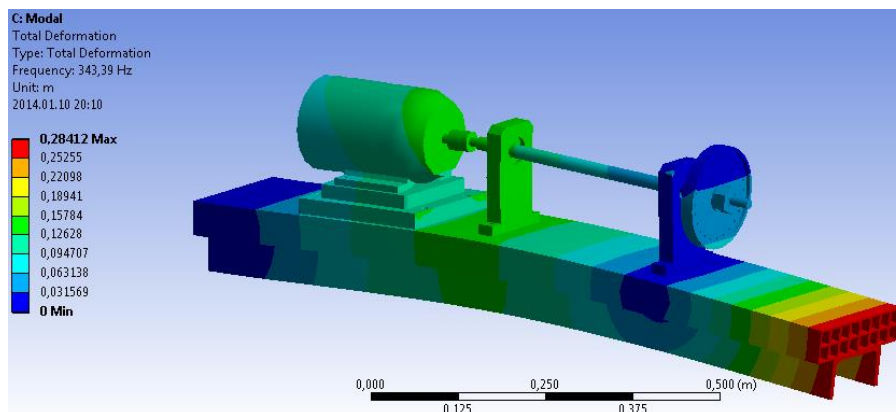


5 – oji virpesių forma

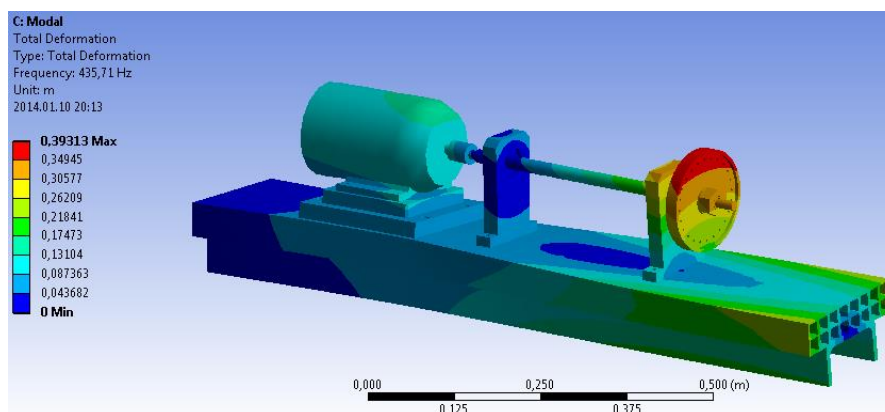


8 – oji virpesių forma

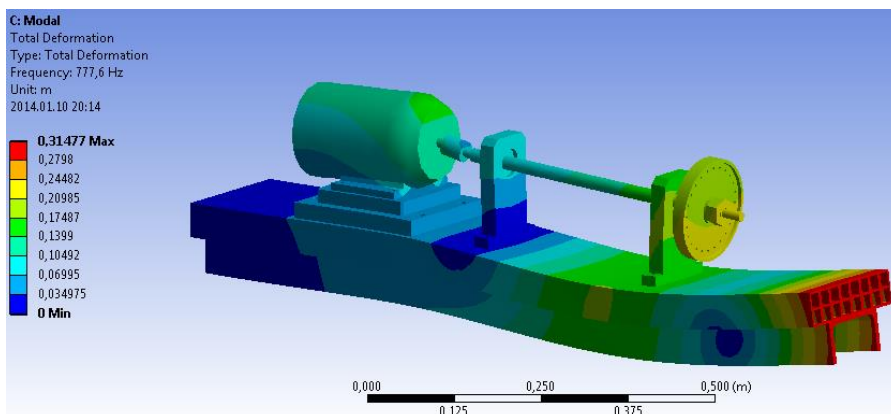
Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija virpesių formos:



4 – oji virpesių forma

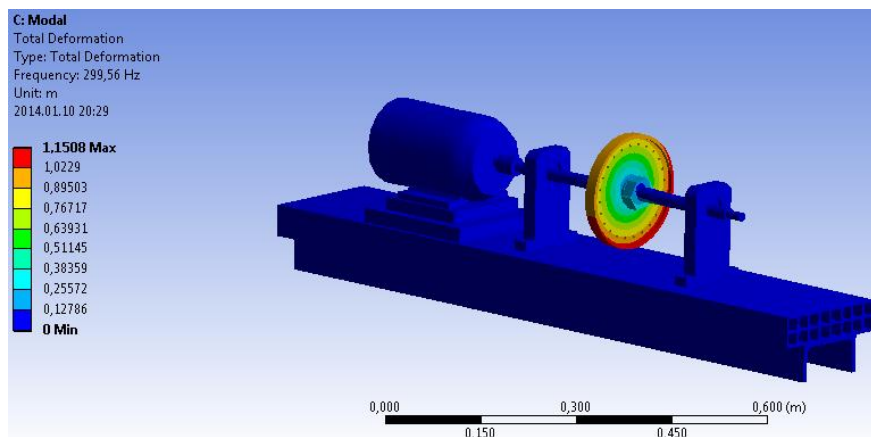


5 – oji virpesių forma

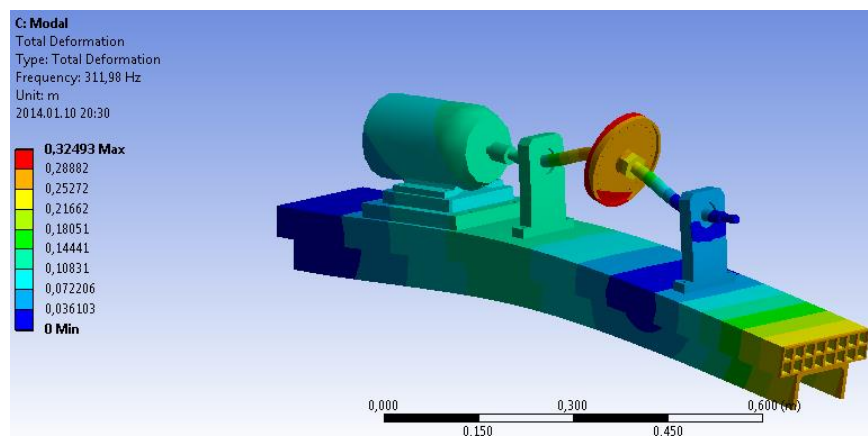


8 – oji virpesių forma

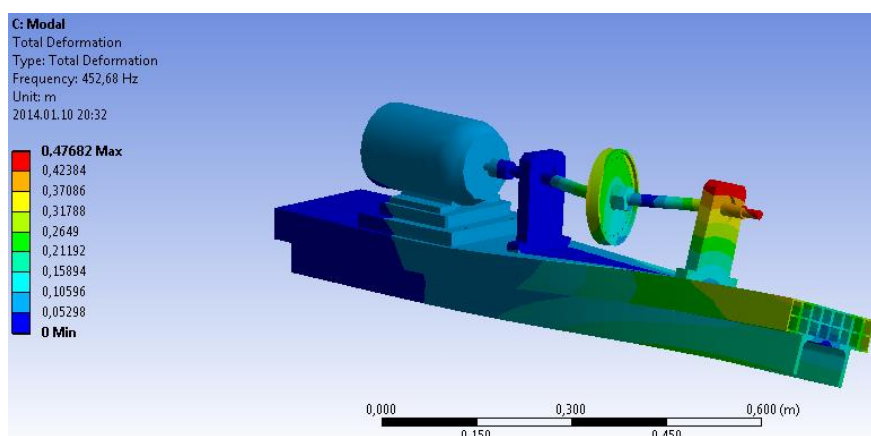
Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija virpesių formos:



4 – oji virpesių forma

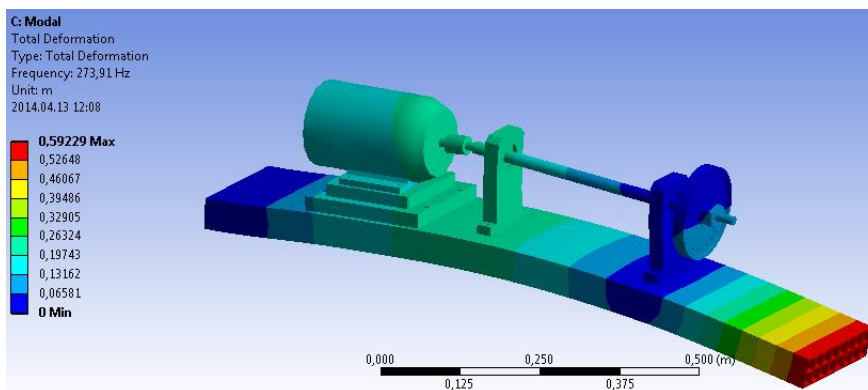


5 – oji virpesių forma

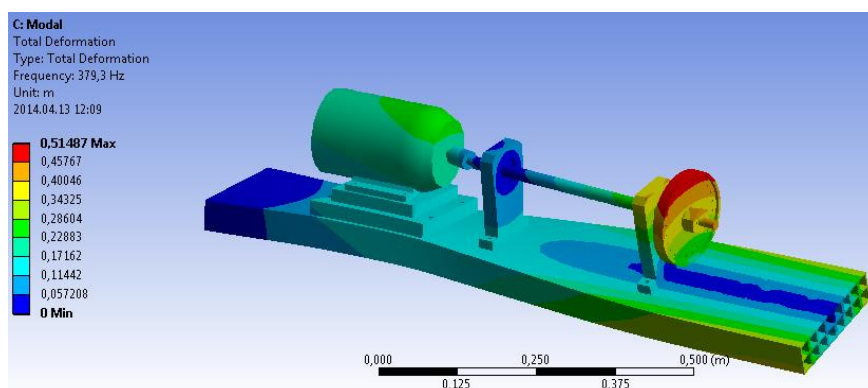


8 – oji virpesių forma

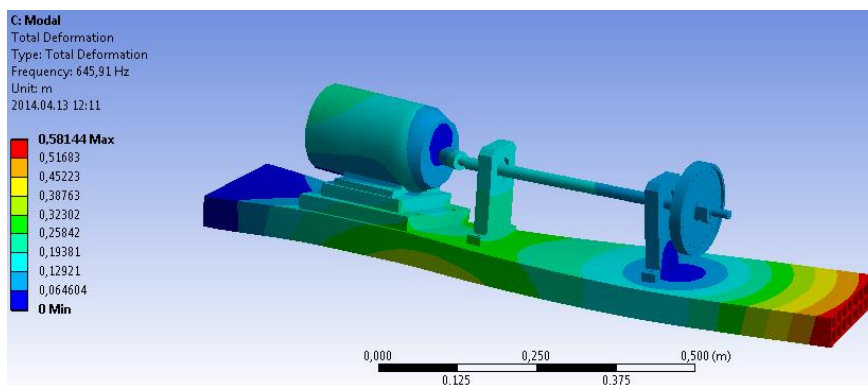
Stendo su viena pamato plokšte virpesių formos:



4 – oji virpesių forma

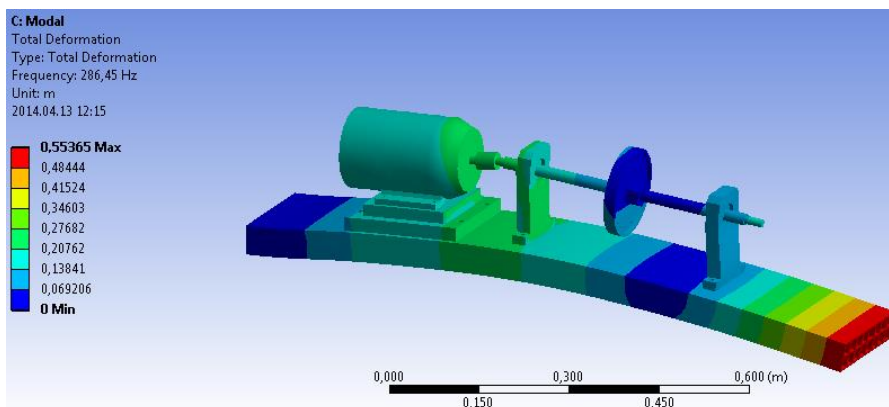


5 – oji virpesių forma

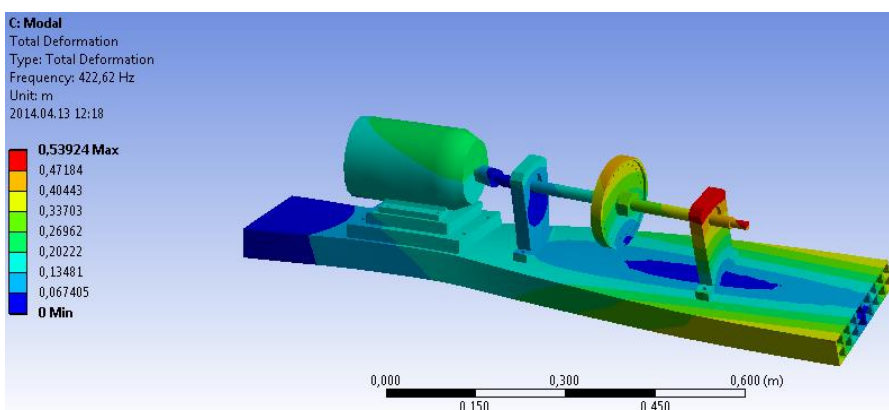


8 – oji virpesių forma

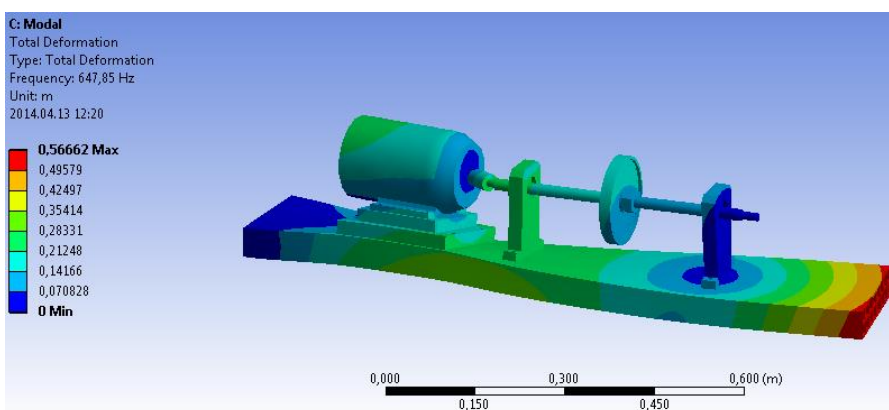
Stendo su viena pamato plokšte virpesių formos:



4 – oji virpesių forma

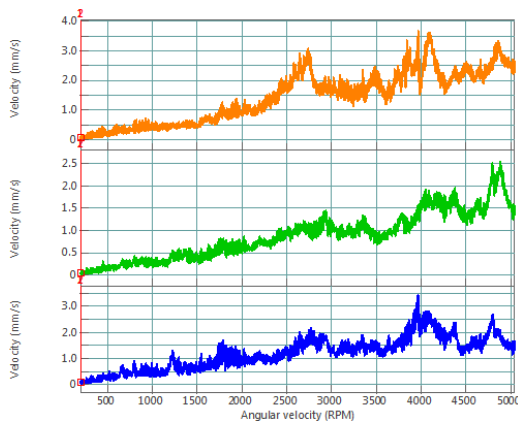


5 – oji virpesių forma

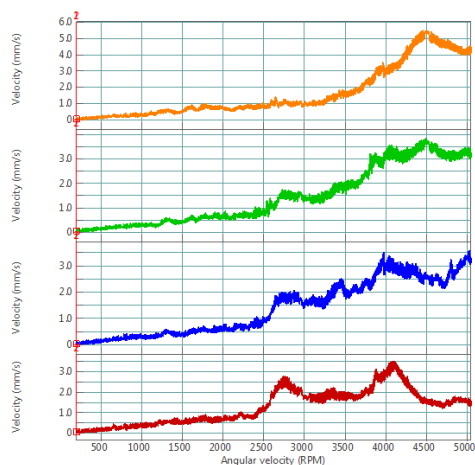


8 – oji virpesių forma

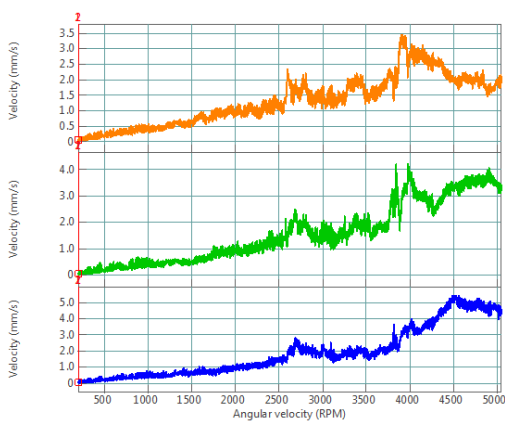
Pradinio stendo tyrimo metu gauti virpesių spektrai:



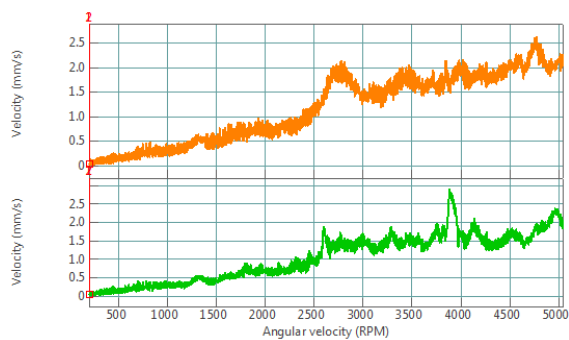
1 pav. Mėlyna – P1; Žalia – P2; Oranžinė – P3



2 pav. Raudona – P4; Mėlyna – P5;
Žalia – P6; Oranžinė – P7

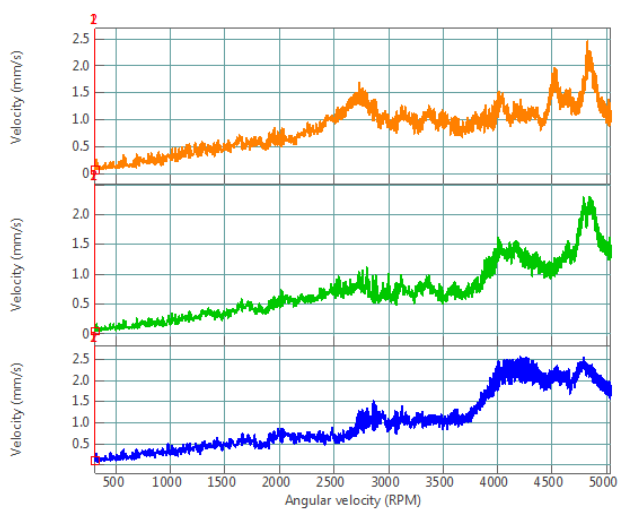


3 pav. Mėlyna – P8; Žalia – P9; Oranžinė – P10

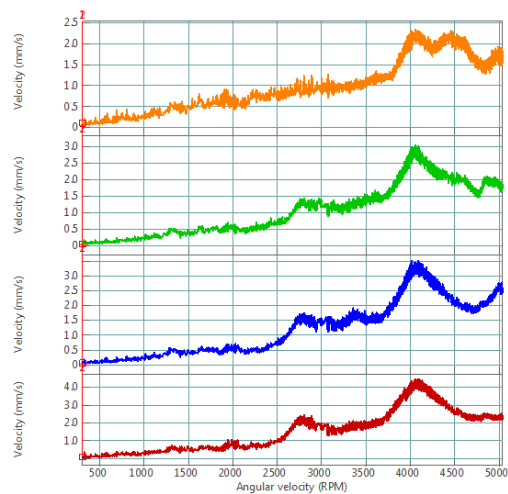


4 pav. Žalia – G1Y; Oranžinė – G2Y

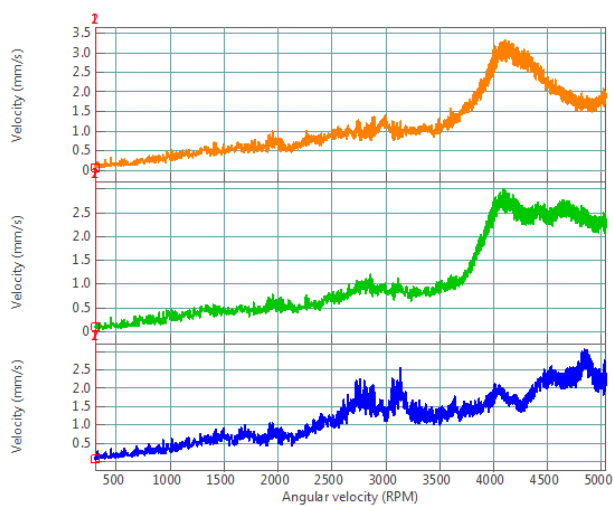
Pradinio stendo, kada diskas tarp guolių atramų, virpesių spektrai:



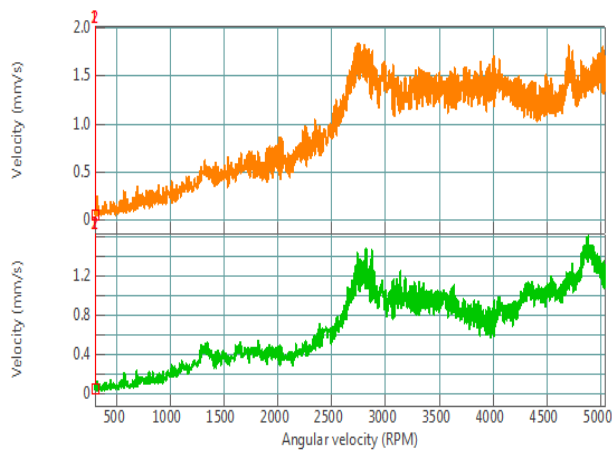
1 pav. Mėlyna – P1; Žalia – P2; Oranžinė – P3



2 pav. Raudona – P4; Mėlyna – P5;
Žalia – P6; Oranžinė – P7

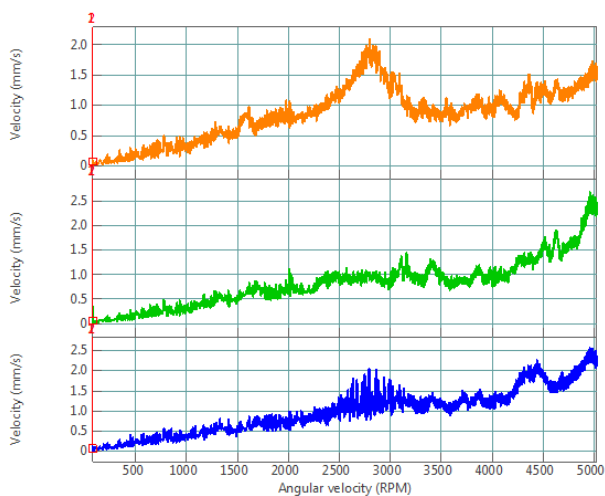


3 pav. Mėlyna – P8; Žalia – P9; Oranžinė – P10

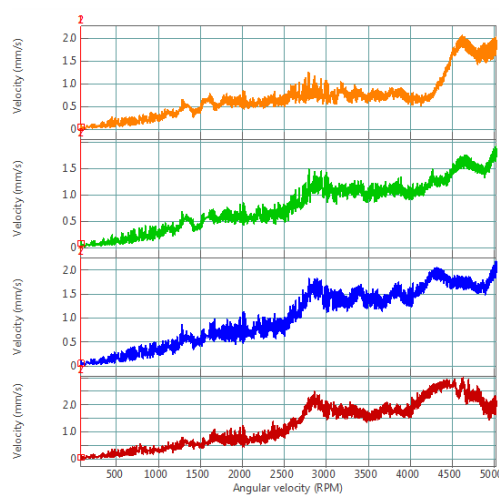


4 pav. Žalia – G1Y; Oranžinė – G2Y

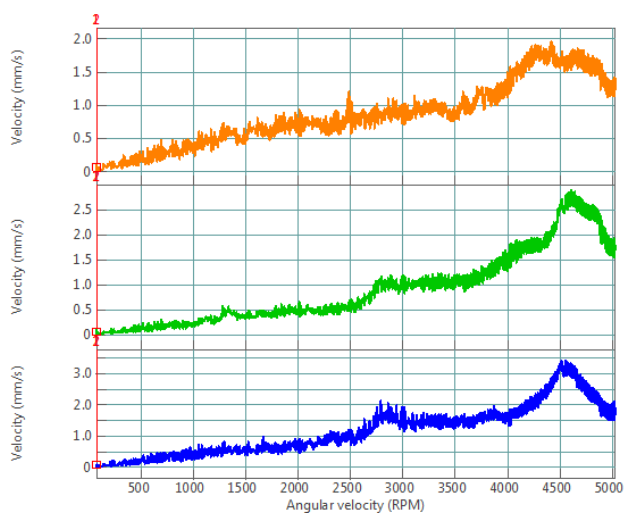
Virpesių spektrai, kada rotorinė sistema pamato centre:



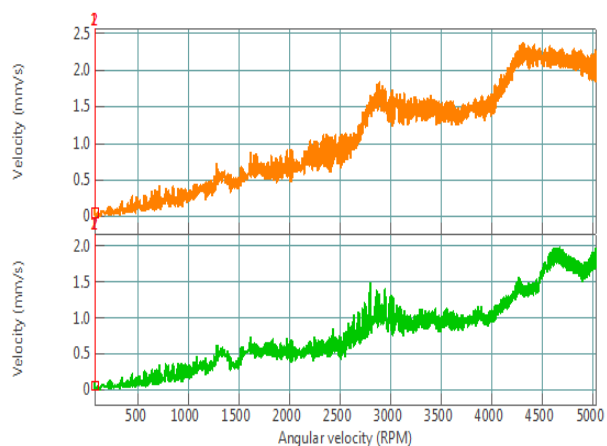
1 pav. Mėlyna – P1; Žalia – P2; Oranžinė – P3



2 pav. Raudona – P4; Mėlyna – P5;
Žalia – P6; Oranžinė – P7

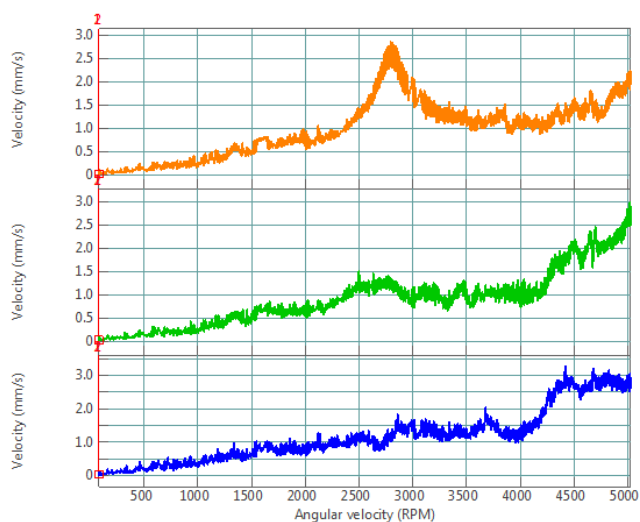


3 pav. Mėlyna – P8; Žalia – P9; Oranžinė – P10

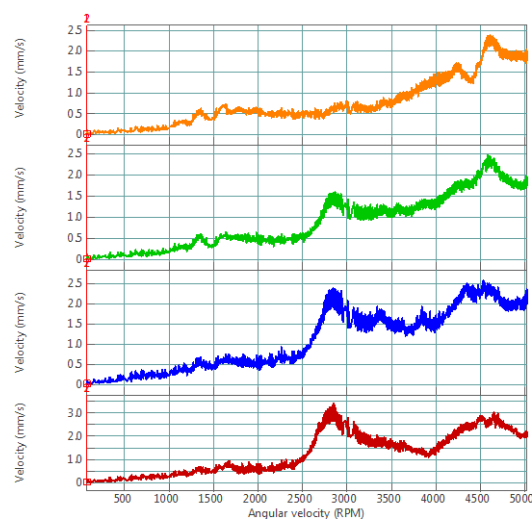


4 pav. Žalia – G1Y; Oranžinė – G2Y

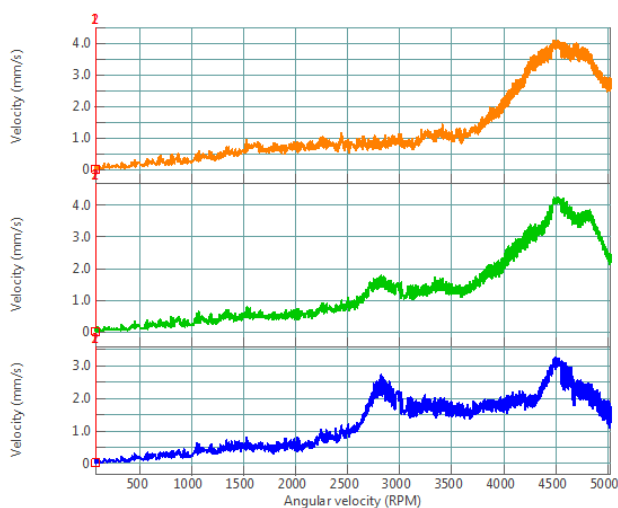
Virpesių spektrai, kada rotorinė sistema pamato centre ir diskas tarp guolių atramų:



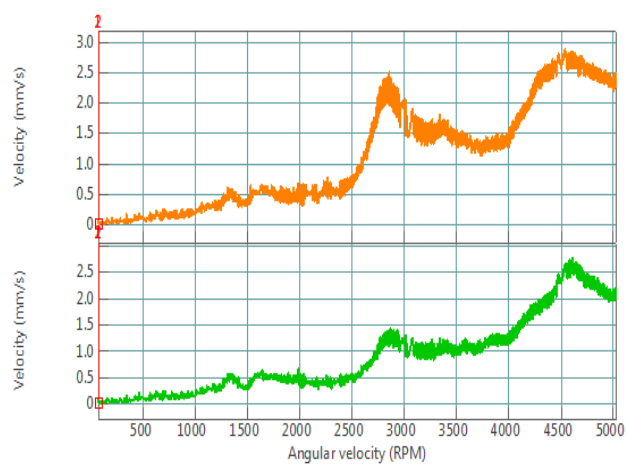
1 pav. Mėlyna – P1; Žalia – P2; Oranžinė – P3



2 pav. Raudona – P4; Mėlyna – P5;
Žalia – P6; Oranžinė – P7

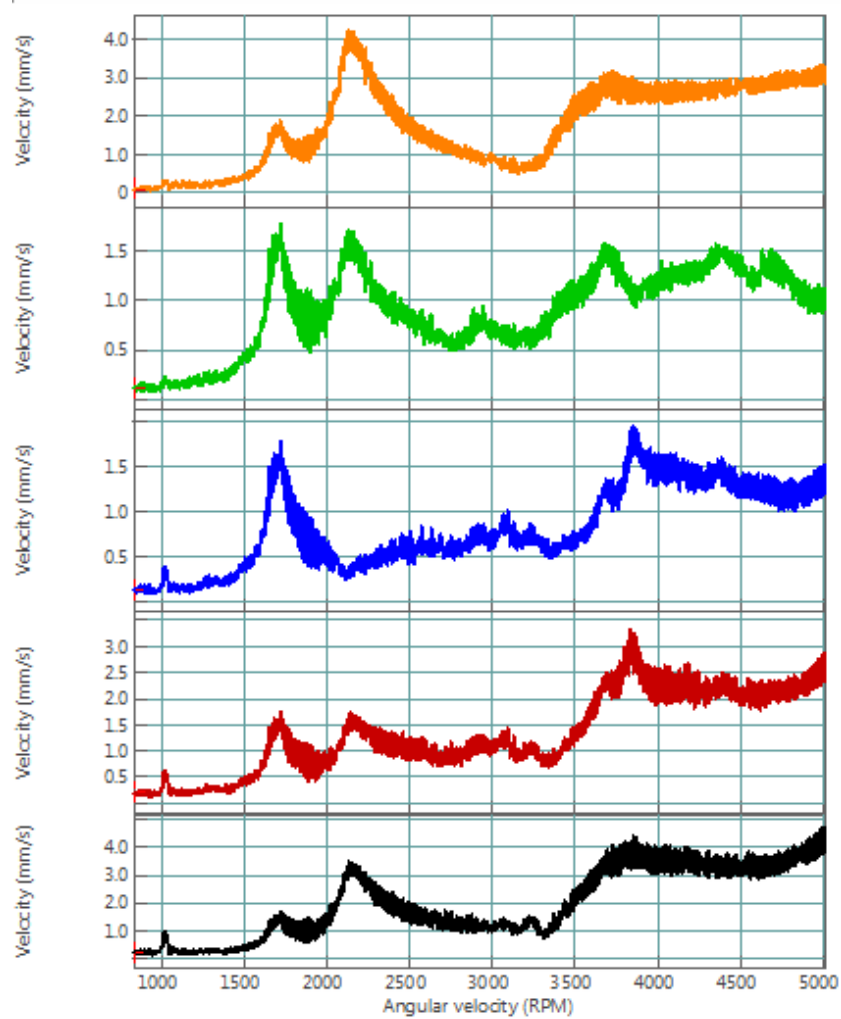


3 pav. Mėlyna – P8; Žalia – P9; Oranžinė – P10

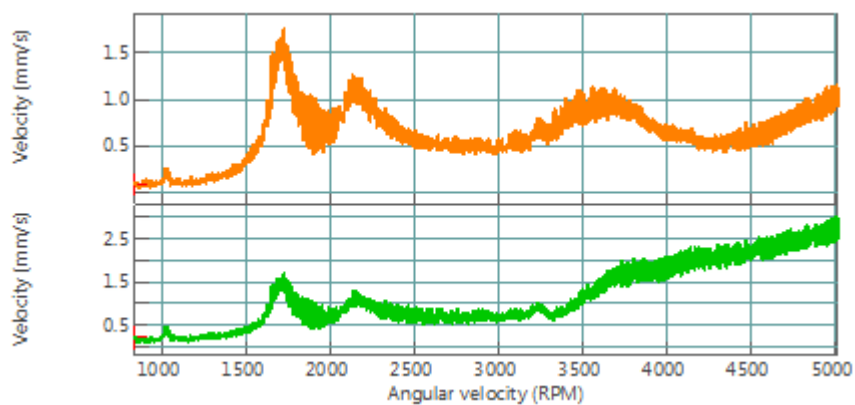


4 pav. Žalia – G1Y; Oranžinė – G2Y

Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija virpesių spektrai:

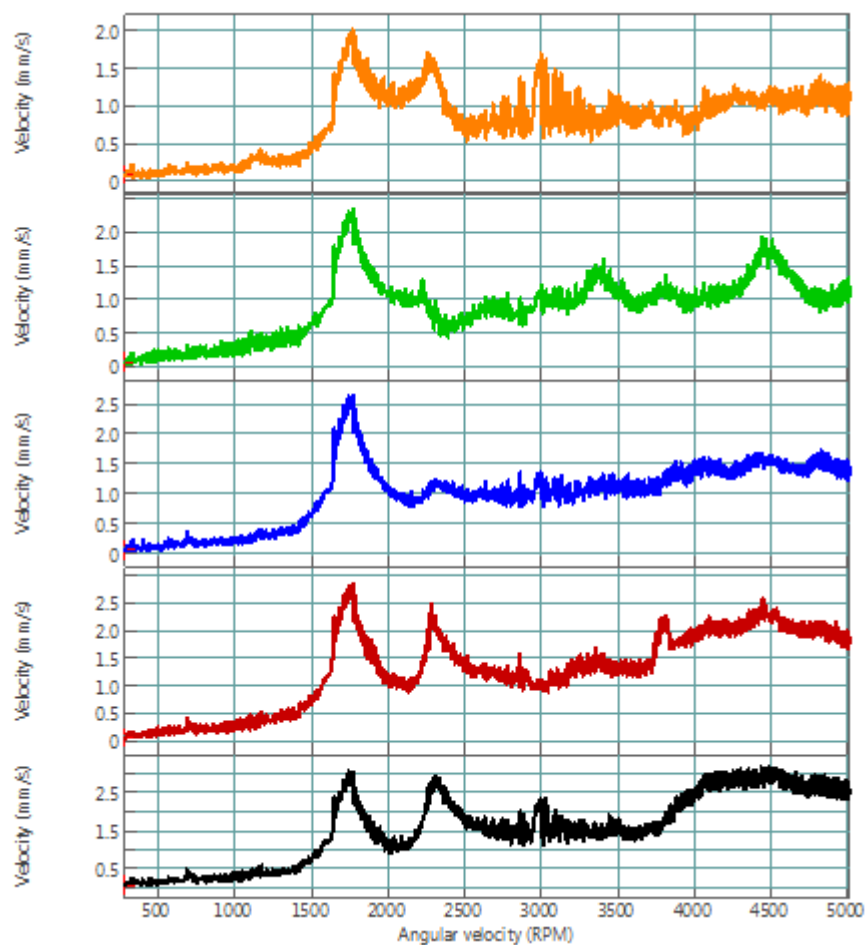


1 pav. Oranžinė – P1; Žalia – P2; Mėlyna – P3; Raudona – P4; Juoda – P5

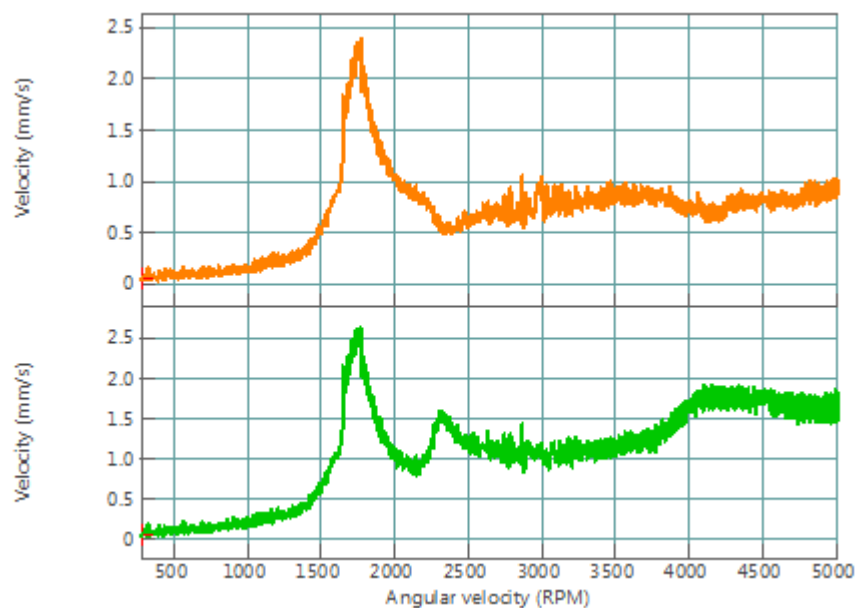


2 pav. Oranžinė – G1Y; Žalia – G2Y

Stendo su viena pamato plokšte ir lovine sija virpesių spektrai, diskas tarp guolių atramų:

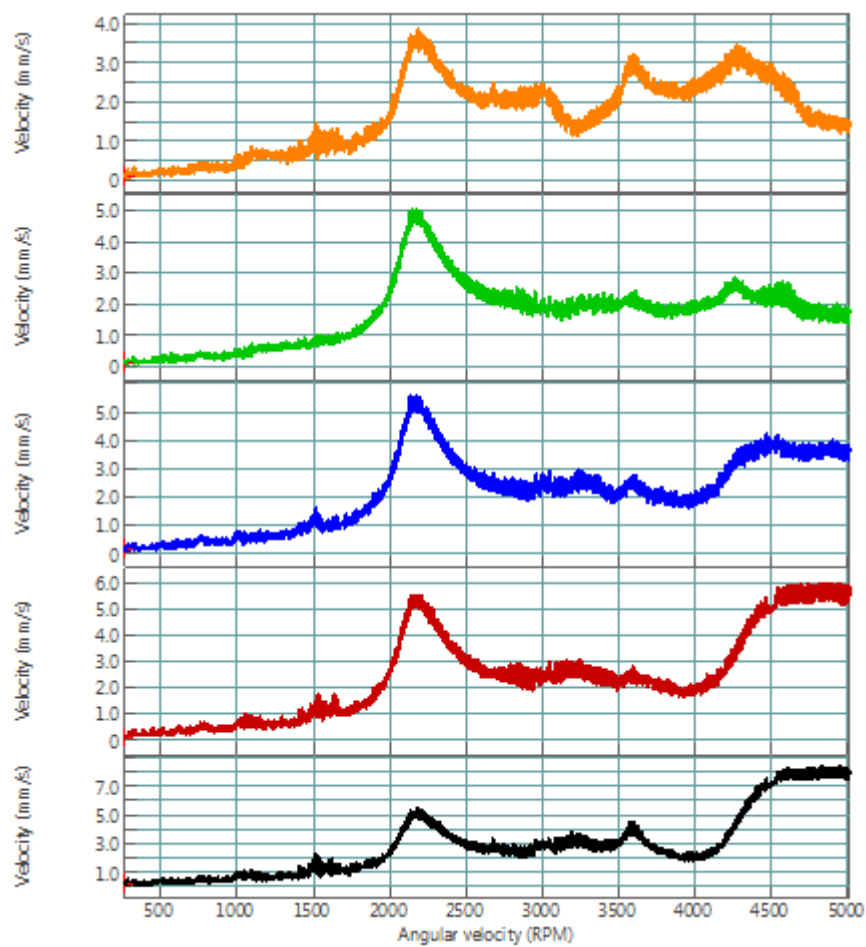


1 pav. Oranžinė – P1; Žalia – P2; Mėlyna – P3; Raudona – P4; Juoda – P5

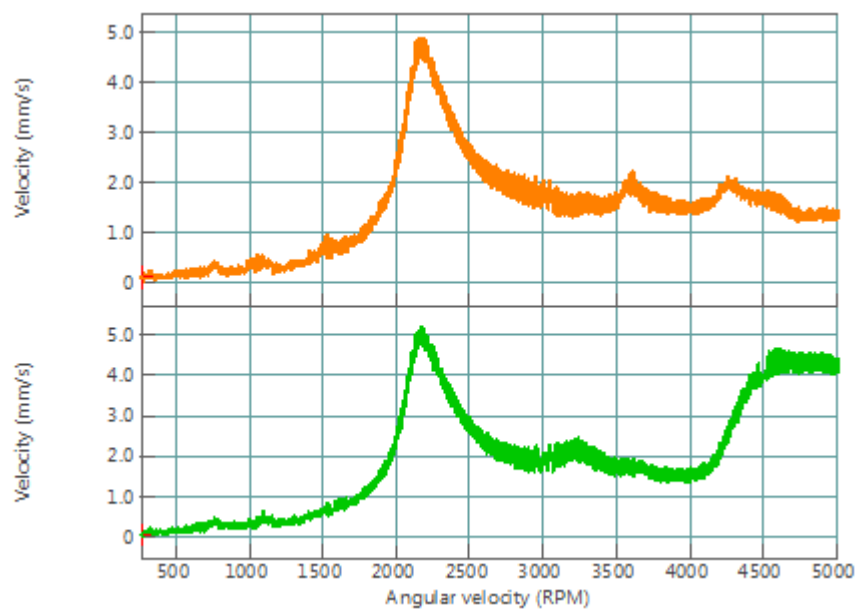


2 pav. Oranžinė – G1Y; Žalia – G2Y

Stendo su viena pamato plokšte virpesių spektrai:

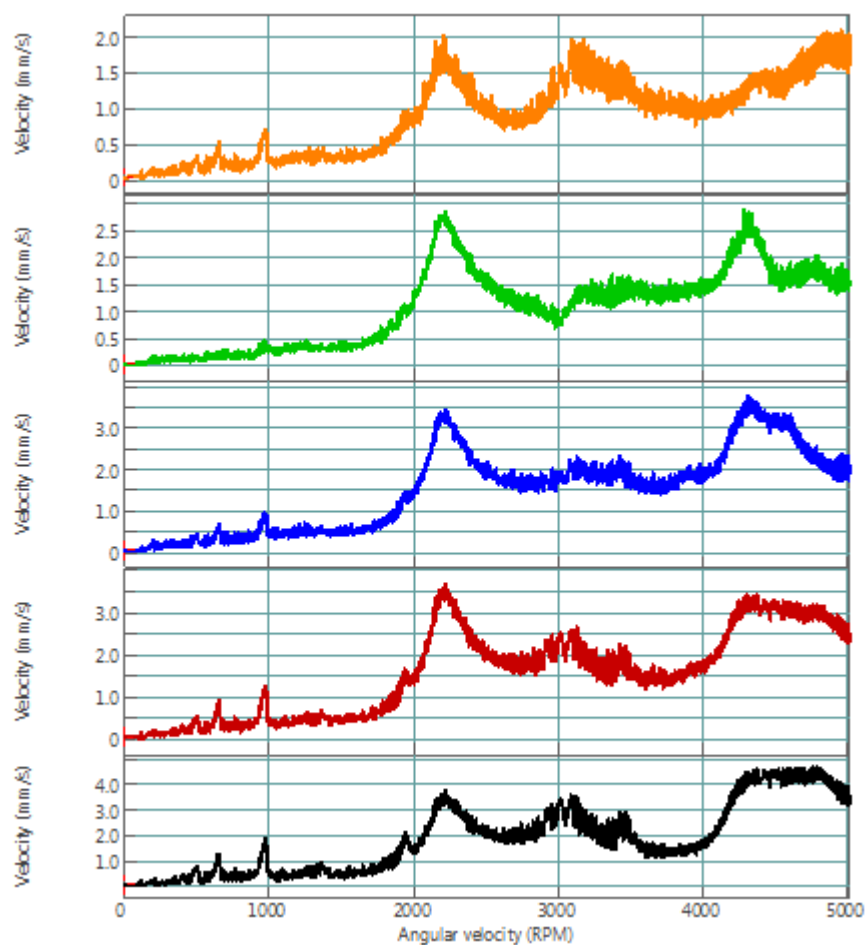


1 pav. Oranžinė – P1; Žalia – P2; Mėlyna – P3; Raudona – P4; Juoda – P5

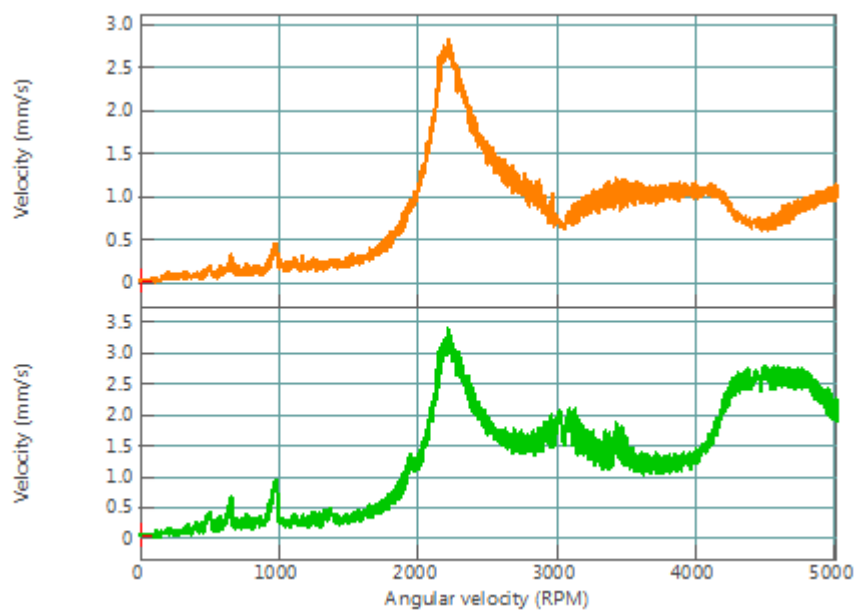


2 pav. Oranžinė – G1Y; Žalia – G2Y

Stendo su viena pamato plokšte virpesių spektrai:



1 pav. Oranžinė – P1; Žalia – P2; Mėlyna – P3; Raudona – P4; Juoda – P5



2 pav. Oranžinė – G1Y; Žalia – G2Y