

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

ARTŪRAS TADŽIJEVAS

**VERTIKALIŲ ROTORIŲ SU NETIESINIO STANDŽIO  
ATRAMOMIS DINAMIKA IR DIAGNOSTIKA**

Daktaro disertacija  
Technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T)

2015, Kaunas

Disertacija rengta 2010 – 2014 metais Kauno technologijos universitete, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultete, Mechanikos inžinerijos katedroje. Mokslinius tyrimus rėmė Lietuvos mokslo taryba.

**Mokslinis vadovas:**

prof. habil. dr. Vytautas BARZDAITIS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija – 09T).

## **PADĖKOS ŽODIS**

Dėkoju šio mokslinio darbo vadovui Kauno technologijos universiteto Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakulteto, Mechanikos inžinerijos katedros profesoriui Vytautui Barzdaičiui, suteikusiam galimybę įgyti praktinės patirties ir išplėsti teorinių žinių akiratį, mašinų diagnostinių tyrimų srityje.

Dėkoju Kauno technologijos universiteto, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakulteto, Mechanikos inžinerijos katedros darbuotojams už detalius pastebėjimus ir patarimus rengiant šį mokslo darbą.

Taip pat dėkoju Klaipėdos universiteto mokslininkams, dirbantiems rotorinių dinamikos tyrimų srityje, dr. Mariui Vasyliui ir dr. Pranui Mažeikai už profesionalias konsultacijas ir techninę pagalbą atliekant eksperimentinius tyrimus bei rengiant šį mokslinį darbą. Dėkoju Klaipėdos universitetui už suteiktą galimybę naudotis technine mokslinių tyrimų baze.

Dėkoju savo šeimai, žmonai Laurai ir sūnams Nojui ir Pijui už palaikymą rengiant disertaciją.

Artūras Tadžijėvas

## TURINYS

ĮVADAS.....	9
Temos aktualumas.....	9
Darbo tikslas ir uždaviniai.....	11
Mokslinis naujumas.....	11
Praktinė vertė.....	12
Ginamieji teiginiai.....	12
Darbo aprobavimas.....	12
Darbo struktūra.....	13
1. ROTORIŲ DINAMIKA IR DIAGNOSTIKA .....	14
1.1. Rotorių dinamika.....	14
1.2. Rotorinių sistemų diagnostika.....	26
1.3. Išvados.....	35
2. TEORINIAI, APIBENDRINTO VERTIKALIAUS ROTORIAUS MODELIO TYRIMAI.....	36
2.1. Jėgos rotorinėse sistemose.....	36
2.2. Skaitinis vertikalios rotoriaus modelis.....	42
2.2.1. Statinė analizė.....	50
2.2.2. Modalinė analizė.....	51
2.2.3. Periodinio konstrukcijos atsako į periodinį žadinimą analizė .....	52
2.3. Skaitinio modeliavimo rezultatai.....	55
2.4. Išvados.....	71
3. EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI.....	72
3.1. Palyginamieji vertikalios ir horizontalios rotorių diagnostiniai tyrimai.....	72
3.1.1. Eksperimentinių tyrimų įranga.....	79
3.1.2. Eksperimentinių tyrimų rezultatai ir jų analizė.....	83
3.1.3. Tyrimo išvados.....	92
3.2. Riedėjimo guolių su vidinio žiedo riedėjimo takelio defektu diagnostiniai tyrimai vertikaliuose ir horizontaliosse rotorinėse sistemose.....	93
3.2.1. Tyrimo metu naudota įranga.....	96
3.2.2. Tyrimo duomenų analizė.....	98
3.2.3. Išvados.....	103
3.3. Suminės dinaminės jėgos $F_s$ vektoriaus ir guolio defekto dydžio įtaka vertikalios rotorių dinamikai ir defektų diagnostikai.....	104
3.3.1 Eksperimentinių tyrimų įranga.....	105
3.3.2. Eksperimentinių tyrimų rezultatai.....	113
3.3.3. Išvados.....	120
4. TEORINIO MODELIO VERIFIKAVIMAS EKSPERIMENTINIŲ TYRIMŲ REZULTATAIS.....	123

4.1. Išvados.....	126
BENDROSIOS IŠVADOS.....	128
Literatūros sąrašas.....	130
MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS.....	136
PRIEDAI.....	137

## ŽYMĖJIMAI

$1X$  – sinchroninis dažnis,  $Hz$ .

$2X$  – antrasis sinchroninio dažnio kartotinis dažnis,  $Hz$ .

$3X$  – trečiasis sinchroninio dažnio kartotinis dažnis,  $Hz$ .

$[C]$  – slopinimo matrica.

$[C_{cor}]$  – Koriolio slopinimo matrica.

$[C_{gyr}]$  – giroskopinio slopinimo matrica.

$a$  – virpesių pagreitis,  $m/s^2$ .

$a_{RMS}$  – kvadratinis vidutinis virpesių pagreitis,  $m/s^2$ .

$B$  – guolio plotis,  $mm$ .

$D_{iš}$  – išorinis riedėjimo guolio skersmuo,  $mm$ .

$d_{rut}$  – riedėjimo guolio riedmens skersmuo (rutuliuko),  $mm$ .

$d_{vid}$  – vidinis, guolio vidinio žiedo skersmuo,  $mm$ .

$e$  – ekscentriškumas,  $m$ .

$E$  – tamprumo modulis,  $Pa$ .

$E_k$  – kinetinė energija,  $J$ .

$F_c$  – išcentrinė, rotoriaus atramą veikianti jėga,  $N$ .

$F_{mg}$  – svoris, gravitacijos jėga,  $N$ .

$F_s$  – suminė, rotoriaus atramą veikianti jėga,  $N$ .

$\{F\}$  – jėgų vektorius.

$f_{ip}$  – vidinio riedėjimo guolio žiedo defekto kinematinis dažnis,  $Hz$ .

$f_{ep}$  – išorinio riedėjimo guolio žiedo defekto kinematinis dažnis,  $Hz$ .

$f_{rp}$  – riedėjimo guolio riedmens defekto kinematinis dažnis,  $Hz$ .

$f_{r1}$  – riedėjimo guolio riedmens defekto, kuris smūgiuoja tik į vidinį arba tik į išorinį žiedą, kinematinis dažnis,  $Hz$ .

$f_c$  – guolio separatoriaus defekto kinematinis dažnis,  $Hz$ .

$g$  – laisvojo kritimo pagreitis,  $m/s^2$ .

$I$  – inercijos momentas,  $m^4$ .

$y$  – koordinatė ordinačių ašyje,  $m$ .

$k$  – standumas,  $N/m$ .

$K_D$  – dinaminis standumas,  $N/m$ .

$[K]$  – standumo matrica.

$L$  – ilgis,  $m$ .

$m$  – masė,  $kg$ .

$[M]$  – masių matrica.

$[N_r]$  – formos funkcijų matrica.

$n$  – sukimosi greitis,  $aps./min$ .

$nX$  –  $n$  – tasis sinchroninio dažnio kartotinis dažnis,  $Hz$ .

$nX_{def}$  –  $n$  – tasis riedėjimo guolio defekto kinematinio dažnio kartotinis dažnis,  $Hz$ .

$r_{pr}$  – precesijos judesio greitis,  $rad/s$ .

$[R]$  – transformavimo matrica.

$s_{0-P}$  – virpesių poslinkių amplitudė,  $\mu m$ .

$x$  – koordinatė abscisų ašyje,  $m$ .

$T$  – periodas,  $s^{-1}$ .

$v_{RMS}$  – kvadratinis vidutinis virpesių greitis,  $m/s$ .

$\{u\}$  – poslinkių vektorius.

$\alpha$  – kampas, kurį jėga  $F_S$  sudaro su išcentrine jėga  $F_C$ ,  $^\circ$ .

$\beta$  – kampas, kuriuo skiriasi jėgos  $F_S$  ir sukimosi ašies sudaromas kampas, esant skirtingam vertikalaus rotoriaus sukimosi greičiui,  $^\circ$ .

$\gamma$  – kampas, kurį vertikalaus rotoriaus sukimosi ašis sudaro su vertikale, posvyrio nuo vertikalės kampas,  $^\circ$ .

$\varphi$  – kampas, kurį suminė rotoriaus atramą veikianti jėga sudaro su rotoriaus sukimosi ašimi,  $^\circ$ .

$\rho$  – tankis,  $kg/m^3$ .

$\Omega$  – precesijos judesio kampinis greitis,  $rad/s$ .

$\omega$  – kampinis greitis,  $rad/s$ .

## **PAGRINDINIAI TERMINAI IR APIBRĖŽIMAI**

BEM – baigtinių elementų metodas.

DAR – defekto atpažinimo rodiklis.

EV – elektros variklis.

GFT – greitoji Furjė transformacija (angl. FFT – fast Fourier transform).

ICOVP – tarptautinė konferencija „Virpesių problemos“, (International Conference on Vibration Problems).

IFTtoMM – tarptautinė federacija mašinų ir mechanizmų mokslui skatinti, (International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science).

ISCORMA – tarptautinis simpoziumas „Rotorinių mašinų stabilumo valdymas“ (International Symposiums on Stability Control of Rotating Machinery).

ISO – Tarptautinė standartų organizacija (International Standard Organization).

IT – informacinės technologijos.

IUTAM – tarptautinė teorinės ir taikomosios mechanikos sąjunga (International Union in Theoretical and Applied Mechanics).

IŽDD – išorinio žiedo defekto kinematinis dažnis.

KU – Klaipėdos universitetas

MSM – tarptautinė konferencija „Mechatronikos sistemos ir medžiagos“, (Mechatronic Systems and Materials).

PCG – jungtinių gradientų metodas, (Preconditioned conjugate gradient).

REBAM – antifrikcinių guolių riedmenų aktyvumo stebėsenos metodas (Rolling Element Bearing Activity Monitor).

SPM – smūginių impulsų metodas, (Shock Pulse Method).

VG TU – Vilniaus Gedimino technikos universitetas.

VŽDD – vidinio žiedo defekto kinematinis dažnis.



## IVADAS

Sparčiai vystantis technologijoms tobulėja ir technologiniai procesai, kuriami nauji, tobulinami esami, didelę dalį jų atlieka rotorinės mašinos. Dauguma technologinių procesų, tokių kaip mechaninis atskyrimas, smulkinimas, energijos gavyba naudojant hidroturbinas vyksta tik gravitacijos dėka. Dėl to pramonėje, hidroelektrinėse ar laivyboje neišvengiamai tenka naudoti vertikalias rotorines mašinas. Vertinant horizontalių ir vertikalinių mašinų paplitimą tarp mažos ir vidutinės galios rotorinių mašinų, ženkliai didesnę dalį rotorinių mašinų sudaro mašinos su horizontaliu rotoriumi. Tačiau pramonės srityse kur technologiniai procesai reiklūs gravitacijai ar laivyboje didžiąją dalį rotorinių mašinų sudaro vertikalios rotorinės įrenginiai. Analizuojant norminę dokumentaciją, susijusią su rotorinių sistemų eksploatacija ir diagnostika, pastebimai dominuoja horizontalūs rotoriniai, vertikalūs rotoriniai išskiriami tik norminėje dokumentacijoje susijusioje su didelės galios hidroturbinomis. Mokslinių publikacijų apžvalgoje, pateiktoje medžiagoje, taip pat galima išvelgti, kad mokslininkai atlieka tyrimus su vertikaliais rotoriais, kai tiriant rotorinių dinamiką norima išvengti gravitacijos poveikio radialine kryptimi, pavyzdžiui, tiriant atramų anizotropijos įtaką rotorinės sistemos dinamikai [20, 21]. Kitais atvejais tyrimai atliekami su horizontaliomis rotorinėmis sistemomis.

Analizuojant praktikoje pasitaikančius rotorinių sistemų gedimus, pagal jų dažnį, galima įvardinti, kad dažniausias rotorinių sistemų gedimas – disbalansas, sujungtų rotorinių velenų ašių nesutapimas taip pat dažnas rotorinių sistemų gedimas, trečias pagal dažnumą – rotorinių atramų guolių gedimai. Veleno ašių nesutapimas dažniau sutinkamas horizontaliose rotorinėse sistemose, nes rotorinės varančioji grandis ir darbo grandis gali būti sumontuoti ant skirtingų pamatų, sistemos svoris ilgainiui gali deformuoti pamatą, vertikalūs rotoriniai turi bendrą pamatą, ašių nesutapimas mažiau paplitęs vertikalinių rotorinių gedimas, dėl to šis gedimas darbe detaliau nenagrinėjamas.

### **Temos aktualumas**

Žmogų buityje supa nemažai buitinių prietaisų, daugelis kurių veikia besisukančių šių prietaisų dalių pagalba. Analizuojant žmogaus buityje naudojamus buitinius prietaisus nesunku pastebėti, kad didžiąją dalį jų sudaro prietaisai ar įrenginiai, kurių pagrindines funkcijas atlieka horizontalios sukimosi ašies rotorius. Tačiau, net ir buityje matome, kad yra nemaža sričių, kur būtina, kad buitinio prietaiso rotorius būtų orientuotas vertikaliai, kitaip, tam tikrų procesų atlikti negalėsime. Tai tam tikri technologiniai procesai, kurie reiklūs gravitacijai. Kasdienybėje gana dažnai naudojami prietaisai, kurių veikimas negalimas be gravitacijos pagalbos, tačiau nesigilinant į jų veikimą, neatrodo, kad jie turi būti

būtent vertikaliu rotoriumi, pavyzdžiui: separatoriai, įvairūs buitiniai pjaustymo įrenginiai, smulkintuvai (buitinės tarkos), plaktuvai, maišymo įrengimai, sulčiaspaudės ir t.t. Daugelis išvardintų, kasdienėje buityje naudojamų įrenginių neveiktų, jei jų rotorius turėtų horizontalią sukimosi ašį, tačiau juos naudodami nepagalvojame, kad šiuos procesus įtakoja gravitacija.

Pramonėje, laivyboje ir energetikoje, kaip ir buityje, labiau paplitę įrenginiai su horizontalia rotorius sukimosi ašimi, jiems skirti ir esminiai moksliniai tyrimai bei techninės būklės ir stebėsenos vertinimo norminė dokumentacija. Tačiau yra nemaža sričių, kur būtina naudoti vertikaliuos ašies rotorines sistemas, kitaip technologinis procesas, energijos gavyba ar technologinis tiekimas neįmanomas. Tokie įrenginiai turi tam tikrą specifiką, kuri nėra detalai aprašyta moksliniuose darbuose ar norminėje dokumentacijoje. Šio tipo įrenginiai nuo horizontaliųjų skiriasi tuo, kad jų rotorius nestabilizuoja gravitacija (rotoriaus svoris veikiantis radialine kryptimi), dėl to jie yra jautresni radialinėms apkrovoms dinaminio stabilumo prasme. Taip pat, jų pamatas turi ženkliai mažesnę standumą viršutinėje rotoriaus dalyje, nes ji tvirtinama ne ant masyvaus, ant pagrindo sumontuoto, pamato. Tvirtinama ant tam tikros parengtos konstrukcijos, kurios standumas, lyginant jį su standumu, sistemos sumontuotos ant masyvaus pamato, yra ženkliai mažesnis. Šie veiksniai apsunkina tokio tipo mašinų techninės būklės vertinimą bei stebėseną, tam reikalinga didelė, aptarnaujančio ar eksploatuojančio personalo patirtis, tokių rotorinių įrenginių techninės būklės vertinimo srityje.

Esminiai vertikaliųjų ir horizontaliųjų rotorinių sistemų skirtumai atsiskleidžia detaliau nagrinėjant rotorius atramas veikiančias jėgas. Jei nagrinėjant horizontalias rotorines sistemas atramą veikiančių jėgų veikimui apibrėžti pakanka plokštumos statmenos rotoriaus sukimosi ašiai, tai vertinant vertikaliųjų rotorius atramas veikiančias jėgas būtina kalbėti apie erdvinės jėgas, nes kintant rotoriaus sukimosi greičiui, kinta ir radialioji suminė dinaminė jėgos dedamoji.

Kalbant apie atramose sumontuotų riedėjimo guolių defektus, taip pat turime išskirti, kad horizontaliose rotorinėse sistemose defektai vystosi labiausiai apkrautoje guolio dalyje, kai vertikaliuose, kintančiu darbo režimu dirbančiuose rotorinėse sistemose, sudėtinga net nusakyti, kuri rotorinės sistemos dalis bus ženkliau apkrauta, t.y. ar radialiosios jėgos atsveria gravitaciją, kaip keičia apkrovos kryptį ir t.t.

Šis darbas – tai siekis, kiekybiškai įvertinti ir palyginti horizontaliųjų ir vertikaliųjų rotorinių sistemų techninės būklės vertinimo panašumus bei skirtumus, nurodant juos kiekybine, šios srities žinovams suvokiama, išraiška.

## **Darbo tikslas ir uždaviniai**

**Darbo tikslas** – ištirti vertikalių rotorių, besisukančių netiesinio standžio atramos, dinamiką ir kiekybiškai įvertinti jos sąryšį su rotorių elementų defektų diagnostika.

Darbo tikslui pasiekti iškelti šie uždaviniai:

1. Išanalizuoti periodinėje mokslinėje spaudoje publikuotus mokslinius darbus, kuriuose praktiškai ir teoriškai analizuojama rotorių dinamika ir rotorių diagnostika, išnagrinėti vystomus, esamus bei kuriamus, naujus diagnostikos metodus, kurie publikuoti mokslinėje periodikoje bei pateikti tarptautinėje norminėje dokumentacijoje.
2. Sudaryti analitinį, vertikalių rotorių atramas veikiančių jėgų, skaičiuojamąjį modelį, atlikti vertikalių rotorių radialines ašines apkrovas veikiančių jėgų skaičiavimus.
3. Sudaryti apibendrintą vertikalaus rotoriaus, modelį, įvertinantį giroskopo efektą, gravitaciją bei jos kryptį, leidžiantį teoriškai nustatyti vertikalaus rotoriaus atramas veikiančias radialines – ašines jėgas bei tirti rotorių dinamikos reiškinius.
4. Atlikti palyginamuosius vertikalių ir horizontalių rotorių riedėjimo guolių, išorinio ir vidinio žiedų, riedėjimo takelių, defektų diagnostinius tyrimus, kiekybiškai įvertinant defektų diagnostinių tyrimų ypatumų skirtumus.
5. Atlikti rotorinės sistemos, riedėjimo guolio vidinio žiedo defekto identifikavimo tyrimus, esant skirtingoms, žadinančiosios rotoriaus disbalanso jėgos ir vidinio riedėjimo guolio žiedo defekto fazės kampo padėtimis. Palyginti gautus rezultatus, esant vertikaliai ir horizontaliai rotoriaus sukimosi ašies padėčiai.
6. Atlikti vertikalių rotorių su riedėjimo guoliais defektų diagnostinius tyrimus, keičiant rotoriaus sukimosi ašies pasvirimo nuo vertikalės, nustatyti kaip kinta rotoriaus dinamika kintant pasvirimo kampui, ištirti kaip tai paveikia diagnostinių tyrimų rezultatus.

## **Mokslinis naujumas**

Sudarytas analitinis modelis leidžiantis įvertinti vertikalių rotorių radialines – ašines atramas veikiančias jėgas.

Sukurtas apibendrintas, teorinis, vertikalaus rotoriaus modelis, gebantis įvertinti giroskopo efektą, gravitaciją bei jos kryptį, rotoriaus atramų netiesiškumą, radialinius ir ašinius tarpus atramos.

Ekspperimentiniais tyrimais nustatyti ir kiekybiškai įvertinti esminiai skirtumai tarp vertikalių ir horizontalių rotorių diagnostikos.

Apibendrinto teorinio vertikalaus rotoriaus modelio pagalba nustatyta, kaip kinta vertikalių rotorių dinamika, kai rotorius pasvyra nuo vertikalės kampu iki  $15^\circ$ , eksperimentiniais tyrimais nustatyta kaip tai paveikia šio rotoriaus diagnostinių tyrimų rezultatus.

### **Praktinė vertė**

Tyrimų rezultatai pritaikyti atliekant vertikalių rotorinių įrenginių diagnostinius tyrimus „DFDS Seaways“ jūriniuose keltuose „Vilnius Seaways“, „Optima Seaways“, „Victoria Seaways“ bei „Athena Seaways“. Rezultatai apbruoti pramonės įmonėse, tokiose kaip AB „Lifosa“, AB „Nordic Sugar“, „UAB „Arvi fertis“ ir kt. Pateikti siūlymai AB „Lifosa“ įmonei atnaujinant esamus ir parenkant naujus vertikalius sieros rūgšties siurblius.

Sukurtas universalus vertikalus rotoriaus modelis, vertinantis gravitaciją bei jos kryptį, dėl savo universalumo šis rotorinės sistemos modelis gali būti taikomas tiek vertikalių tiek ir horizontalių rotorių dinamikai tirti.

### **Ginamieji teiginiai**

1. Analitinis, rotoriaus atramas veikiančių radialinių – ašinių jėgų, modelis, leidžia nustatyti vertikalių rotorių ašines – radialines atramas veikiančių suminių jėgų  $F_s$  dydį bei padėtį erdvėje.
2. Apibendrintas vertikalių rotorinės sistemos modelis, gebantis įvertinti gravitaciją bei jos kryptį, taikytinas tiek vertikalių tiek ir horizontalių rotorinių sistemų, su netiesinio standumo atramomis, dinamikai tirti.
3. Sukurtas santykinis parametras *Defekto Atpažinimo Rodiklis (DAR)* kiekybiškai įvertina ir leidžia palyginti tiek horizontaliųjų tiek vertikaliųjų rotorių diagnostinių tyrimų ypatumus. Palengvina mašinų techninės būklės stebėsenos ir defektų diagnostinius tyrimus in Situ.

### **Darbo aprobavimas**

Disertacijos tema paskelbti 6 moksliniai straipsniai (4 ISI Web of Science su citavimo rodikliu ir 2 kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose), 9-iose mokslinėse konferencijose skaityti pranešimai:

1. „MSM 2011“, pranešimo tematika „Modeling and diagnostic of rotary system powered by multi gear“.
2. „Mechanika 2012“, pranešimo tematika „Comparison of Vertical and Horizontal Rotor System Models and Simulation Results“.
3. „Vibroengineering 2012“, pranešimo tematika „Features of Vertical Axis Rotor with Rolling Bearings Diagnostics“.

4. „Technologijos mokslo darbai vakarų Lietuvoje 2012“, pranešimo tematika „Vertikalių rotorių dinamikos tyrimai“.
5. „Mechanika 2013“, pranešimo tematika "Vertical Versus Horizontal Rotors Vibration and Diagnostics"
6. „ICOVP-2013“, Lisabona, pranešimo tematika "Vertical Versus Horizontal Rotors Dynamics and Diagnostics"
7. „Vibroengineering 2013“, pranešimo tematika “Influence of imbalance phase angle to vertical and horizontal rotors bearings diagnostics“.
8. „Mechanika 2014“, pranešimo tematika „New deep groove ball bearings high frequencies vibration testing“.
9. „Jūros mokslai ir technologijos 2014“ pranešimo tematika „Vertikalių rotorinių mašinų diagnostikos specifika jūriniame transporte“

### **Darbo struktūra**

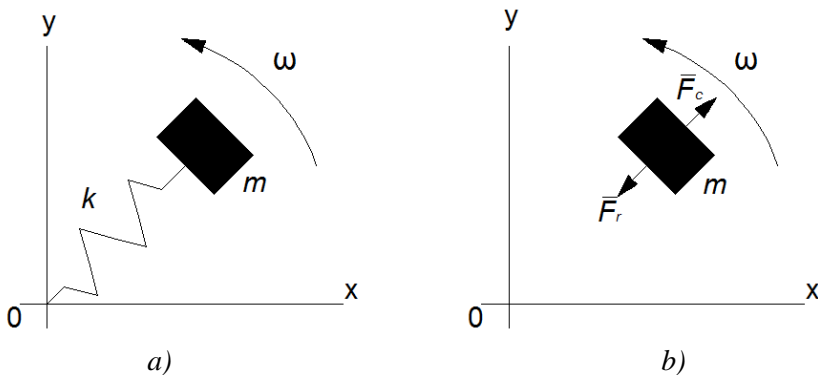
Daktaro disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, literatūros sąrašas, autoriaus publikacijų sąrašas ir priedai. Bendra disertacijos apimtis 141 puslapis, juose pateikti 106 paveikslai, 7 lentelės, darbe cituojama 90 bibliografinių nuorodų.

# 1. ROTORIŲ DINAMIKA IR DIAGNOSTIKA

## 1.1. ROTORIŲ DINAMIKA

Besisukančių įrenginių naudojimas žmogaus buityje yra neatsiejama žmonijos raidos dalis. Lenkiamų strypų teoriją pradėjo formuluoti Leonardo da Vinci. Pirmieji strypų teorijos pagrindai aprašyti Galileo Galilei, jis bandė aprašyti strypų teoriją per virtualųjį darbą. Revoliucija moksle prasidėjo nuo I.Niutono ir jo išleistų mokslinių veikalų. Tuomet susiformavo ir samprata – mokslininkas. Tamprumo teorijos pagrindai pirmą kartą aprašyti Robert Hooke 1660 metais. Skersinis strypų lenkimas tinkamai buvo išaiškintas Euler ir Bernoulli 1750 metais.

Industrijos revoliucija prasidėjo, kai James Watt pristatė garo variklį 1780 metais. Ženkliai padidėjo besisukančių sistemų sukimosi greičiai, lyginant su iki tol buvusiomis rotorinėmis sistemomis. Suformuluota sąvoka – rotorius. Padidėjus rotorių sukimosi greičiui, pagausėjo ir įvairių avarių susijusių su dideliu rotorių inertiškumu ir padidėjusiu sukimosi greičiu. Didelė sukimosi kinetinės energijos dalis buvo iššvaistoma mechaninių virpesių forma. Rotorių dinamikos, kaip mokslo, istorija prasidėjo nuo W.J.M. Rankine ir jo 1869 metais pristatyto rotoriaus modelio, kuris leidžia nustatyti kritinį rotoriaus sukimosi greitį. Kritiniam greičiui nustatyti jis pasirinko dviejų laisvės laipsnių rotorių sudarytą iš standžios masės, ir spyruoklės (standumo elemento), besisukančios aplink vieną, įtvirtintą spyruoklės mazgą, šio modelio schema pateikiama paveiksle 1.1.



**1.1 pav.** W. Rankine rotoriaus modelio schema: *a)* principinė modelio schema; *b)* modelio schema pašalinus ryšius

W.J.M. Rankine besisukančio rotoriaus modelis leido nustatyti kritinį rotoriaus sukimosi dažnį. Modelis leido nustatyti tik vieną kritinį sukimosi dažnį, nes buvo vienos masės modelis, taip pat modelio galimybes ribojo ir modelyje esantis tik vienas standumas, aišku modelis negalėjo vertinti Koriolio efekto. Tačiau, nesistengiant pabrėžti šio modelio trūkumų, šis modelis buvo pirmasis visavertis

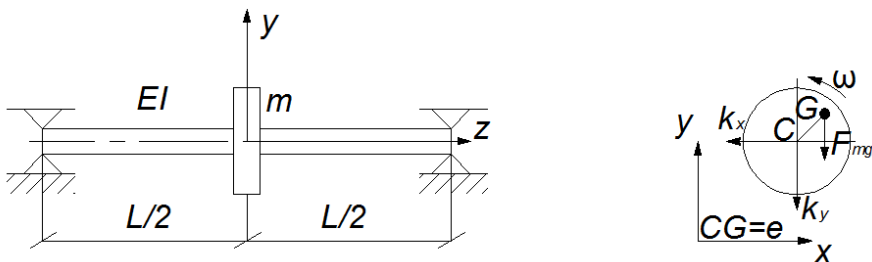
modelis, kuriuo vadovaujantis buvo įmanoma nuspėti kritinį rotoriaus sukimosi greitį. Dar vienas, labai didelis W.J.M. Rankine indėlis į rotorių dinamikos mokslą, kuris pakeitė rotorių suvokimą, yra precesijos sąvoka, kurią jis perėmęs iš mokslo apie dangaus kūnų judėjimą įnešė į rotorių dinamiką.

1883 metais švedų inžinierius K.G.P. de Laval sukūrė pirmąją impulsinę turbiną, kuri pasiekė didesnę nei 40 000 *aps./min.* sukimosi greitį. Jis išvedė santykį, kurio pagalba buvo galima nustatyti išcentrinių jėgų veikiamo veleno precesijos spindulį, taip pat jis nustatė rotorinių sistemų velenų, savaiminio centravimo reiškinį, kurio matematinė išraiška pateikiama 1.1.

$$r_{pr} = \frac{\omega^2 e}{\frac{Kg}{W} - \omega^2} \quad (1.1.)$$

Kur:  $r_{pr}$  – precesijos judesio spindulys,  $m$ ;  $\omega$  - kampinis greitis, *rad/s*;  $e$  – ekscentricitetas,  $m$ ;  $K$  – standumas, *N/m*;  $g$  – laisvojo kritimo pagreitis, *m/s<sup>2</sup>*;  $W$  – svoris, *N*.

Pirmas išsamus rotoriaus modelis buvo sudarytas Miuncheno universiteto profesoriaus August Föppl 1885 metais. A.Föppl pirmasis paaiškino K.G.P. de Laval tirtą savaiminio rotoriaus centravimo reiškinį. Teorinis modelis leido nustatyti stabilius super – kritinius rotoriaus greičius, taip teoriškai atverdamas rotorių darbo, super – kritiniais greičiais, galimybę. Šis modelis buvo ignoruojamas, nes tikrinant jį praktiškai, retai kuomet pavykdavo gauti stabilų kritinį sukimosi greitį. Vėliau, 1919 metais, karališkosios Londono draugijos užsakymu, nepriklausomas Airiškojo Karališkojo koledžo profesorius Henry Jeffcott atliko tyrimus ir papildęs August Föppl modelį, išsprendė nesutarimus tarp teorijos ir praktinių eksperimentų [1]. Paprasčiausią H.Jeffcott rotorių sudaro tamprus, besisukantis velenas, kurio skersinis standumas  $k$ , įtvirtintas standžiuose guoliuose, veleno galuose, rotoriaus veleno viduryje sumontuotas standus diskas, kurio masės centras  $x_g$  tariamai nutolęs nuo geometrinio standaus disko centro  $x_c$ . Jeffcott rotoriaus teorinio modelio schema pateikiama 1.2 paveiksle.



1.2 pav. Jeffcott tipo rotorius

Tuomet esant tiesiniam veleno skersiniam standumui gaunama tokia inercijos jėgų ir poslinkių pusiausvyros lygtis (1.2).

$$m\ddot{x} = -kx \quad (1.2)$$

kur:  $m$  - masė,  $k$ ;  $x$  – koordinatė, poslinkis,  $m$ ;  $k$  – standumas, kai velenas apvalus strypas, įtvirtintas dviejose atramose, užrašomas tokia matematine išraiška (1.3)

$$k = \frac{48EI}{L^3} \quad (1.3)$$

kur:  $k$  – skersinis rotoriaus standumas, N/m;  $E$  – tamprumo modulis, Pa;  $I$  – inercijos momentas,  $L$  – rotoriaus veleno ilgis.

Dėl rotoriaus sukimosi kinta masės centro kampinė padėtis, dėl to disko masės centro padėčiai erdvėje nusakyti, pradinės veleno padėties atžvilgiu, galime užrašyti tokią matematinę išraišką 1.4.

$$x_G = x_C + e \begin{pmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{pmatrix} \quad (1.4)$$

kur:  $x_G$  – G taško koordinatė, pagal 1.2 paveiksle pateiktą schemą;  $x_C$  – taško koordinatė, pagal 1.2 paveiksle pateiktą schemą,  $e$  – ekscentriškumas,  $m$ ;  $\omega$  – kampinis greitis, rad/s;  $t$  – laikas, s.

Tuomet veleno centro padėties judesio lygtis įgauna tokią išraišką 1.5.

$$m\ddot{x}_C = -kx_C + m\omega^2 e \begin{pmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{pmatrix} \quad (1.5)$$

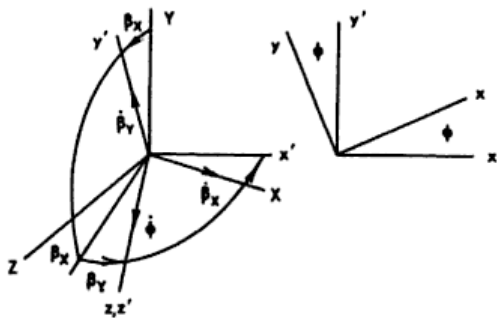
Ši paprasta dinamikos lygtis parodo, kaip išcentrinės jėgos veikiančios rotorių, išaugina skersinius rotoriaus poslinkius, kintant rotoriaus sukimosi greičiui. Jei rotorius sukdamasis pasiekia kampinį greitį, kuris yra lygus skersiniam kritiniam dažniui (1.6.), įvyksta skersinio rezonanso reiškinys, kurio sprendinys artėja į begalybę, jei slopinimas yra mažas ar jo nepaisoma. H.Jeffcott'as įrodė, kad įvedus į šį reiškinį slopinimą, kritiniai dažniai gali būti stabilūs. Tai buvo itin didelis indėlis į rotorių dinamikos mokslą, nes iki tol buvo begalė nesutarimų dėl rotorių dinamikos



teorijos, kurie dažniausia kildavo dėl to, kad niekas nesugebėjo paaiškinti, kodėl kartais rotorius gali turėti stabilų rezonansą, o kartais stabilumas negaunamas.

$$\omega_k = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.6.)$$

Vėlesnis itin svarbus žingsnis rotorių dinamikos istorijoje buvo žengtas A.Stodola 1924 metais. A.Stodola įrodė, kad yra antras (ne vienas) kritinis greitis. A.Stodola analizuodamas dujų ir garo turbinas pastebėjo, kad disko sumontuoto ant besisukančio veleno inertiškumas keičia rotoriaus dinamiką. Taip rotorių dinamikos lygtyse atsirado giroskopo efekto slopinimo dedamoji. A.Stodola 1924 metais išleido knygą, kurioje buvo detaliai aprašytas antrojo rezonanso reiškiny, statinio rotorių balansavimo metodai, apytiksliai kritinių, laiptuotų rotorių, tikrinių dažnių skaičiavimo metodai. Knygoje, jis taip pat pateikė grafinį metodą kritinių greičių skaičiavimui, kurį gausiai aprašė ir pailiustravo eksperimentinėmis schemomis ir grafiškai pateiktomis procedūromis. Parodė, kad super – kritinių greičių stabilumas priklauso nuo koriolio pagreičio (kuris kaip žinoma duoda giroskopo efektą). A.Stodola pirmas aprašė rotorių, kaip tolygiai išskirstytą masę [2], ankstesni modeliai buvo aprašyti kaip diskas, turintis taške sutelktą masę, besisukantis ant besvorio veleno. Vėliau 1947 metais A.Stodola modelį papildė, J.L.Bogdanoff, 1948 metais R. Green. Papildytas rotorius atitiko L. Euler strypų teoriją, precesijos judesys buvo aprašomas L. Euler kampais. Paveiksle 1.3 pateikiama Euler kampų nustatymo schema Stodola – Green lankstaus rotoriaus modeliui. Toks, naujas priėjimas prie rotorių dinamikos teorijos itin praplėtė rotorių kūrimo galimybes, padėjo pagrindą kitokių, pažangesnių rotorių kūrimui.



**1.3 pav.** Euler kampų nustatymo schema, Stodola – Green lankstaus rotoriaus modeliui

Pagal paveiksle 1.3 pateiktą schemą lygtys  $X - Z$  ir  $Y - Z$  plokštumoms aprašomos 1.7., 1.8., 1.9. ir 1.10.

$$m\ddot{x} = f_x + \ddot{f}_x + ma_x\dot{\phi}^2 + ma_y\ddot{\phi} \quad (1.7.)$$

$$J\ddot{\beta}_y = M_y + \overline{M}_y + \dot{\phi}^2 J_z \dot{\beta}_x + \dot{\phi}^2 J_{xz} + \ddot{\phi} J_{yz} \quad (1.8.)$$

$$m\ddot{y} = f_y + \ddot{f}_y + ma_y\dot{\phi}^2 - ma_x\ddot{\phi} \quad (1.9.)$$

$$J\ddot{\beta}_x = M_x + \overline{M}_x + \dot{\phi}^2 J_z \dot{\beta}_y + \dot{\phi}^2 J_{xy} + \ddot{\phi} J_{xz} \quad (1.10.)$$

kur sukimosi greitis aprašomas 1.11. pateikiama lygtimi

$$J_z \ddot{\phi} = M_z + \ddot{\beta}_x J_{xz} + \ddot{\beta}_y J_{yz} - \ddot{y} m a_x + \ddot{x} m a_y \quad (1.11.)$$

kur:  $x, y, z$  – koordinatės, poslinkiai atitinkamomis kryptimis,  $m; J_x, J_y$  ir  $J_z$  – inercijos momentai atitinkamų ašių atžvilgiu,  $kg \cdot m^2$ ;  $m$  – masė,  $kg$ .

Trečiajame XX - ojo amžiaus dešimtmetyje A. Kimball savo darbuose [3, 4] pateikė nestabilumo, viršijus kritinį rotoriaus sukimosi greitį, priežastis. Jis manė, kad nestabilumas priklauso nuo vidinės trinties. Vėliau B.L.Newkirk ir H.D.Taylor [5, 6] teoriškai ir eksperimentais įrodė, kad autovirpesiai, tiriant rotorius, besisukančius slydimo guoliuose, pasireiškia priklausomai nuo tepalo sluoksnio storio, dėl pasireiškiančio tepalo plakimo reiškinio. 1933 metais J.G.Baker tarptautiniame Amerikos kongrese pristatė darbą [7], kuriame išaiškino savaiminio virpesių susižadavimo pagrindinę priežastį – statoriaus ir rotoriaus kontaktą. Tepalo sukuriavimo reiškinį pirmą kartą publikavo Y. Hori [8]. 1955 metais S.Timoshenko atlikęs tyrimus, su stačiakampio skerspjuvio profilio velenais, papildė strypų teoriją [9]. S.Timoshenko strypų teorija tiksliau aprašė betkokio skerspjuvio profilio lenkiamo veleno inertiškumą, dėl to buvo galima tiksliau įvertinti „giroskopo“ efektą. Tokiu būdu buvo galima dar tiksliau nustatyti tikrinius rotoriaus dažnius.

Kritinių sukimosi greičių nustatymas – vienas pagrindinių rotorių dinamikos uždavinių, tačiau šis uždavinys nėra vienintelis.

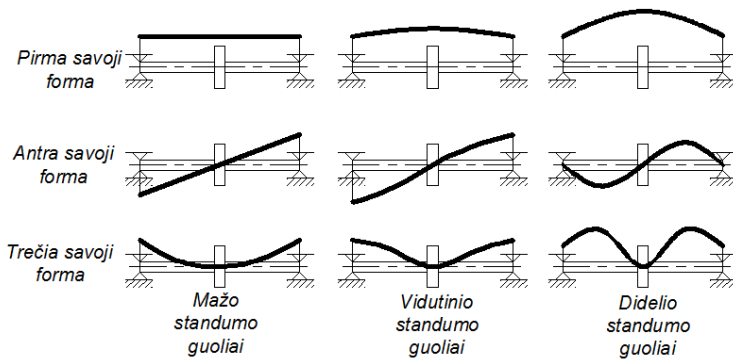
1955 ir 1957 metais Japonijos mokslininkas T.Yamamoto savo darbuose aprašė rotorių, besisukančių riedėjimo guoliuose, subharmoninių rezonansų apraiškos priežastis [10, 11].

Pirmieji bandymai panaudoti baigtinių elementų metodą rotoriaus dinamikai aprašyti buvo pateikti R.L. Ruhl ir J.F. Booker darbe 1972 metais [12]. Pirmasis BEM modelis buvo labai netikslus, todėl Nelson ir McVaugh 1976 metais [13] apibendrino ir papildė baigtinių elementų modelį inercijos momentu, giroskopo momentu, tačiau paaiškėjo, kad norint gauti tikslų sprendinį reikia skaidyti rotorių į kuo daugiau baigtinių elementų, to meto skaičiavimo technikai tai buvo neįveikiamas uždavinys.

Rotorių dinamikos mokslas ir šiandien naudojasi pagrindinėmis prieš beveik 100 metų suformuluotomis sąvokomis. Garsių rotorių dinamikos mokslo pradininkų

tezės ir šiandien sudaro šio mokslo pamatą. Tačiau šios sąvokos nuolat išplečiamos papildomomis savybėmis, kurios iš esmės nekeičia nusistovėjusių šio mokslo sampratų, bet padeda paaiškinti rotorių elgseną tam tikrose situacijose, kai tradicinės šio mokslo tezės suklumpa.

Rotorių dinamika dažniausiai skiriama į standaus rotoriaus dinamiką ir į lankstaus rotoriaus dinamiką. Vadovaujantis sampratomis, kurias suformulavo H.Jeffcott ir W.J.R.Rankine dažniausia kalbama apie lankstų rotorius. Rotoriaus judesys radialioje plokštumoje apibrėžiamas kaip rotoriaus skersinės deformacijos, tai suvokiama kaip rotoriaus atsakas į veikiančias radialines jėgas. Tačiau kalbant apie rotorius, kurie sukasi atramose su riedėjimo guoliais neišvengiami radialinis ir ašinis tarpeliai, kurių standumas yra nykstamai mažas lyginant su skersiniu rotoriaus standumu, esant dideliems sukimosi greičiams, standumą radialiniame tarpelyje galime apibrėžti kaip tepalo plėvelės, kuriuo suteptas riedėjimo guolis, standumą. Tepalo plėvelės standumas, esant nedideliam rotoriaus ilgiui, taip pat yra ženkliai mažesnis, nei rotoriaus veleno skersinis standumas [14].

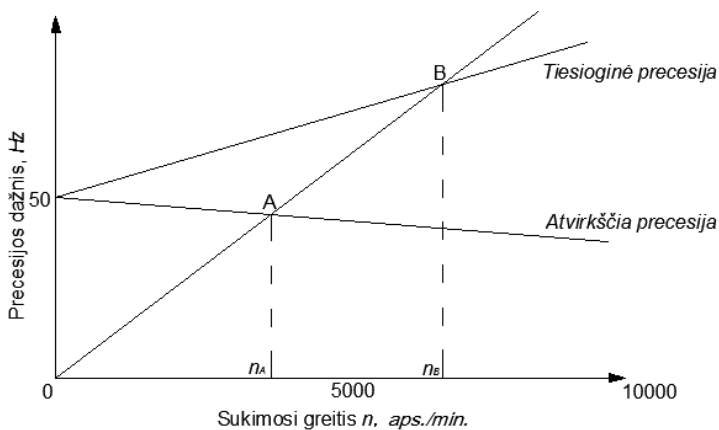


**1.4 pav.** Tikrinės rotoriaus formos esant skirtingam atramų standumui

Paveiksle 1.4 pateiktos tikrinės formos puikiai iliustruoja rotorius savybes esant kritiniams greičiams ir skirtingam atramų standumui. Kai atramų standumas ženkliai mažesnis už skersinį rotoriaus standumą, rotoriaus pirma tikrinė forma yra cilindro formos, kai atramų standumas artimas rotoriaus skersiniam standumui rotorius tampa pusiau lankstus, kai atramų standumas ženkliai didesnis už rotoriaus skersinį standumą rotorius elgiasi kaip lankstus, pirma tikrinė forma įgauna formą išgaubtą ties viduriu. Atitinkamai pavaizduotos ir antroji bei trečioji rotoriaus formos, kai atramų standumas didesnis už rotoriaus skersinį standumą, savosios formos pasireiškia radialiniuose guolių tarpuose, ar deformuojant atramas, kai standumas artimas rotoriaus skersiniam standumui, rotoriaus elgsena artėja į lankstaus rotoriaus elgseną, kai atramų standumas didesnis už rotoriaus skersinį standumą, rotoriaus formos tampa lankstaus rotoriaus formomis. Jei analizuojame savąsias skersines

rotoriaus formas tuomet pagal L.Euler klupdyimo uždavinį žinome, kad antrąją savąją formą galime gauti tik pasiekę dvigubai didesnę ašinę kritinę jėgą. Tačiau, antrąją savąją formą, kai atramų standumas yra mažesnis už rotoriaus standumą, galime gauti ir neženkliai pakitus žadinančios jėgos dažniui.

Nagrinęjant rotorių dinamines savybes nuolat tenka prisiminti rotorių dinamikos mokslo pradininkus ir jų publikuotus tyrimus. Uždaviniai, kuriuos anuomet nagrinėjo A.Fopll, H.Jeffcot, W.J.M.Rankine aktualūs ir šiandien. Jie sudėliojo rotorių dinamikos pagrindus, kurių pagrindu W.Campbell sudarė kritinių sukimosi greičių (dažnių) diagramą, kuri dažnai vadinama kritinių greičių žemėlapiu [15]. Campbell diagrama, kuri pateikta 1.5 paveiksle, parodo kada įvyksta rezonanso reiškinys. Campbell diagramos abscisių ašyje nurodytas sukimosi greitis, o ordinačių ašyje precesijos greitis (arba dažnis) atskleidžia pagrindines rotoriaus dinamikos savybes. Brėžiant sinchroninio sukimosi greičio tiesę, taškai, kuriuose ši tiesė kertasi su precesijos greičio tiesėmis, kurios rodo tiesioginės ir atvirkščios precesijos dažnių kitimą, vyksta precesijos judesio krypties kitimas.

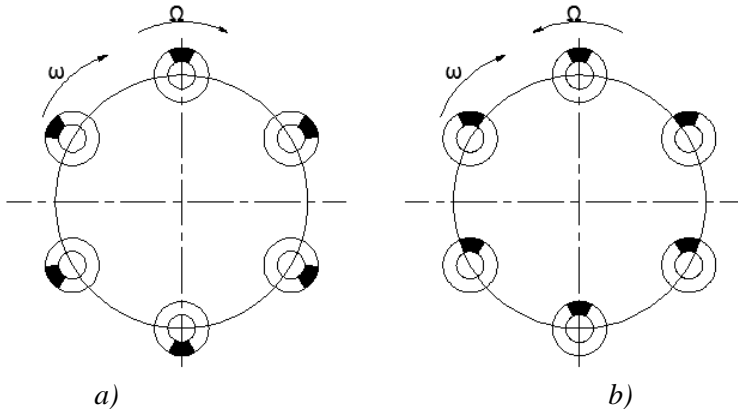


**1.5pav.** Campbell diagrama

Analizuojant 1.5 paveiksle pateiktą Campbell diagramą matome, kad kai sukimosi greitis pasiekia  $n_A$  reikšmę, precesijos greitis ima lėtėti, kol galiausiai precesija sustoja ir įvyksta rezonansas. Precesijos krypties kitimą iliustruoja 1.6 paveikslai [16].

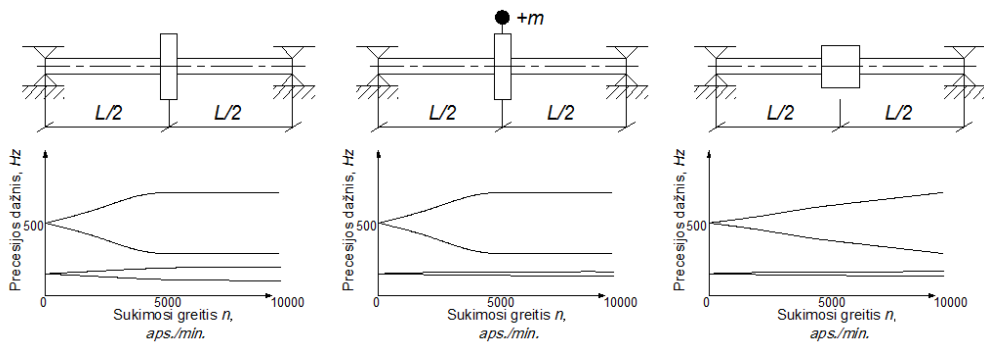
Keičiantis precesijos krypties precesijos dažnis sutampa su žadinančios jėgos dažniu dėl to įvyksta rezonansas, kuris gali būti stabilus arba nestabilus, priklausomai nuo vidinio ir išorinio rotoriaus slopinimo. Rezonanso reiškinys su precesijos judesio kitimo schema, pateikiamas 1.6 paveiksle [15]. Nagrinėdami 1.6 a) paveiksle pateiktą tiesioginės precesijos schemą, matome, kad tiesiogine precesija skaitomas toks judesys, kai svorio centras sukantis rotoriumi juda išore. Paveiksle 1.6

b) pateikta atvirkštinės precesijos judesio schema, tokį precesijos judesį visos rotorinės sistemos atlieka rotoriumi įgreitėjant iki pasiekiamas pirmasis kritinis sukimosi greitis. Analizuodami šią schemą matome, kad rotorius, dėl trinties tiesiog rieda atramos kiauryme ar radialiniu riedėjimo guolio tarpu.



**1.6 pav.** Precesijos judesys a) tiesioginė precesija; b) atvirkštinė precesija;

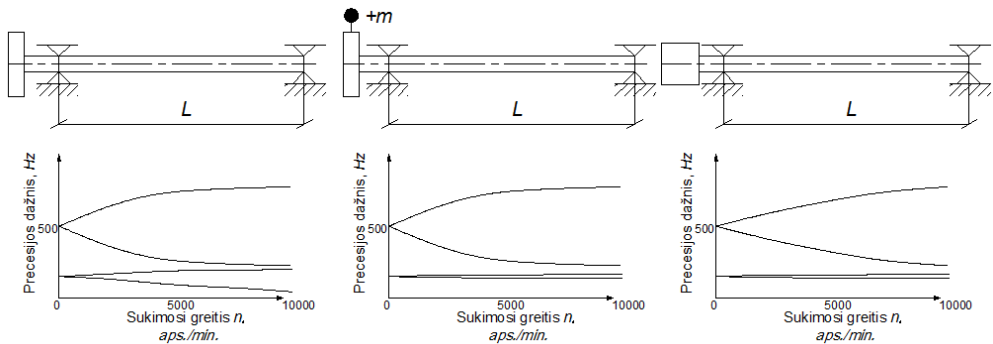
Rezonanso reiškinio sukimosi greičių diapazonas ypatingai priklauso nuo slopinimo ir giroskopo momento. Dėl didelio rotorių giroskopiškumo, esant didesniems sukimosi greičiams, padidėja slopinimas. Rotorių su darbo ratu gale ir H.Jeffcott tipo rotorių Campbell diagramos pateikiamos 1.7 ir 1.8 paveiksluose.



**1.7 pav.** Skirtingo giroskopiškumo Jeffcott tipo rotoriaus Campbell diagramos

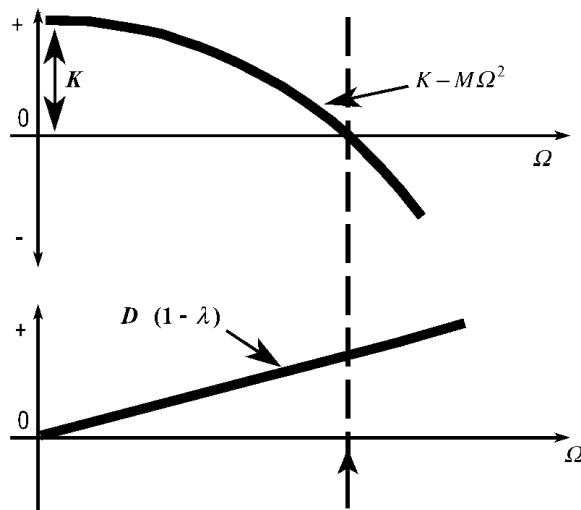
Analizuodami 1.7 paveiksle pateiktas H.Jeffcott tipo rotoriaus Campbell diagramas matome, kad didesnio inercijos momento diskas išplečia tiek pirmo kritinio dažnio tiek ir antrojo vyksmo ribas. Taip pat matome, kad pridėta disbalanso masė susiaurina pirmojo rezonanso plotį. Taigi žvelgdami į pateiktas diagramas galime daryti išvadą, kad slopinimas praplečia kritinių dažnių plotį, kadangi giroskopiškumas taip pat paveikia slopinimą, didelis rotoriaus darbo rato inertiškumas taip pat išplečia kritinių dažnių plotį.

Nagrinėdami 1.8 paveiksle pateiktas diagramas, lygindami jas su 1.7 paveiksle pateiktomis Campbell diagramomis, matome, kad persvertas rotorius, jautresnis giroskopo efektui, inertiškas diskas labiau praplečia jo rezonansinių sūkių diapazoną net esant mažesniai sukimosi greičiui. Kaip galime pastebėti disbalansas susiaurina pirmojo rezonanso sukimosi greičių diapazoną.



**1.8 Pav.** Skirtingo giroskopiškumo persverto tipo rotoriaus Campbell diagramos

Dinaminis standis paaiškinamas pavyzdžiu aprašytu [16]. Pagrindinės rotorių dinamikos charakteristikos aiškinamos stanžio mažėjimu, didėjant sukimosi greičiui ir papildomo slopinimo atsiradimu dėl rotoriaus giroskopo efekto.



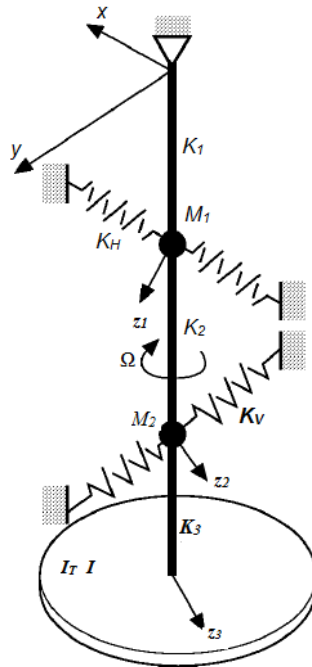
**1.9Pav.** Dinaminis standis [18]

Šis pavyzdys pateikiamas 1.9 paveiksle. Supaprastinta dinaminio standžio išraiška užrašoma tokia matematinė išraiška 1.12.

$$K_d = K - M\Omega^2 + jD(1 - \lambda)\Omega \quad (1.12.)$$

kur:  $K - M\Omega^2$  – tiesioginis dinaminis standis;  $D(1 - \lambda)$  – precesijos judesio fazinis atsilikimas, atsirandantis dėl tangentiųjų jėgų atramos guoliuose, priklausantis nuo sukimosi greičio.

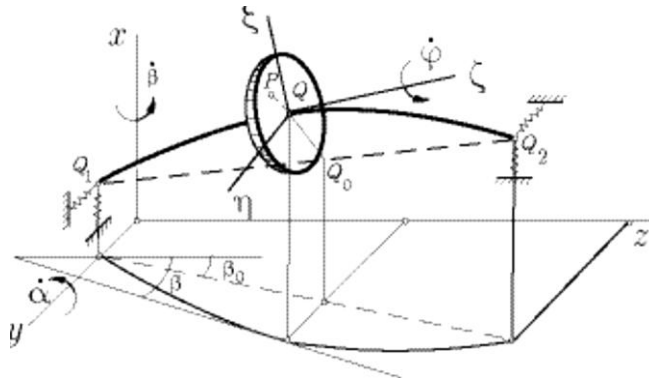
Apžvelgę ir paanalizavę rotorių dinamikos mokslo raidą bei šiuolaikinį, šio mokslo požiūrį į šio mokslo vystymosi tendencijas galime susidaryti įspūdį, kad fundamentiniai tyrimai šioje srityje jau yra atlikti, tačiau kai kuriais atvejais teorija negeba paaiškinti dinamiųjų reiškinių, vykstančių rotorinėje sistemoje. Keletas tokių tyrimų aprašytas A.Muszynska ir I.A.Pasynkova [18, 19]. Autorės vertikaliųjų rotorių pagalba stengiasi išanalizuoti rotoriaus atramų anizotropijos įtaką rotoriaus dinamikai. Tyrimas atliekamas tiriant precesijos judesį. Tiriamas tiesioginės ir atvirkštinės precesijos judesys pasitelkiant vertikaliųjų rotorių. Vertikalūs rotorius pasirinktas neatsitiktinai, tokio tipo rotoriumi atramų anizotropiją tirti parankiausia. Fizikinis modelis, kurį analizuoja autorė, pateikiamas 1.10 paveiksle.  $\Omega$



**1.10Pav.** Fizikinis vertikalaus rotoriaus modelis, kuriuo tiriama atramų anizotropija [9]

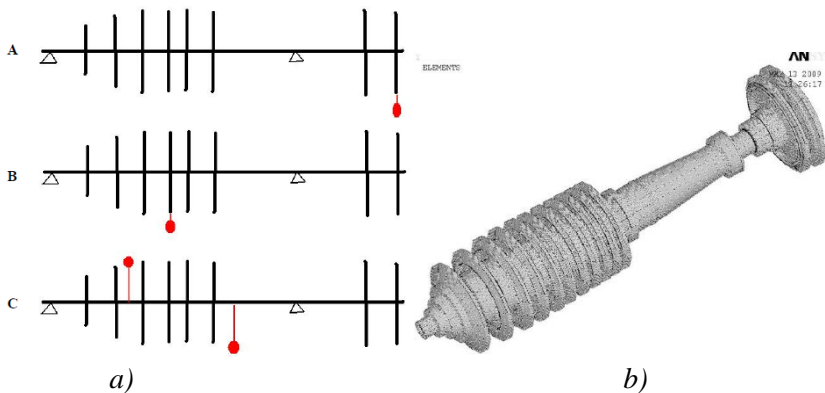
Vertikalūs rotoriai itin tinkami ir atramų netiesiškumo tyrimams. Atramų netiesiškumo įtaka rotoriumi tiriama analizuojant precesijos judesį esant skirtingam atramų netiesiškumui. Tokius tyrimus savo darbuose aprašo ir kiti mokslininkai [18]. Kai kurie autoriai, pasitelkę vertikaliuosius rotorius, kuria naujus rotorių judesį aprašančius modelius, tačiau jie retai įgauna didesnę teorinę ar praktinę vertę, nes

dažnai būna arba sudėtingi matematiškai arba geba tiksliai aprašyti judesį tik esant tam tikroms įtvirtinimo sąlygoms [20].



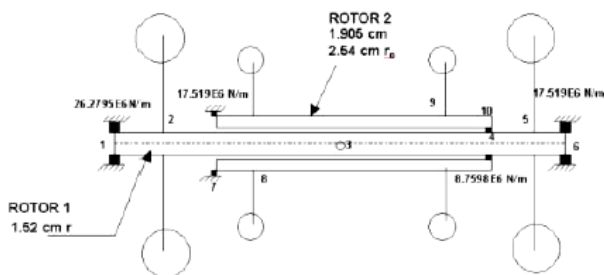
**1.11 Pav.** Fizikinis vertikalaus rotoriaus modelis, kuriuo tiriama atramų netiesiškumo įtaka precesijos judesiui [20]

Analizuojant mokslinę periodiką galime aptikti ir vieną kitą darbą skirtą tirti vertikalų rotorių dinamiką baigtinių elementų metodu. Autoriai tiria besisukančius vertikalūs diskus [21]. Taip pat, kai kurie autoriai tiria baigtinių elementų sprendiklių tikslumą, atlikdami vertikalų rotorių tikrinių dažnių analizės baigtiniais elementais [22]. Išpopuliarėjus rotorių dinamikos tyrimams BEM ir dėl IT technologijų pažangos, atsiradus galimybei tirti BEM metodu sudėtingas rotorines sistemas bei jų atsaką į skirtingas periodinio žadinimo jėgas, galime aptikti ir mokslinių darbų skirtų daugiapakopių dujų turbinų dinamikos tyrimams.



**1.12 Pav.** BEM metodu nagrinėjama dujų turbina *a*) darbe nagrinėjamos dujų turbino disbalanso situacijos, apskritas taškas žymi disbalanso poziciją; *b*) BEM sudarytas modelis, elementai [70]





**1.13 Pav.** Dviejų skirtingu greičių besisukančių velenų rotorius [71]

Vienas tokių darbų – mokslinė disertacija, skirta skirtingos dujų turbinos pakopos menčių, disbalanso įtakai šios turbinos dinamikai tirti [70]. Paveiksle 1.12 pateiktos minėtame darbe nagrinėjamos rotoriaus disbalanso situacijos.

ANSYS programiniu paketu BEM sudaryti rotorų modeliai leidžia tirti ir kombinuotus rotorius, t.y. reaktyvinių variklių rotorius, kurių skirtingos dalys sukasi skirtingu sukimosi greičiu, rotorius sudaro du velenai, kaip parodyta 1.13 paveiksle, vienas ant kito sumontuoti guolių pagalba [71]. Tokių rotorų dinamika itin sudėtinga, bet dėl tokių rotorų taikymo paskirties ją būtina detalai išnagrinėti, siekiant išvengti didelių avarijų eksploatacijos metu. Mokslinėse disertacijose galime aptikti parametrinio rotorų nestabilumo tyrimus [89].

Analizuojant rotorų dinamikos tyrimų publikacijas pastebima, kad nemažą įdirbį pasauliniu lygmeniu, šioje srityje turi ir Lietuvos mokslininkai. Itin didelį indėlį, plėtojant vibro - variklių taikymą, precizinį pozicionavimą, riedėjimo guolių kinematinių virpesių tyrimus šioje srityje pasiekė akademikas K.M. Ragulskis bei jo vadovaujamas mokslinis centras „Vibrotechnika“. Akademiko vykdomi tyrimai aprašomi daugelyje publikuotų mokslinių monografijų, knygų bei mokslinių straipsnių. KTU profesorius R. Jonušas taip pat yra parengęs ne vieną rotorinių sistemų virpesių tyrimams dedikuotą knygą ar mokslinę publikaciją. Tarp Lietuvos mokslininkų, kurie pašventė savo mokslinę veiklą rotorinių sistemų dinamikos ir diagnostikos tyrimams būtina paminėti ir KTU profesorius A. Jurkauską, J. Vobolį, VGTU mokslininkus V.Vekerį bei M. Jurevičių. Klaipėdos universitete rotorų dinamikos ir diagnostinių tyrimų sritį plėtoja jaunu, tačiau nemažą praktinę patirtį turinčių mokslininkų kolektyvas. Rotorių dinamikos tyrimų grupę sudaro dr. P.Mažeika, dr. M.Vasylius ir dr. V.Kartašovas.

Mokslinėje periodikoje dažnai publikuojami ir programinės įrangos plėtotojų darbai, kurie skirti parodyti, kaip plėtojama programinė įranga vertina dinaminį atramų guolių standį, esant itin dideliems sukimosi greičiams, kaip įvertinamas riedėjimo guolių radialinis tarpelis. Tokiems tyrimams, kaip ir daugeliui kitų tyrimų dažniausia pasitelkiama vertikaliais rotoriais, siekiant išvengti rotorų dinamikos, kurią gali įtakoti gravitacija, veikianti radialia sukimosi ašies kryptimi [70].

## 1.2. ROTORINIŲ SISTEMŲ DIAGNOSTIKA

Rotorinių sistemų diagnostika yra neatsiejama šiuolaikinių rotorinių sistemų eksploatacijos proceso dalis. Todėl būtina paminėti galimus rotorijų diagnostikos būdus bei panagrinėti kai kurių jų populiarumo priežastis ir plėtojimo tendencijas šiuolaikiniuose mokslo darbuose. Rotorinių sistemų diagnostika yra vienas iš techninės būklės vertinimo būdų, kuris dažniausia naudojamas keliose, rotorinių mašinų techninės būklės vertinimo stadijose. Diagnostika dažniausia naudojama vertinant pradines mašinos eksploatacijos charakteristikas, atliekant įrenginio stebėseną, pakitus įprastiems įrenginio eksploatacijos parametrams arba periodiškai, siekiant įvertinti techninę mašinos būklę. Rotorinių mašinų diagnostika apima šiuos neardomosios kontrolės būdus:

- įrenginio darbgebos diagnostika – įrenginio technologinių parametru stebėseną;
- tribologinių savybių vertinimas – tepalo tepimo savybių periodinė patikra, tepalo užterštumo patikra (ferografija);
- temperatūrinių įrenginio savybių diagnostika – infraraudonųjų spindulių kamera padarytų įrenginio paviršiaus temperatūros atvaizdų analizė;
- ultragarsinė diagnostika – aukšto dažnio virpesių diagnostika, skirta sausajai trinčiai, rotorinės sistemos elementuose, nustatyti;
- elektros sąnaudų diagnostika – techninė įrenginio būklė nustatoma stebint įrenginio vartojamą elektros galią;
- virpesių diagnostika – rotorinės sistemos techninė būklė vertinama matuojant, vertinant ir analizuojant reliatyviusius veleno kaklelio ir absoliučiuosius rotoriaus atramų virpesius.

Šiame darbe nagrinėjamas paskutinis įvardintas neardomosios kontrolės būdas – mechaninių virpesių matavimo ir gautų matavimų rezultatų analize pagrįstas įrenginių techninės būklės vertinimas. Tai vienas efektyviausių diagnostinių tyrimų galintis suteikti labai daug informacijos apie mašinos techninę būklę. Tačiau šis būdas vienas iš reikliausių, matavimams naudojamos įrangos bei patirties atžvilgiu. Pagrindiniai šio būdo naudojimo aspektai detalai aprašyti tarptautiniame standarte ISO 13373-1:2002 „Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures“ [73], matavimo metu gautų virpesių duomenų analizės būdai detalai aprašyti tarptautiniuose standartuose ISO 13373-2:2005 „Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data“ [74] ir ISO 13379:2003, „Condition monitoring and diagnostics of machines – General guidelines on data interpretation and diagnostics techniques“ [75].

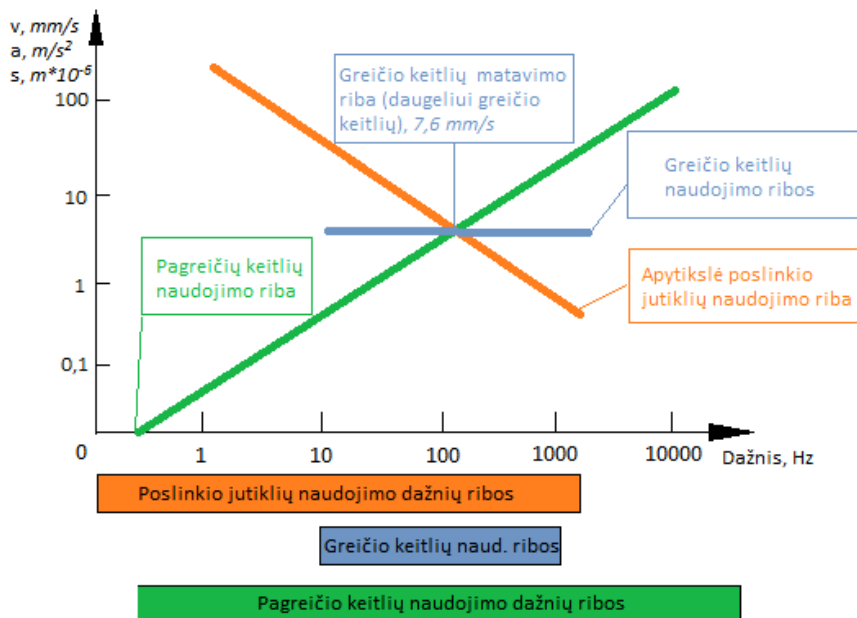
Reikalavimai virpesių matavimo ir stebėsenos įrangai detaliam aprašyti tarptautiniame standarte ISO 2954:2012, „Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery – Requirements for instruments for measuring vibration severity“ [76]. Nepaisant minėtų tarptautinių standartų yra dar nemaža pagalbinių, su jais susijusių tarptautinių standartų, kuriuose detaliam analizuojamas konkrečios įrangos panaudojimas, terminų paaiškinimai, matavimų rezultatų analizė ir interpretavimas. Tačiau mus domina konkretūs standartai, kuriuose detaliam aprašoma įranga, kurios virpesius siekiama nustatyti, šios įrangos virpesių matavimo technika, įrenginiai, leistinos matavimų reikšmės bei rezultatų interpretacija. Pagal virpesių matavimo techniką ir naudojamą įrangą, diagnostinius tyrimus galima suskirstyti į dvi grupes, tai: besisukančių rotorinės sistemos dalių, reliatyvių virpesių matavimas ir absoliučiujių virpesių matavimas ant nesisukančių rotorinių sistemų dalių. Reliatyviųjų virpesių matavimas, vertinant rotorijų velenų kaklelio virpesius atramų atžvilgiu aprašytas tarptautiniame standarte, kurį sudaro 5 – ios esminės dalys:

- ISO 7919-1:1996 „Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 1: General guidelines“ [77];
- ISO 7919-2:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min“ [78];
- ISO 7919-3:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 3: Coupled industrial machines“ [79];
- ISO 7919-4:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings“, [80];
- ISO 7919-5:2005 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants“, [81].

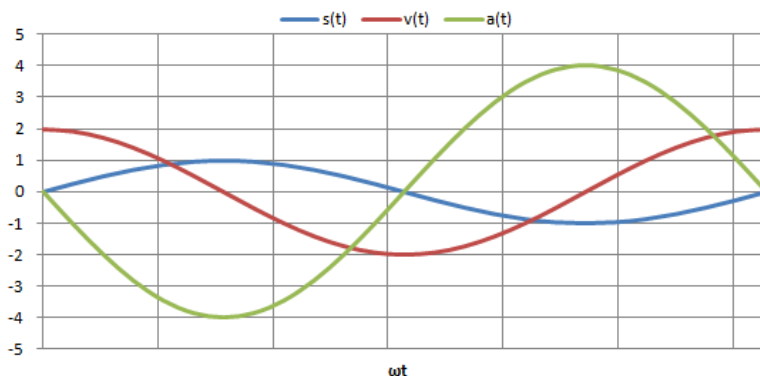
Minėtas standartas apima daugelį energijos gavybos bei pramoninės įrangos įrenginių, tačiau iš esmės yra skirtas rotorijų besisukančių hidro-dinamiuose guoliuose matavimams. Kadangi šis darbas skirtas riedėjimo guolių tyrimams būtina paminėti tarptautinį standartą, kuris detaliam aprašo virpesių matavimus bei matavimo duomenų interpretavimą, matuojant virpesius ant nesisukančių rotorinių sistemų dalių. Šį tarptautinį standartą sudaro šešios esminės dalys:

- ISO 10816-1:1995 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines“, [82];

- ISO 10816-2:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min“, [83];
- ISO 10816-3:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in Situ“, [84];
- ISO 10816-4:2009 „Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings“, [85];
- ISO 10816-5:2000 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants“, [86];
- ISO 10816-6:1995 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW“, [87].



**1.14 Pav.** Virpesių matavimo keitlių ir jutiklių panaudojimo galimybės



**1.15 Pav.** Ryšys tarp virpesių poslinkio, greičio ir pagreičio

Nors beveik visos minėto tarptautinio standarto dalys labiau orientuotos į rotorines sistemas besisukančias riedėjimo guoliuose, tačiau penktoji dalis skirta didelio sukimosi greičio dujų turbinų, besisukančių hidrodinaminuose, guoliuose diagnostikai. Apskritai, kalbant apie virpesių matavimo metodologijas bei įrangą, būtina pabrėžti, kad matavimo įrangos panaudojimo galimybes riboja fizika. Didėjant mechaninių virpesių dažniui, neišvengiamai mažėja šių virpesių poslinkiai. Tad matavimo būdas, matuojant virpesius ant besisukančių rotorinių sistemų dalių galimas tik iki 2000 Hz, tačiau praktikoje naudojamas matuojant virpesius, kurių dažniai nuo 0 iki 1000 Hz, nes esant didesniems virpesių dažniams, virpesių poslinkių reikšmės itin mažos. Be to, poslinkio jutikliai susiję su elektromagnetizmu ir būtina žinoti matuojamo veleno kaklelio magnetines savybes. Taip pat būtina ir jutiklio montavimo vieta guoliavietėje. 1.14 paveiksle pateikta keitlių ir jutiklių praktinio panaudojimo diagrama. Virpesių greičio keitlių panaudojimą riboja jų konstrukcija, virpesių greičių keitliai naudojami iki 10 mm/s virpesių greičio. Tuo tarpu pagreičių keitliai yra viena universaliausių matavimo priemonių, daugeliu pagreičių keitlių galime matuoti nuo 0,5 Hz beveik iki pat pagreičio keitlio elektromechaninio savojo dažnio. Tačiau matuojant absoliučiuosius virpesius sudėtinga išskirti lokalius virpesius atramoje, nes esant nedideliame konstrukcijos standžiui virpesiai pamatu sklinda ir į kitas atramas, be to matavimo rezultatus sunkiau interpretuoti, būtina gerai žinoti visos matuojamos konstrukcijos ypatybes. Tokias kaip savieji konstrukcijos elementų dažniai, kinematiniai guolių dažniai ir kt. Detaliau, ryšį tarp virpesių poslinkių greičių ir pagreičių iliustruoja 1.15 paveikslas. Siekiant detaliau išsiaiškinti ryšį tarp virpesių poslinkių, greičių ir pagreičių paanalizuokime vienetus, kuriais matuojami šie dydžiai praktikoje, atliekant diagnostinius tyrimus. Matuojant veleno kaklelio kinematinę padėtį, veleno atramos atžvilgiu poslinkiai dažniausia matuojami mikrometrais [ $\mu\text{m}$ ], kai virpesių greičiai matuojami milimetrais per sekundę [ $\text{mm/s}$ ], o pagrečiai metrais per sekundės kvadratą [ $\text{m/s}^2$ ]. Pastebima, kad dydžiai skiriasi savo eile, tai iliustruoja paveiksle

1.15 pateiktos kreivės. Kadangi atramas veikiančios tiesiogiai susijusios su pagreičiais, atramų deformacija (atramos guolio darbo elementų deformacija ar tepalo pleištas) yra atramą veikiančios jėgos pasekmė. Be to, didėjant dažniui, mažėja poslinkio mojis. Esant dideliame atramos standumui šis dydis itin mažas. Dėl to, kalbant apie didelio standumo guolius, verta kalbėti apie greičių ir pagreičių matavimus ant nesisukančių rotorinės sistemos dalių. Taip pat pateiktosios kreivės puikiai iliustruoja, kad reikia suvokti ir virpesių fazės charakteristikas. Minėtoje iliustracijoje matome, kad greičio fazinis atsakas per ketvirtį periodo atsilieka nuo poslinkių, o pagreičių net per pusę periodo. Atliekant matavimo metu gautų rezultatų analizę, tai būtina įvertinti.

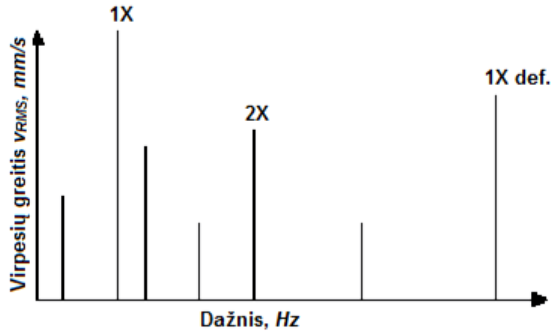
Rotoriai, pagal atramas, kuriose jie sumontuoti, gali būti skiriami į dvi stambias grupes. Tai rotoriai, kurie sukasi slydimo trinties guoliuose, paprastose slydimo atramose, hidrodinaminiuose ar hidrodinaminiuose segmentiniuose guoliuose ir kt. Ir rotoriai, kurie sumontuoti atramose su riedėjimo guoliais. Kadangi darbas labiau orientuotas į rotorius, kurie sumontuoti atramose su riedėjimo guoliais, tad diagnostinių tyrimų apžvalga taip pat fokusuojama į šių rotorių diagnostinių tyrimų ir stebėsenos sistemų apžvalgą. Rotorinės sistemos besisukančios levitacijos pagalba, magnetinėse atramose, šiame darbe nenagrinėjamos, nes tokio tipo rotorinės sistemos, dėl elektromagnetinių atramų energijos sąnaudų, kol kas naudojami itin retai.

Rotoriai, taip pat, gali būti skirstomi pagal atramų pobūdį, pagal juose sumontuotus guolius bei gebėjimą priimti apkrovas skirtingomis kryptimis. Rotorių atramos gali būti skirstomos į radialines, ašines ir universalias (radialines – ašines). Stengiamasi pabrėžti, kad riedėjimo guoliai gali būti orientuoti priimti skirtingo pobūdžio apkrovas, dėl to, kad daugelis tyrimų susijusių su riedėjimo guolių diagnostika yra skirti radialinių guolių tyrimams, šiuo atveju radialiniai – ašiniai bei ašiniai guoliai neretai lieka užmiršti, tačiau būtent tokie guoliai dažniausia naudojami vertikalių rotorių atramose.

Pagrindiniai rotorinių sistemų besisukančių riedėjimo guoliuose diagnostinių tyrimų ir stebėsenos metodai yra aprašomi moksliniuose darbuose, vienas jų dr. P. Mažeikos daktaro disertacija [27], neretai tradiciniai diagnostinių tyrimų metodai pateikiami ir praktiniuose vadovuose ar vadovėliuose. Pabandydysime įvardinti keletą jų: virpesių signalų spektrinės analizės metodas; precesijos virpesių analizės metodas; virpesių formos faktoriaus metodas, gaubiančiosios metodas; akustinės emisijos metodas; smūginių impulsų metodas. Būdas, kurie populiariausi atliekant rotorių diagnostiką ant nesisukančių rotorinių sistemų dalių paanalizuosime detaliau.

Virpesių signalų spektrinės analizės metodas. Tai Greitos Furje Transformacijos *GFT* pagalba gautų spektrų analizės metodas [28, 29]. Metodas pagrįstas virpesių greičių ar pagreičių lygių analize, siejant spektro reikšmes su

kinematiniais defektų pasireiškimo dažniais. Riedėjimo guolių diagnostiniuose tyrimuose šie dažniai dažniausia – vidinio riedėjimo guolio žiedo prabėgimo dažnis,  $H_z$ ; išorinio riedėjimo guolio žiedo prabėgimo dažnis,  $H_z$ ; riedmens vieno taško prabėgimo dažnis,  $H_z$ . Metodo esmė vaizdžiai perteikiama 1.16 paveiksle pateiktu spektru.



**1.16 Pav.** Virpesių signalų spektras su pateiktomis spektro analizės metodo tiriamomis reikšmėmis

Paveiksle 1.16 žymimos šios dažnių reikšmės: 1X – synchroninis rotoriaus sukimosi dažnis, 2X – synchroninio sukimosi dažnio antra kartotinė; 1X def. išorinio riedėjimo guolio žiedo takelio defekto, riedmens prabėgimo dažnis. Metodas vystėsi kartu su kompiuterinės technikos raida, nes GFT transformacijos esant dideliame duomenų srautui, reikalauja geros skaičiavimo technikos. GFT diskretinimas paremtas langinimo funkcijomis, kurios detalčiau aprašomos šio darbo 3.1. skyriuje.

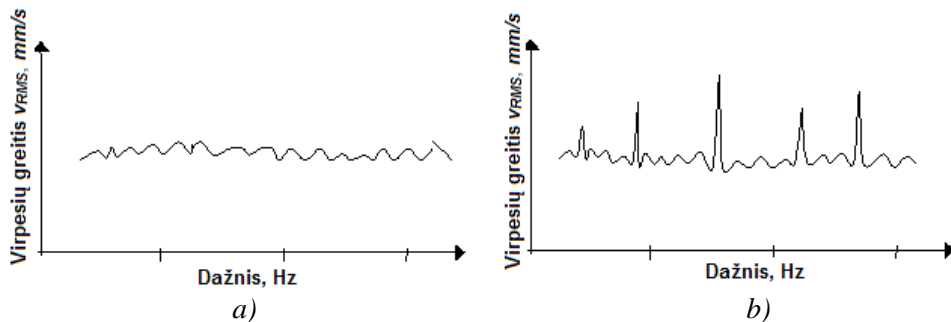
Dažniausia GFT spektrams sudaryti, rotorinių sistemų diagnostikoje naudojamas Hanning langas, dėl to, kad gaunamas gan tikslus dažnis, geras gretutinių atsako bangų slopinimas. Metodas naudojamas nuo 6 – ojo dešimtmečio pabaigos, ir šiandien šis metodas yra vienas dažniausiai naudojamų, dėl savo patikimumo. Kuriant naujus diagnostinių tyrimų metodus, kombinuojamas šis ir kiti rotorinių elementų diagnostinių tyrimų metodai. Garsiausi guolių gamintojai netgi pateikia santykinės reikšmės – daugiklius, iš kurių padauginus synchroninio sukimosi greičio dažnį galime gauti riedėjimo guolio defekto dažnį, nenaudodami sudėtingesnių matematinių skaičiavimų. Toks, pirminis dažnio įvertis nėra tikslus, esant aukštesniems virpesių dažniams, tačiau pakankamas riedėjimo guolių elementų defektams identifikuoti. Garsūs universalių, pramoninių diagnostinių įrenginių gamintojų į savo naujausią įrangą netgi įdiegia duomenų bazes, su guolių defektų ir jų kartotinių dažniais, taip defektų diagnostika, pasitelkiant šį metodą tampa prieinamesne ir naudojama itin noriai. Metodo trūkumas – santykinai mažas jautris lyginant su labiau laikui imliais diagnostinių tyrimų metodais.

Smūginių impulsų diagnostinių tyrimų metodas (SPM – Shock Pulse Method) – tai metodas, pagrįstas aukšto dažnio virpesių analize. Metodo esmė – iš esamo

virpesių signalo eliminuojami žemesnio dažnio, su rotorinės sistemos darbu susiję virpesiai, likęs signalas tai darbo grandžių smūgių signalas. Metodas tinkamas lėtaveiksmėms rotorinėms sistemoms, metodas gelbsti nustatant riedėjimo guolių tepimo trūkumą. Metodą plėtoja SPM Instrument [88].

Būtina paminėti ir lėtaveiksmių mašinų riedėjimo guoliams skirtų diagnostinių tyrimų metodų. Vienas jų ADASH įmonės sukurtas ir plėtojamas ACMT (ADASH Compressed Time) metodas, kurio esmė labai panaši į smūginių impulsų metodą. Iš bendrojo virpesių pagreičio signalo laike eliminuojamas sinchroninio mašinos dažnio signalas, taip gaunamas laiko signalas, su besikartojančiu rotorinės sistemos darbo grandžių defektų indikacijomis [90].

Virpesių gaubiančiosios metodas [30]. Šis metodas pagrįstas GFT spektro linijų moduliacijos analize. Geriausi rezultatai pasiekiami analizuojant susiaurinto, svarbaus dažnių diapazono spektrą, sekant jo tam tikrų reikšmių moduliaciją. Metodo esmė iliustruojama 1.17 paveiksle.

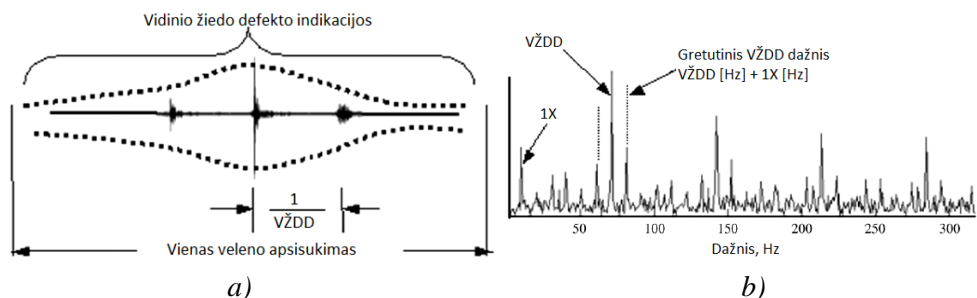


**1.17 pav.** Virpesių signalų spektrai: *a)* virpesių greičių  $v_{RMS}$  spektras kai signalas nemoduliuoja; *b)* virpesių greičių  $v_{RMS}$  spektras kai signalas moduliuoja

Nagrinėjant žinomus, paplitusius, rotorių su riedėjimo guoliais diagnostinių tyrimų metodus negalime nepaminėti darbų kurie yra šios srities pamatas. Vienas jų R.Randall [29] parengtas rotorių diagnostinių tyrimų vadovas.

Šiame praktiniame vadove pateikiamos pagrindinės riedėjimo guolių diagnostikos priemonės bei metodai. Detaliai aprašomi radialinių riedėjimo guolių defektų indikacijų aptikimo metodai analizuojant skirtingus diagnostinių tyrimų duomenis, kurių pagrindiniai yra GFT spektrogramos bei pagreičių signalas laiko atžvilgių.





**1.18 pav.** Riedėjimo guolio vidinio žiedo defekto virpesių signalas *a)* defekto virpesių signalas laike; *b)* defekto virpesių signalo GFT spektras;

Nemažiau svarbūs ir šio autoriaus kiti darbai skirti naujų diagnostinių tyrimo metodų plėtojimui. Vienas jų skirtas gerinti riedėjimo guolių defektų aptikimą, naudojant kombinuotą mažiausios entropijos ir spektrinės defekto signalo formos metodą [32]. Panašius, naujus diagnostinių tyrimų metodus, kurie vystomi virpesių signalo formos pagrindu, plėtoja ir kiti autoriai [33]. Paveiksle 1.18 pateiktas *a)* riedėjimo guolio vidinio žiedo defekto virpesių signalas laiko atžvilgiu, *b)* riedėjimo guolio vidinio žiedo defekto GFT spektras.

Taip pat, svarbus šio autoriaus su bendraautoriais darbas, kuris skirtas riedėjimo guolių defekto vystymosi tyrimams, savo darbuose autorius aprašo kaip tinkamai apdorojus defekto virpesių signalą galima preliminariai nustatyti riedėjimo guolio defekto dydį, sekti defekto vystymąsi [34].

Kiti žinomi tyrėjai, tokie kaip D.E.Bentley [31] plėtoja riedėjimo guolių diagnostinių tyrimų metodus pagrįstus poslinkio matavimais. Siūlomas riedėjimo guolių vidinio ir išorinio žiedo virpesių poslinkių mojo  $S_{p-p}$  matavimo metodas. Metodas sutrumpintai originalo kalba vadinamas REBAM (angl. Rolling element bearing activity monitoring). Metodas siūlo matuoti virpesių poslinkių amplitudes, kurios atsiradus defektui išauga 2 – 5 kartus. Metodas inovatyvus, tačiau kaip ir daugelis siūlomų metodų turi trūkumą, guolio elementų tarpusavio poslinkiai priklauso nuo guolių veikiančios apkrovos, dėl to šis metodas negali būti taikomas dinamiškai apkrautų guolių diagnostiniams tyrimams.

Tarp plėtojamų, naujų diagnostinių tyrimų metodų vis dažniau pastebimi diagnostinių tyrimų metodai pagrįsti dirbtinių, neuroninių tinklų panaudojimu bei hibridiniai, apjungiantys kelis diagnostinius metodus.

Dirbtinių neuroninių tinklų panaudojimas analizuojant virpesių signalą laiko atžvilgiu aprašomas B. Samanta ir K. R. Al-Balushi moksliniame darbe [32]. Kitame darbe siūlomas tikimybių teorijos ir neuroninių tinklų naudojimas riedėjimo guolių diagnostiniams tyrimams [33].

Riedėjimo guolių diagnostika nėra nauja tyrimų sritis, tačiau jos istorija skaičiuoja vos daugiau nei 50 – imt metų. Šios srities vystymosi galimybės labai

priklauso nuo IT technologijų vystymosi spartos. Vystantis IT technologijoms vystosi ir keitlių bei jutiklių konstrukcija, analizatorių ir kaupiklių darbo ir duomenų perdavimo greitis, virpesių signalų apdorojimo galimybės. Spartėjant apdorojimo galimybėms atsiranda ir naujų rotorinių gedimo diagnostikos būdų, virpesių duomenų vystymo formatų. Mokslinėse publikacijose galime aptikti tyrimų kuriuose, kuriami nauji statistiniai kaskadų ir spektrų vystymo ir analizės metodai [44, 45]. Mokslinėje spaudoje taip pat publikuojami darbai skirti skirtingų riedėjimo guolių defektams tirti naudojant analitinius ir baigtinių elementų modelius [46, 47]. Ženklių indėlių riedėjimo guolių su įvairiais defektais tyrimuose yra įdėjęs R. B. Randall su kolegomis ir kiti pasaulinio lygio tyrėjai [52, 53], tačiau šie darbai pačių guolių defektų indikacijoms, skirtinguose duomenų formatuose aptikti, bet nėra susieti su rotorinių dinamika. Dinamikai tirti taip pat skirtas ne vienas pasaulinio lygio mokslinis darbas, publikuotas patikimuose pasauliniuose leidiniuose. Analizuojant juos galime aptikti ir vieną kitą darbą, skirtą vertikalaus rotoriaus diagnostiniams tyrimams, vienas jų skirtas laksčių, vertikalių rotorinių diagnostiniams tyrimams vystyti [52]. Mokslinėse publikacijose galime aptikti ne vieną darbą skirtą riedėjimo guolių susidėvėjimo problemoms tirti, vienas iš dažniausiai pasitaikančių susidėvėjimo reiškinų – radialinio tarpo didėjimas [53, 54]. Chaotiška riedmenų kinematika, rotorinėse sistemose sumontuotose riedėjimo guoliuose, dėl netiesiškumų, kurie atsiranda didėjant radialiniams ir ašiniams tarpams guoliuose ar esant prastesniam guolių tepimui, taip pat atkreipia tyrėjų, besidominčių rotorinių sistemų diagnostiniais tyrimais, dėmesį. Ši problema aktuali, nes minėtieji reiškiniai labai išaugina virpesių lygį aukštesnių dažnių ribose, o tai labai apsunkina tokių rotorinių sistemų gedimų diagnostiką [55, 56]. Mokslinėje spaudoje galima aptikti ir darbų, skitų riedėjimo guolių defektų vystymosi sąryšio su diagnostikos indikacijų pokyčiais tirti. [57].

Virpesių signalo analizė yra vienas iš labiausiai paplitusių diagnostinių tyrimų bei stebėsenos atlikimo būdų, technologinės įrangos techninei būklei nustatyti [58, 59]. Daugelis mašinų techninės būklės diagnostinių tyrimų vadovaujasi originalaus mechaninių virpesių signalo analize, tiriamas virpesių signalas laiko atžvilgiu, ar dažnių atžvilgiu, analizuojant virpesių parametrų amplitudžių moduliavimą ar kitus duomenis gautus skaitmeninio apdorojimo būdu [58, 59]. Riedėjimo guolių defektų diagnostika, pasitelkiant virpesių signalų analizę, nėra nauja tyrimų sritis ji skaičiuoja jau kelis dešimtmečius, tačiau sparčiai tobulėjant tolydaus signalo diskretinimo būdams plečiasi ir šio signalo apdorojimo galimybės [62, 63, 64, 65]. Naudojant įvairius signalo apdorojimo filtrus taip pat dažnai gaunami puikūs riedėjimo guolių defektų identifikavimo rezultatai [66, 67]. Daug galimybių rotorinių mašinų, riedėjimo guolių diagnostiniuose tyrimuose, atveria neuroninių tinklų panaudojimas, taip pat „Support Vector Machine“ technikos ar kombinuotų

diagnostinių metodų atsiradimas [66, 67, 68, 69]. Visi išvardinti rotorinių sistemų diagnostinių tyrimų būdai neretai rodo puikius rezultatus atliekant tyrimus laboratorinėmis sąlygomis, tačiau taikant juos pramonėje dažnai susiduriama su įvairiais sunkumais.

Tarp naujų plėtojamų diagnostinių tyrimų metodų daugelis jų pagrįsti naujomis signalo apdorojimo galimybėmis. Nemaža jų turi trūkumų dėl siaurų panaudojimo galimybių.

### **1.3. IŠVADOS**

- Išnagrinėjus mokslinėje literatūroje išdėstytus rotorinių dinamikos tyrimų mokslo pagrindus bei jo vystymosi etapus, išanalizuota šio mokslo vystymosi raida apžvelgti ir išanalizuoti šiuolaikiniai rotorinių dinamikos tyrimo metodai ir priemonės. Nustatyta, kad rotoriniai, su vertikalia sukimosi ašimi, kaip tyrimo objektas, dažniausia nagrinėjami siekiant ištirti precesijos judesį, esant skirtingoms rotoriaus savybėms (masei, masės inercijos momentui, netiesiniam standžiui, kintant slopinimui, esant skirtingai rotoriaus konstrukcijai), arba siekiant išanalizuoti precesijos judesį, esant skirtingam atramų standžio netiesiškumui.

- Išanalizuota mokslinėje literatūroje pateikiama medžiaga, skirta tradiciniams, naujai kuriamiems rotorinių sistemų bei jų elementų defektų diagnostiniams bei techninės būklės stebėsenos tyrimams. Nustatyta, kad rotorinių sistemų techninės būklės identifikavimas ir defektų diagnostika ypač aktualūs kuriant šiuolaikines rotortronines sistemas ir atnaujinant ilgą laiką eksploatuotas. Dėl to, nuolat plėtojami eksperimentiniai tyrimai, tobulinant tradicinius diagnostinių tyrimų metodus ir priemones, siekiant sukurti automatinius netikėtų gedimų prevencijos ir prognozės metodus. Nustatyta, kad laboratorijose naujai kuriami diagnostinių tyrimų metodai, laboratorinėmis sąlygomis rodę teigiamus rotorinių defektų identifikavimo rezultatus, ribotai realizuojami praktikoje, kai tyrimai atliekami in Situ. Taikant kuriamus diagnostinių tyrimų metodus praktikoje, tinkamai neįvertinama rotorinių dinamika, kas ir apsunkina, taip pat ir riboja šių defektų diagnostinių metodų naudojimą. Išanalizavus minėtą mokslinę literatūrą, darbų kuriuose būtų pateikiamos kiekybinės vertikalių rotorinių dinamikos ir jų defektų diagnostinius sąsajos neaptikta.

## **2. TEORINIAI, APIBENDRINTO VERTIKALĀUS ROTORIAUS MODELIO TYRIMAI**

### **2.1. JĒGOS ROTORINĒSE SISTEMOSE**

Virpesiai yra neatsiejama dinaminių sistemų aplinka, kuri dažnai, tinkamai interpretuojant tyrimų duomenis, gali suteikti labai daug informacijos apie stebimą sistemą. Siekiant tinkamai įvertinti stebimos rotorinės sistemos techninę būklę būtina žinoti, kad kai kurie rotorių dinamikos efektai padeda tokią sistemą stabilizuoti, bet yra atvejų, kai sumuojantis šiems efektams galime gauti priešingą reiškinį – savaiminę destabilizaciją. Kaip destabilizuojantys reiškiniai rotorių dinamikoje gali būti įvardijami autovirpesiai, giroskopo efektas, nors daugeliu atvejų jis papildomai slopina. Kaip žinia vertikalūs rotoriai yra jautresni dinaminių apkrovų pokyčiams radialine kryptimi, dinaminio stabilumo atžvilgiu. Todėl būtina tinkamai nustatyti ir įvertinti visus veiksnius galinčius įtakoti šių apkrovų pokyčius.

Vystantis technologijoms, tobulėjant technologinių procesų valdymo galimybėms neišvengiamai keičiasi ir technologinė įranga. Šiuolaikinių puslaidininkių ir IT pagalba galima valdyti technologinius procesus taip, kad kartais technologinis įrenginys gali net kelis kartus viršyti savo projektines apkrovas. Tai įmanoma keičiant technologinio įrenginio asinchroniniam EV tiekiamos elektros srovės dažnį. Kai kurie šiuolaikiniai dažnių keitikliai leidžia padidinti tiekiamos elektros energijos dažnį net dešimt karų, lyginant su standartinio elektros energijos tinklo dažniu. Nors toks ekstremalus technologinio įrenginio našumo padidinimas pramonėje turėtų būti net nesvarstomas, kaip įmanomas, tačiau praktikoje pasitaiko atvejų, kai dėl lygiagrečių technologinių įrenginių našumų skirtumų, ar periodinio kai kurių įrenginių darbo, tenka padidinti tokios įrangos našumą net du ar daugiau kartų. Dėl tokių, šiuolaikiškos technologinės ar pagalbinės laivo įrangos, valdymo galimybių, būtina preciziškai užtikrinti tokių įrenginių techninę būklę. Kuri stebėsenos sistemas gebančias aptikti šių įrenginių rotorinių sistemų gedimus ankstyvoje jų vystymosi stadijoje. Kaip minėta ankstesniuose šio darbo skyriuose, vertikalūs rotoriai yra jautresni dinaminių apkrovų pokyčiui, o dėmesys, tiriant rotorių dinamiką bei diagnostiką mokslo publikacijose ir norminėje dokumentacijoje labiau orientuotas į horizontalias rotorine sistemas. Nors gravitacijai reikliems procesams ar taupant mašinų skyriaus plotą laivuose, neišvengiamai tenka naudoti įrangą su vertikaliai orientuota rotoriaus ašimi.

Šio skyriaus tikslas – teoriškai ištirti, vertikalųjų rotorių, besisukančių netiesinio standumo atramos, dinamiką. Palyginti vertikalųjų ir horizontalųjų rotorių dinamikos ypatumus.

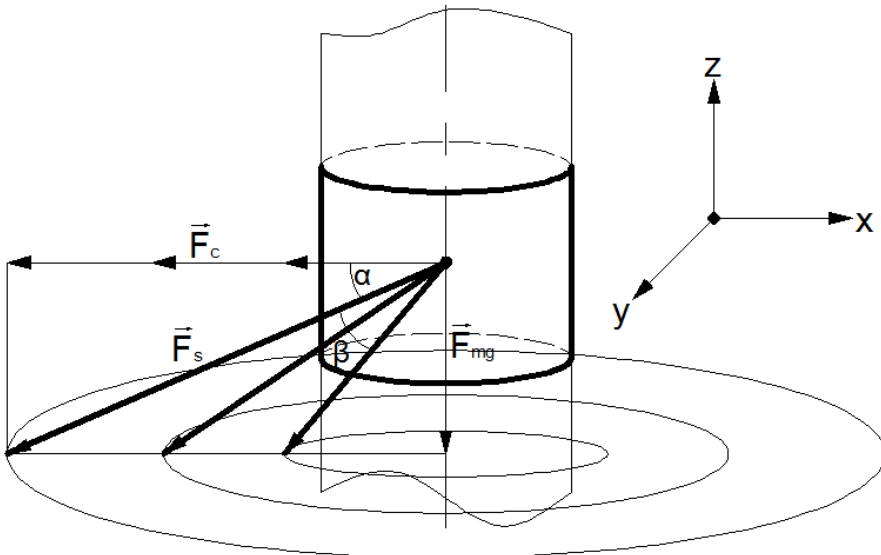
Uždaviniu seka suformuotam tikslui įgyvendinti:

- Nustatyti kokios jėgos veikia vertikalųjų rotorių atramas, palyginti jas su horizontalųjų rotorių atramas veikiančiomis jėgomis, nevertinant rotorių

dinamikos (dinaminio rotoriaus standumo, giroskopo momento, atramų standumo);

- Nustatyti vertikalių rotorių atramas veikiančias jėgas, jų kryptis, veleno poslinkius atramosse bei veleno deformacijas, įvertinant rotorių dinamiką (dinaminį rotoriaus standumą, giroskopo momentą, netiesinį atramų standumą, radialinius tarpus atramosse).
- Vadovaujantis teorinių tyrimų rezultatais, sudaryti vertikalių rotorių atramų guolių gedimų eksperimentinių tyrimų metodiką, leisiančią nustatyti, kaip vertikalių rotorių atramas veikiančių jėgų dydis ir kryptis įtakoja riedėjimo guolių defektų diagnostikos indikacijas.

Analizuojant vertikalių rotorių atramas veikiančias jėgas reikia išskirti dvi šių dinaminį jėgų dedamąsias. Viena dedamųjų tai dinaminė išcentrinė jėga, veikianti atramų guolius dėl liekamojo rotoriaus disbalanso, kita dedamoji – ašinė jėga, veikianti guolių atramas dėl rotoriaus svorio veikiančio atramas ašine kryptimi (2.1. pav.)



**2.1 pav.** Jėgos veikiančios vertikalaus rotoriaus atramas

Analizuodami 2.1. paveiksle pateiktą jėgų schemą matome, kad skirtingai nei horizontalaus rotoriaus sistemose, vertikaliuose rotoriuose, suminė rotoriaus atramas veikianti dinaminė jėga  $F_s$ , keičia padėtį erdvėje, priklausomai nuo išcentrinės, dinaminės jėgos  $F_c$  dydžio. Suminę jėgą  $F_s$  galime užrašyti taip:

$$F_s = \sqrt{F_{mg}^2 + F_c^2} \quad (2.1.)$$

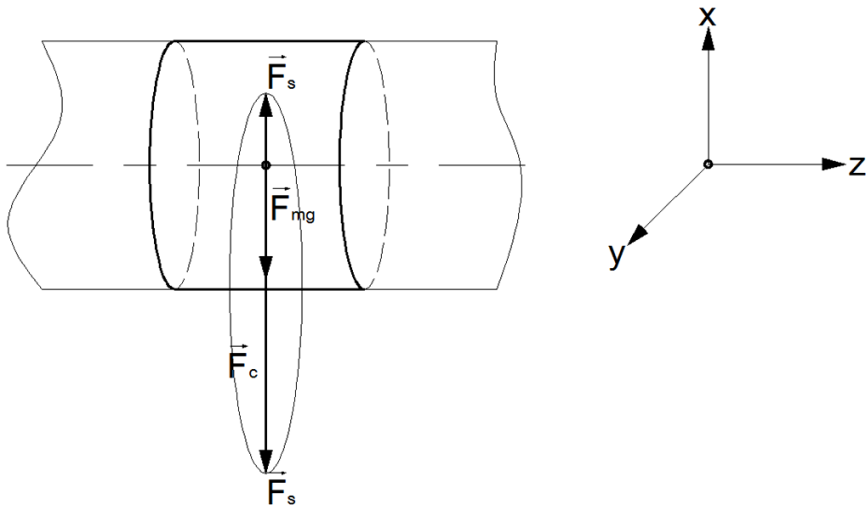
čia:  $F_s$  – suminė dinaminė, vertikalus rotoriaus atramą veikianti jėga,  $N$ ;  $F_{mg}$  – atramos priimama rotoriaus svorio jėga,  $N$ ;  $F_c$  – išcentrinė, dinaminė rotoriaus atramą veikianti jėga, atsirandanti dėl liekamojo rotoriaus disbalanso,  $N$ .

Vertikalaus rotoriaus atramą veikiančios jėgos kampą, kurį jėga sudaro su horizontale galime užrašyti taip:

$$\alpha = \arccos \frac{F_c}{F_s}; \text{ arba} \quad (2.2.)$$

$$\alpha = \arctg \frac{F_{mg}}{F_c}; \quad (2.3.)$$

Didėjant dinaminei išcentrinei jėgai  $F_c$  kinta ne tik suminės dinaminės jėgos  $F_s$  dydis, bet ir kampas  $\alpha$ , kurį suminė dinaminė jėga  $F_s$  sudaro su horizontale. Jėgos kitimą erdvėje puikiai iliustruoja menamos jėgos orbitos, pateiktos paveiksle 2.1. Analizuojant horizontalių rotorių atramas veikiančias jėgas (2.2. pav.) pastebimas skirtumas lyginant suminės jėgos  $F_s$  padėtį erdvėje su vertikalių rotorių atramas veikiančiomis jėgomis. Skirtingai nuo vertikalių rotorių, horizontaliųjų atramas veikiančios jėgos nekeičia padėties rotoriaus sukimosi ašies atžvilgiu, todėl gali būti vaizduojamos plokštumoje, poslinkių orbitų, polinių diagramų ar kitų plokštuminių atvaizdavimo būdų pagalba.



**2.2 pav.** Jėgos veikiančios horizontalaus rotoriaus atramas

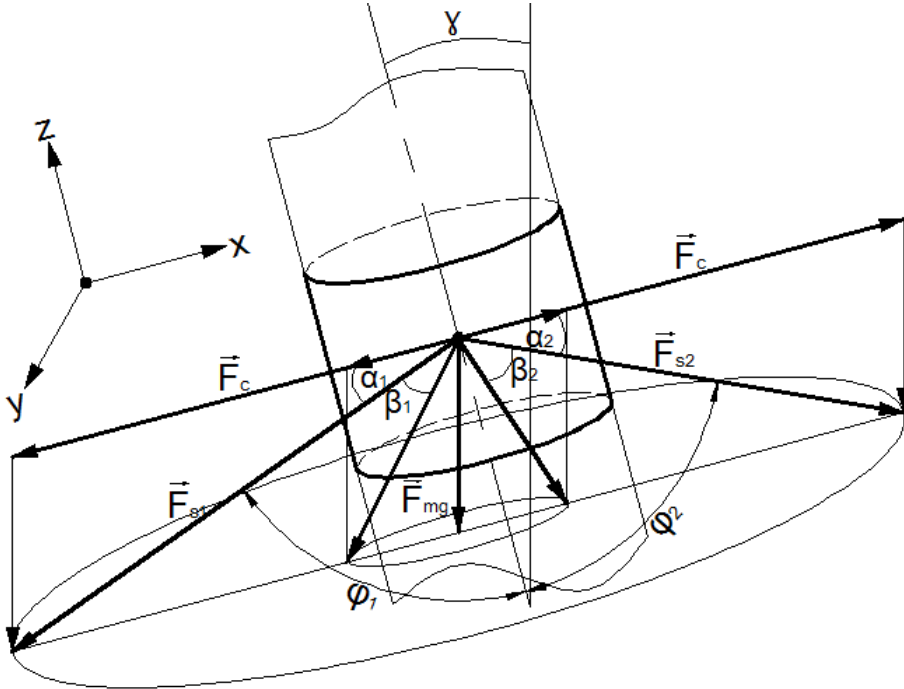
Pramonėje vis dažniau naudojamos technologinės mašinos su vertikaliais rotoriais, kurių elektros variklis valdomas dažnių keitiklių pagalba, technologinis procesas optimizuojamas. Nuosekliai veikiant kelioms technologinėms mašinoms,

keičiantis apdirbamai technologinei masei koreguojamas elektros variklio sukimosi greitis. Dėl to vertikaliuose rotoriniuose sistemose kinta atramas veikiančios jėgos dydis bei padėtis erdvėje. Tai apsunkina tokių rotorinių sistemų diagnostiką, praktikoje pastebėta, kad kintant vertikalių rotorių atramas veikiančių jėgų dydžiui bei kampui su horizontale, kinta ir atramosose sumontuotų riedėjimo guolių defektų indikacijos.

Nagrinėjant problemas susijusias su vertikalių rotorinių sistemų darbu, šių sistemų gedimų diagnostiniais tyrimais ir jų prevencija, praktikoje dažnai pastebima, kad vertikalūs rotoriai turi tik horizontalų pamatą rotorinės sistemos apačioje. Dėl to tokių rotorinių sistemų standumas rotoriaus viršuje itin mažas. Esant ženklioms išcentrinėms jėgoms tokios technologinės mašinos svyruoja savuoju pamato dažniu, taip keisdamos veleno atramas veikiančių jėgų padėtį erdvėje. Su analogiško pobūdžio problemomis susiduriama ir laivyboje. Vidutinio dydžio jūriniuose laivuose itin paplitę vertikalūs separatoriai bei vertikalūs išcentriniai siurbliai. Separatoriai naudojami visų hidraulinių sistemų tepalo darbingumui palaikyti, deginamo kuro (mazuto ar dyzelinio kuro) atskyrimui nuo tankuose susikaupusio kondensato. Vertikalūs išcentriniai siurbliai itin paplitę laivyboje dėl technologinių išcentrinių siurblių ypatybių – taip taupomas variklių skyriaus užstatymo plotas, dauguma tiekiamų skysčių (balastinis vanduo, užbortinis vanduo, geriamasis vanduo, alyvos) tiekiami pasiurbiant iš apačios, tiekiami į aukštesnius laivo denius, kaip žinia išcentrinių siurblių pasiurbimo galimybės yra ribotos (pvz., didžiausi įsiurbimo hidrauliniai nuostoliai tokiuose siurbliuose negali viršyti penktadalio tiekiamo skysčio hidraulinių nuostolių), dėl to papildomi hidrauliniai nuostoliai pasiurbimo vamzdinių alkūnėse nepageidautini. Laivyboje bendro pamato problemos yra aktualios, nes visa pagalbinė įranga sumontuota ant bendro pamato kartu su pagrindinėmis jėgainėmis. Projektuojant vidutinio dydžio laivus, kurie gali plaukti ir vandenyne visos sistemos projektuojamos atsižvelgiant į norminiuose dokumentuose nurodomas galimas papildomas apkrovas dėl supimo. Skirtingų laivų registų norminiai dokumentai nurodo skirtingas reikšmes, galimas skersinis laivo supimas  $15 - 20^\circ$ , išilginis  $12,5 - 15^\circ$ . Taip pat vertinami ir papildomi pagreičiai atsirandantys dėl laivo supimo. Priklausomai nuo įrenginių vietos laivo svorio centro atžvilgiu šios papildomos apkrovos gali siekti 1,0 g vertikalia kryptimi, 0,6 g skersine laivo ašiai kryptimi.

Iš pateikto 2.3. paveikslu matome, kad nors ir neženkliai kintant vertikalių rotorių padėčiai erdvėje atsiranda ašinė ir radialinė dinaminės jėgos, veikiančios rotorių atramas. Dėl suminės dinaminės jėgos dydžio ir padėties kitimo erdvėje rotoriaus veleną veikianti jėga, sinchroniškai veleno sukimuisi, kinta radialine ir ašine kryptimi. Veleną veikiančios jėgos pokytį apskaičiuojame taip:

$$\Delta F_s = F_{s1} - F_{s2} \quad (2.4.)$$



2.3 pav. Jėgos veikiančios vertikalaus rotoriaus atramas esant posvyriui nuo vertikalės

Tuomet jei:

$$F_{s1} = \sqrt{F_c^2 + F_{mg}^2 + 2F_c F_{mg} \sin \gamma} \quad (2.5.)$$

$$F_{s2} = \sqrt{F_c^2 + F_{mg}^2 - 2F_c F_{mg} \sin \gamma} \quad (2.6.)$$

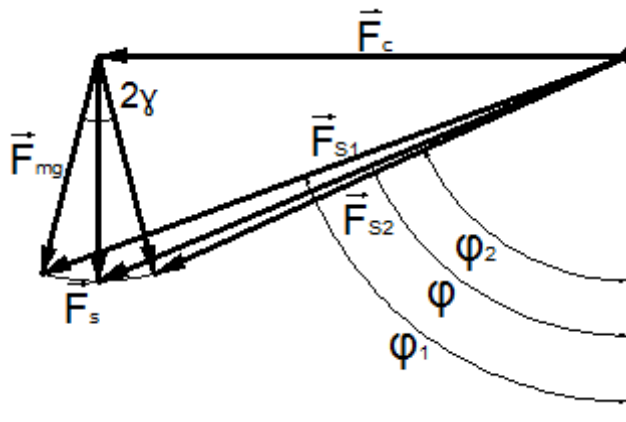
$$\Delta F_s = \sqrt{F_c^2 + F_{mg}^2 + 2F_c F_{mg} \sin \gamma - (F_c^2 + F_{mg}^2 - 2F_c F_{mg} \sin \gamma)} \quad (2.7.)$$

Pertvarkius gauname dinaminės jėgos moją:

$$\Delta F_s = 2\sqrt{F_c + F_{mg} \sin \gamma} \quad (2.8.)$$

Jėgų kitimas ir jų dedamųjų išaiškinimas pateiktas vektorių trikampiuose, paveiksle 2.4.





**2.4. pav.** Vertikalaus, pasvirusio rotoriaus veleną veikiančių jėgų vektorių trikampis

Nagrinėdami 2.4. paveiksle pateiktą jėgų vektorių trikampį galime teigti, nors išcentrinės jėgos dydis  $F_c$  nekinta, esant pastoviam rotoriaus sukimosi greičiu, bet dėl rotoriaus posvyrio kinta suminės dinaminės jėgos dydis ir kryptis, dėl to rotoriaus veleną veikia cikliškai radialine ir ašine kryptimi kintanti jėga. Ašinė jėga, kai vertikalus rotorius pasviręs nuo vertikalės, apskaičiuojama:

$$F_{as} = F_{mg} \cos \gamma \quad (2.9.)$$

Tuomet ašinės jėgos kitimo amplitudė:

$$\Delta F_{as} = F_{mg} - F_{mg} \cos \gamma \quad (2.10.)$$

Ašinė dinaminės jėgos dedamoji kinta diapazone nuo  $F_{mg} \cos \gamma$  iki  $F_{mg}$ . Radialinė suminės dinaminės jėgos dedamoji kinta diapazone nuo  $F_c - F_{mg} \sin \gamma$  iki  $F_c + F_{mg} \sin \gamma$ . Radialinės jėgos kitimo mojis:

$$\Delta F_c = (F_c + F_{mg} \sin \gamma) - (F_c - F_{mg} \sin \gamma) = F_{mg} \sin 2\gamma \quad (2.11.)$$

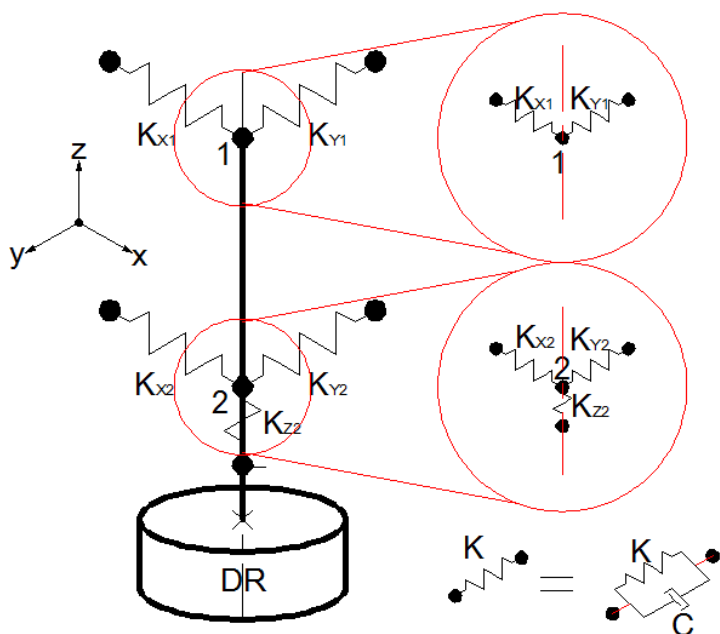
Gautos išraiškos rodo, kad net nevertinant atramų standumo netiesiškumo bei radialinių ir ašinių tarpų, giroskopo momento, rotoriaus standumo pokyčio ir papildomo slopinimo, dėl sukimosi greičio, sistema tampa sudėtinga. Dėl to dinaminė jėgų kitimą tikslinga nagrinėti skaitinių modelių pagalba.

## 2.2. SKAITINIS VERTIKALIAUS ROTORIAUS MODELIS

### 2.2.1. Skaitinio modelio veikimas

Rotorių dinamikos uždavinys, įvertinant naujausius mokslo ištirtus rodiklius, įtakojančius rotorių elgseną, yra kompleksinis, sudėtingas uždavinys. Net vertinant šiuolaikines skaičiavimo technikos galimybes daugelis uždavinių yra neišsprendžiami. Šis uždavinys yra itin svarbus kuriant šiuolaikinį, konkurencingą gaminį. Šiuolaikinei įrangai keliami itin aukšti kokybės, patikimumo ir ilgaamžiškumo reikalavimai, itin svarbi ir kaina. Tokie aukšti reikalavimai rotorinių mašinų kokybei atliepia būtiną, visokeriopą projektuojamų įrenginių įvertinimą projektavimo metu. Rotorinių mašinų šiandien galima sutikti praktiškai visoje pramonėje, energijos gavyboje, laivyboje, vis daugiau rotorinių įrenginių naudojame ir buityje. Rotorių dinamikos analizė apima daugelį rotorinių sistemų savybių ar parametrų, kuriuos būtina įvertinti. Svarbiausiais jų – tikrinių dažnių ir tirkinių formų nustatymas, nemažiau svarbus ir sistemos atsakas į liekamojo disbalanso žadinamą jėgą, jo įtaka dinaminiam stabilumui, pirmame plane yra ir dinaminės jėgos veikiančios rotorių atramas, veleno deformacijos. Pasitelkiant tradicinius matematinius modelius itin sudėtinga objektyviai įvertinti visas išvardintas savybes, siekiant išspręsti iškeltą uždavinį – objektyviai nustatyti išvardintų savybių įtaką vertikalų rotorių dinamikai, nustatyti kaip tai paveikia vertikalų rotorių elementų defektų diagnostiką, pasitelkta skaitiniu modeliu, sudarytu baigtinių elementų metodu, programiniu paketu ANSYS. Fizikinis modelis, kurio pagrindu sudarinėjamas baigtinių elementų modelis pateikiamas 2.5. paveiksle.

Fizikinį rotoriaus modelį sudaro 0,6 *m* ilgio ir 0,02 *m* skersmens velenas sumontuotas dviejose atramose, pirmoji atrama radialinė – turi du radialinius ryšio elementus elementus, statmenoje veleno sukimosi ašiai, plokštumoje, išdėstyti kas 90°, arčiau disko esanti antra atrama turi du radialinio standumo elementus, statmenoje veleno sukimosi ašiai, plokštumoje, išdėstyti kas 90° taip pat ašini standumo elementą. Pirmoji atrama riboja veleno judesį tik radialine kryptimi, antroji tiek radialine tiek ašine. Teorinio modelio tyrime naudotas velenas su darbo ratu, kurio skersmuo 0,15 *m* ilgis 0,025 *m*, ant kurio tvirtinama disbalanso masė, sumontuotu veleno gale, taip pat buvo ištirtas ir Jeffcot tipo rotorius, kurio viena atrama turi radialinį standumą. Tačiau, tokio tipo rotoriai, kurių darbo ratas ant veleno sumontuotas tarp atramų, nėra paplitę tarp vertikalų rotorių, dėl to tokios kompozicijos rotoriams darbe skiriama mažiau dėmesio.



2.5. pav. Fizikinis rotoriaus modelis

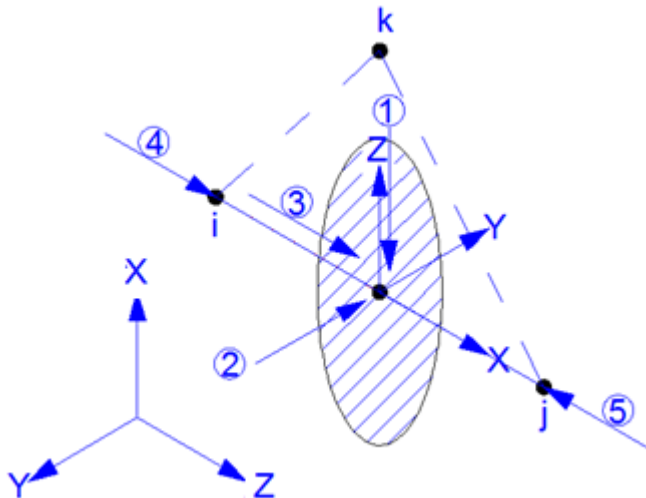
Be to, tokio tipo rotorijų atramas veikia mažesnės radialinės jėgos, dėl to kampas, kurį suminė jėga  $F_s$  sudaro su sukimosi ašimi, kinta mažiau, taip pat tokių rotorijų poslinkių atramos fazės sutampa, skirtingai nei rotoriuose, kurių darbo ratas sumontuotas veleno gale. Atstumas tarp atramų, kai darbo ratas sumontuotas veleno gale –  $0,55\text{ m}$ , atstumas tarp antrosios atramos ir darbo rato  $0,05\text{ m}$ . Tiriant teorinį modelį su Jeffcot tipo rotoriumi atramos išdėstytos veleno galuose, darbo ratas montuojamas ties veleno viduriu t.y.  $0,3\text{ m}$  atstumu nuo abiejų atramų.

Programinis paketas ANSYS leidžia tirti rotorines sistemas naudojant skirtingus tyrimo scenarijus. Galima formuluoti ašiai simetrinį uždavinį, kuris turi stacionarią koordinacijų sistemą ir besisukančią žadinančiąją jėgą ar jėgas, galimi kelis atskirų rotoriaus dalių sukimosi greičiai bei kelios žadinančios jėgos. Žadinanti jėga gali būti užduodama sinchroniška arba nesinchroniška sukimosi greičiui. Toks uždavinio formulavimas reikalauja baigtinių elementų, kurie turi giroskopo matricą. ANSYS programiniame pakete daugelis elementų turi giroskopo matricą. J7 tarpe strypiniai elementai: BEAM4, PIPE16, BEAM188, BEAM189. Sprendžiant užsiduotąjį fizikinį modelį norėdami gauti kuo tikslesnį sprendinį, rotoriaus velenui naudosime strypinius elementus BEAM188, kurie sudaryti vadovaujantis Timošenko strypų teorija, kuri leidžia gan tiksliai įvertinti ne tik skersines ir išilgines, jėgų veikiamo strypo, deformacijas, bet ir gali būti naudojami esant sudėtingo skerspjuvio veleno profiliui. Šis elementas turi 6 laisvės laipsnius ir gali įvertinti ne tik deformacijas erdvėje, bet ir klupimo poveikį. Dėl to, sprendžiant

rotorių dinamikos uždavinius, gaunamas tikslus sprendinys. Klupimas elemente įvertinamas, kaip šlytis tarp elemento pradžios ir pabaigos mazgų.

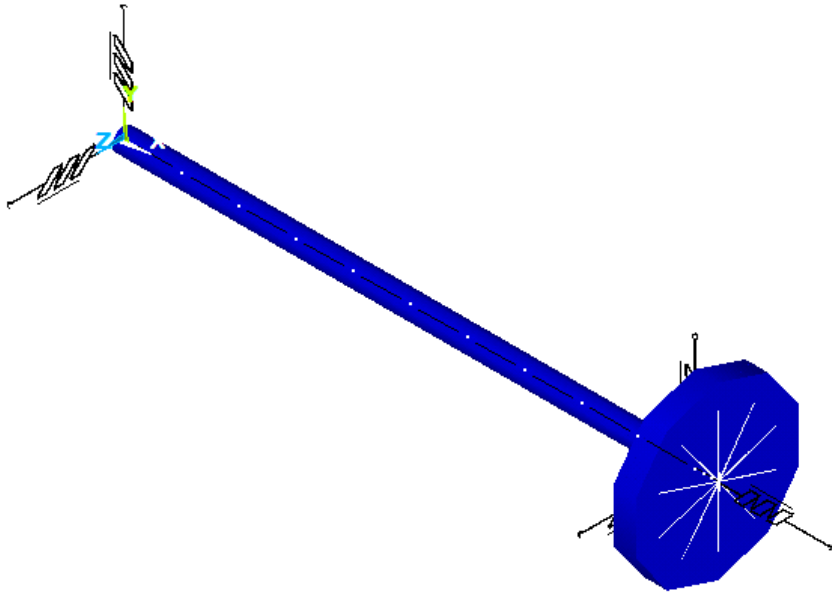
Darbe nagrinėjamo skaitinio rotoriaus modelio velenas sudarytas iš 10 – ies BEAM188 strypo tipo baigtinių elementų, baigtinių elementų kiekis parinktas nedidelis tam, kad skaičiavimuose būtų mažiau apkrauta skaičiavimo įranga. Didesnis elementų kiekis itin svarbus, kai sprendžiant rotoriaus dinamikos uždavinį, norime gauti tikslias skersines veleno deformacijas, tačiau mus domina įtvirtintų mazgų poslinkiai radialine ir ašine kryptimis. Skersinės rotoriaus deformacijos antraeilis šio uždavinio sprendinys. Baigtinio elemento BEAM188 schema pateikiama 2.6. paveiksle.

Rotoriaus darbo ratas – diskas ant kurio montuojama žadinančioji disbalanso masė, skaitiniame modelyje taip pat sudarytas iš 3 strypinių BEAM 188 elementų. Tipiškai, sprendžiant tokio tipo uždavinius programiniame pakete ANSYS, naudojamas koncentruotos masės elementas MASS21, kuris aprašomas inercijos momentais erdvėje bei koncentruota mase.



2.6. pav. Strypinis rotoriaus veleno elementas

Tačiau siekiant sutaupyti laiko, kurio metu skaičiuotume inercijos momentus naudojame strypinius elementus, kurių inercijos momentus apskaičiuoja programinės įrangos paketas. Toks uždavinio formulavimas sutaupo asmens, operuojančiojo skaičiavimo programa, laiką, tokiu būdu formuluojant uždavinį skaičiavimo įrangą papildomai apkrauną neženkliai.



**2.7. pav.** Skaitinis modelis sudarytas baigtiniais elementais programiniame pakete ANSYS

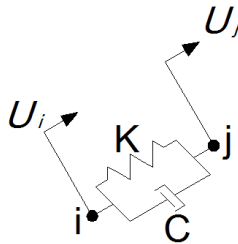
Elementas BEAM188 globalioje koordinacijų sistemoje aprašomas  $i$  ir  $j$  mazgais, mazgas  $k$  yra statmenas strypinio elemento ašiai ir nurodo elemento orientavimą erdvėje. Mazgas  $k$  naudojamas tik sprendžiant erdvinio pobūdžio uždavinius siekiant tiksliau nusakyti elemento orientavimą. Strypinis elementas BEAM188 yra pirmos eilės Timošenko strypų teorijos pagrindu aprašomas elementas, kuris naudoja vieną integravimo tašką. Pagrindines jo savybes nusako:  $G$  – šlyties modulis,  $A$  – skerspjūvio plotas,  $L$  – elemento ilgis (atstumas tarp elemento  $i$  ir  $j$  mazgų),  $EI$  – standumas lenkiant.

Siekiant gauti tikslesnį rotorių dinamikos uždavinio, kurio fizikinio modelio principinė schema pateikta 2.5. paveiksle, sprendinį, rotoriumi įtvirtinti naudosime netiesinio standumo elementus COMBIN39, kartu su standumo – slopinimo elementais COMBIN14.

COMBIN14 yra tiesinis standumo – slopinimo elementas, baigtinių elementų modelyje jis naudojamas tik kaip slopinimo elementas, šio elemento standumas modelyje lygus nuliui. COMBIN14 gali būti naudojamas kaip išilginis arba sukamas standumo slopinimo elementas, kuris gali būti taikomas tiesiniams, plokštuminiams, taip pat ir erdviniams modeliams. Jei elementas naudojamas, kaip išilginis standumo – slopinimo elementas, jis gali būti tiek tempiamas tiek ir gniuždomas.

Elementas gali turėti iki trijų laisvės laipsnių, priklausomai nuo uždavinio formulavimo. Kai elementas naudojamas kaip slopinimo elementas, slopinimo

reikšmė įtraukiama į globalią konstrukcijos slopinimo matricą, slopinimo jėga gali būti apskaičiuojama pagal (2.12) pateiktą išraišką. Elemento padėtis erdvėje aprašoma mazgų  $i$  ir  $j$  koordinatėmis. Elemento schema pateikiama paveiksle 2.8.

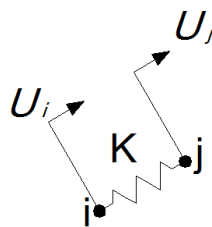


**2.8. pav.** Standumo – slopinimo ryšio elementas naudojamas baigtinių elementų modelyje

$$F_{Lij} = \begin{cases} -k(u_i - u_j) / dt \\ -c(u_i - u_j) / dt \end{cases} \quad (2.12.)$$

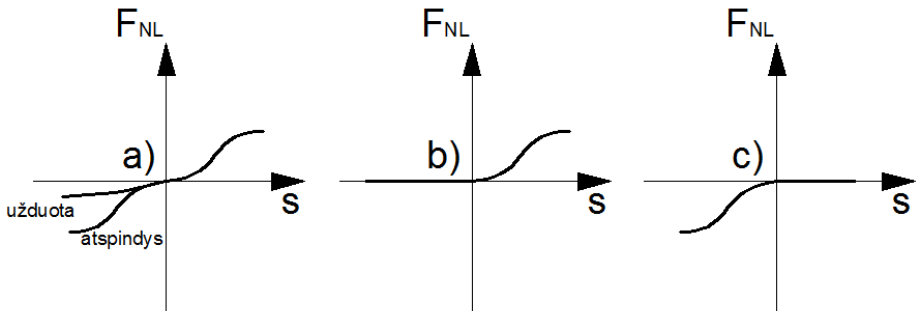
COMBIN39 – netiesinio standumo elementas. Baigtinių elementų modelyje naudojamas lygiagrečiai su standumo – slopinimo elementais COMBIN14, rotoriaus įtvirtinimui atramos. Netiesinio standumo elementai naudojami radialinėmis ir ašine kryptimis. 2.7. pateikiamas baigtinių elementų modelio atvaizdas.

Netiesini standumo elementas COMBIN39 erdvėje nusakomas mazgų  $i$  ir  $j$  padėtimi. Elemento schema apteikta 2.9. paveiksle. Elementas gali būti naudojamas tiesiniams, plokštuminiams ar erdviniais uždaviniais. Kiekvienas elemento mazgas, priklausomai nuo uždavinio formulavimo, gali turėti 1 -  $\alpha$ , 2 -  $u$  ar 3 laisvės laipsnius.



**2.9. pav.** Netiesinio standumo ryšio elementas naudojamas baigtinių elementų modelyje

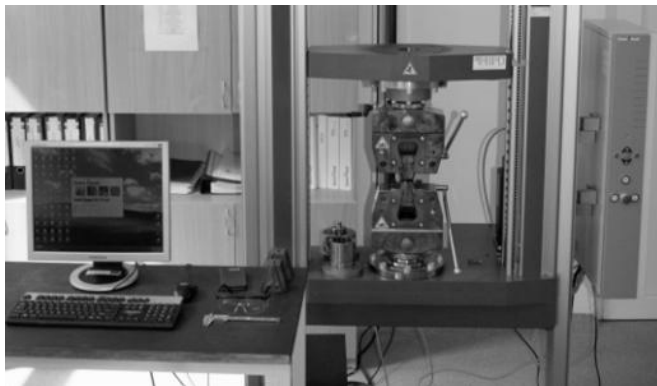
Elementas COMBIN39 gali būti naudojamas kaip elementas, kuris tik tempiamas arba tik gniuždomas, taip pat gali būti naudojamas ir tempimui gniuždymui kartu. Elemento standumo kreivė aprašoma 20 – čia taškų, elemento veikimo galimybes iliustruoja paveikslas 2.10. Elementas taip pat gali būti naudojamas ir didelių poslinkių uždaviniuose.



**2.10. pav.** Galimos netiesinio standumo elemento veikimo jėgos – poslinkių kreivės a) tempiamas – gniuždomas elementas; b) tempiamas elementas; c) gniuždomas elementas;

Elementas COMBIN39 gali būti tempiamas ir gniuždomas, tempimo ir gniuždymo kreivės gali būti simetriškos arba skirtingos, kaip parodyta 2.10. a) paveiksle. Taip pat elementas gali veikti tik tempiamas, tai iliustruoja 2.10. b) paveikslas arba gniuždomas, jėgos – poslinkio kreivė pateikta 2.10. c).

Elemento COMBIN39, netiesinio standumo kreivės reikšmės, užduotos tiriant teorinį modelį buvo išmatuotos universalio mechaninių bandymų mašina Zwick/Roell Z100, nuotrauka pateikta paveiksle 2.11.

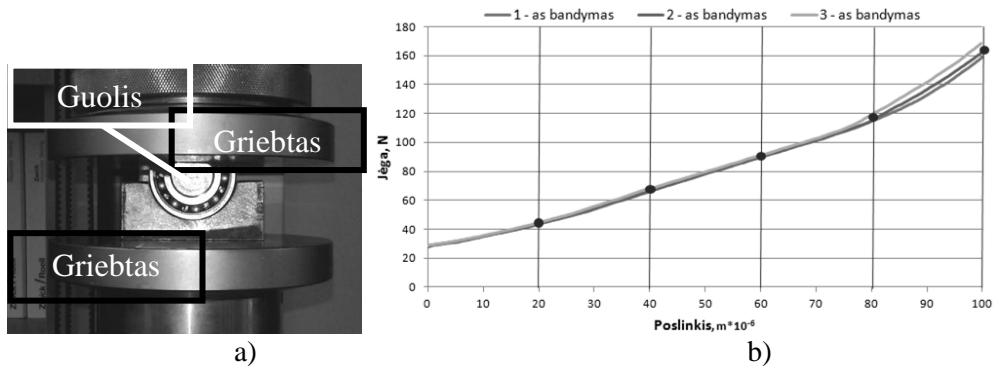


**2.11. pav.** Universali mechaninių bandymų mašina

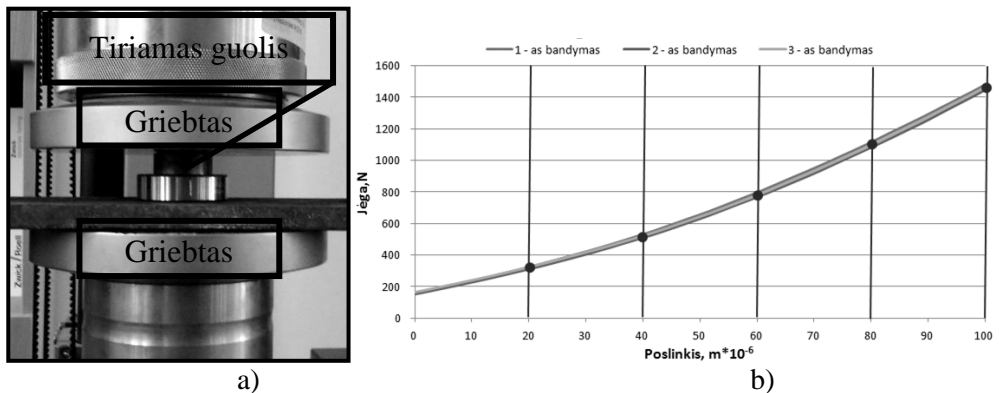
Sudarius baigtinių elementų modelį pateiktą 2.7. paveiksle, modelio sprendimui sukuriamas sprendimo scenarijus, pateiktas 2.11. paveiksle, pagal šį scenarijų, vienos baigtinių elementų modelio analizės rezultatai perkeltami į kitą analizę.

Radialiajam guolio standumui aprašyti buvo naudojama 5 taškų standumo kreivė. Apkrovos – poslinkių kreivė bei nuotrauka, kurioje atvaizduotas radialaus standumo matavimo bandymas, pateikiama paveiksle 2.12. a). Guolio standumas radialia kryptimi buvo matuojamas tris kart, nors kreivės beveik identiškos,

standumo kreivei aprašyti buvo imamos vidutinės rezultatų reikšmės. Taškai, kurių reikšmės naudojamos guolio standžiui aprašyti pažymėti paveiksle 2.12. b).



2.12 pav. a) radialiojo guolio standžio matavimo bandymas; b) radialiojo standžio matavimų kreivės



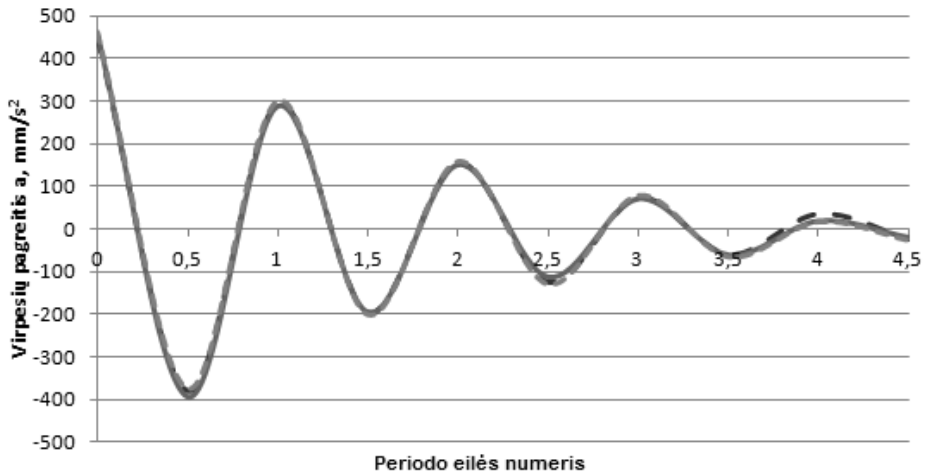
2.13 pav. a) Ašinio guolio standžio matavimo bandymas; b) ašinio standžio matavimų kreivės

Apkrovos – poslinkių kreivė bei nuotrauka, kurioje atvaizduotas ašinio standumo matavimo bandymas pateikiama paveiksle 2.13. a). Guolio standumas ašine kryptimi buvo matuojamas tris kart, standumo kreivei aprašyti buvo imamos vidutinės rezultatų reikšmės. Taškai, kurių reikšmės naudojamos guolio standžiui aprašyti, pažymėti paveiksle 2.13. b).

Tiriamos rotorinės sistemos slopinimo vertinimas įgyvendintas atliekant smūginio žadinimo eksperimentą, pagal CTC (JAV) kompanijos parengtą metodiką. Ant rotorinės sistemos sumontuotais pagreičių keitliais, kurių sumontavimo schema pateikiama 3.1.1 skyriuje, išmatavus smūginio žadinimo virpesių pagreičius, gautas virpesių pagreičių signalas programinės įrangos OROS NVGate pagalba išsididindamas, taip, kad būtų matomas rotorinės sistemos savasis dažnis laiko signale, smūginio sužadavimo metu. Apdorojant signalą programine įranga naudojami žemo ir aukšto dažnio atskyrimo filtrai, kad signale nesimatytų kitų rotorinės sistemos kinematinėjų dažnių. Smūginio žadinimo pagreičių signalas laike



pateikiamas 2.14 paveiksle. Kaip galime pastebėti 2.14 paveiksle, smūginis žadinimas buvo atliktas tris kartus, tam, kad būtų galima tiksliau nustatyti sistemos slopinimą.



**2.14 pav.** Smūginio žadinimo eksperimentinis bandymas rotorinės sistemos slopinimo nustatymui

Iš smūginio žadinimo laiko signalo apskaičiuojamas virpesių pagreičio logaritminis dekrementas. Logaritminio dekremento skaičiavimams naudotą matematinę išraišką pateikiama (2.13).

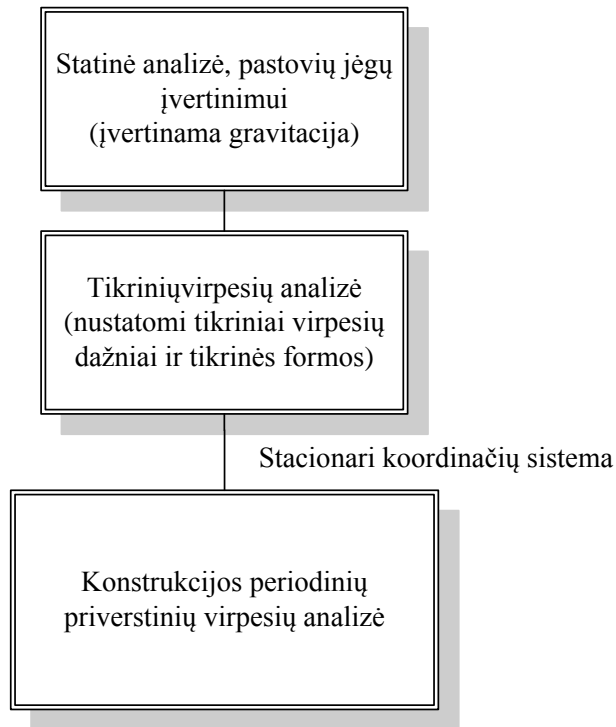
$$\log\_dec = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{A_0}{A_n} = \frac{1}{3} \cdot \ln \frac{465,85}{74,391} = 0,6115 \quad (2.13.)$$

Kur  $\log\_dec$  – logaritminis dekrementas,  $n$  – virpesių periodą nurodantis žymuo,  $A_0$  – virpesių pagreičio amplitudė sužadavimo metu,  $mm/s^2$ ,  $A_n$  –  $n$  – tojo periodo virpesių pagreičio amplitudė,  $mm/s^2$ .

Tuomet virpesių slopinimo koeficientas apskaičiuojamas pagal (2.14.) pateiktą matematinę išraišką.

$$C = \frac{\log\_dec}{2\pi} = \frac{0,6115}{2 \cdot 3,142} = 0,0973 \quad (2.14.)$$

Smūginio žadinimo eksperimentu nustatyta slopinimo reikšmė toliau bus naudojama BEM skaičiavimuose, kurie pateikti 2.3 skyriuje „Skaitinio modeliavimo rezultatai“, atliekant vertikalios rotoriaus teorinį tyrimą.



**2.15 pav.** Baigtinių elementų modelio veikimo eilės tvarka

Rotorių dinamikos modelio, kuris įvertina gravitaciją bei jos kryptį, būtina suskaidyti į etapus, kuriuose įvertinus tam tikras rotorinės sistemos savybes, modelio sprendinys perkeliamas į tolimesnį modelio sprendimo etapą. Etapus eilės tvarka galime išvardinti taip:

- statinė analizė (pastovių jėgų, greičių, pagreičių, gravitacijos įvertinimui);
- tikrinių dažnių ir tikrinių formų analizė (modalinė analizė, nustatomi įtvirtinto rotoriaus tikriniai dažniai, tikrinės formos, sprendiniai naudojami Campbell'o diagramos sudarymui);
- Periodinio konstrukcijos atsako į periodinį žadinimą analizė, modelis analizuojamas stacionarioje koordinačių sistemoje (nustatomas konstrukcijos mazgų deformacijų dažninis amplitudinis atsakas į periodines žadinimo jėgas, sudaroma Bodė diagrama, nustatomi rotorinės sistemos rezonansiniai dažniai);

### 2.2.1. Statinė analizė

**Statinėje analizėje** baigtinių elementų modelio sprendinys – eilės diferencialinių lygčių, nuosekliai sugrupuotų į algebrinių lygčių sistemą sprendimas [39]:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2.15.)$$

kur:  $[K]$ – standumo matrica,  $\{u\}$  – mazginių poslinkių vektorius,  $\{F\}$  – veikiančių jėgų vektorius.

Šios sugrupuotų lygčių sistemos, kaip ir daugelyje baigtinių elementų programinių paketų, taip ir ANSYS programiniame pakete sprendžiamos priešakinio arba blokinio jungtinių gradientų sprendėjo pagalba, kuris veikia skaitinio optimizavimo būdu. Jungtinių gradientų metodas („PCG“ Preconditioned Conjugate Gradient method) [40] yra netisinio skaitinio optimizavimo būdas, kuris gaunamas sprendžiant bendra išraiška 2.16. pateiktą kvadratinę lygtį  $f(x)$ .

$$f(x) = \|Ax - b\|^2 \quad (2.16.)$$

Jungtinių gradientų metodo sprendinys gaunamas kai funkcija 2.17. yra minimali ir gradiento reikšmė lygi nuliui.

$$\nabla_x f = 2A^T(Ax - b) = 0 \quad (2.17.)$$

### 2.2.2. Modalinė analizė

Modalinė – tikrinių dažnių analizė, baigtiniais elementais, tokia analizė atliekama sprendžiant tikrinių reikšmių problema, kurią galime išreikšti forma, nurodyta 2.18.

$$[[K] - \omega^{-2}[M]]\{u\} = 0 \quad (2.18.)$$

Kur:  $[K]$ – standumo matrica,  $\{u\}$  – mazginių poslinkių vektorius,  $[M]$ – masių matrica, kuri gali būti išreikšta taip:

$$[M] = \int_V \rho [N]^T [N] dv \quad (2.19.)$$

Kur:  $[N]$  – formos funkcijų matrica;

Tokių būdu sprendžiant tikrinių dažnių uždavinį, kuris turi pradinių įtempių sąlygas (kurį veikia pradinės jėgos, laisvojo kritimo pagreitis ar kt.), pradinių įtempių laukas įvertinamas per masių matricą, kuri priklauso nuo formos funkcijų matricos.

Dėl giroskopo efekto ar Koriolio matricos dinamikos lygtyje (gaunama nesimetrinė slopinimo matrica), tikrinių dažnių analizės uždavinys negali būti sprendžiama tradiciniais – blokinio Lanczos ar kitais metodais. Todėl ANSYS programiniame pakete dažnai naudojamas blokinis jungtinių gradientų metodas („PCG“ Preconditioned Conjugate Gradient method), kuris gali vertinti slopinimą tikrinių dažnių uždavinyje. Taip pat tikrinių dažnių uždaviniams spręsti dažnai

naudojami kombinuotieji metodai, tokie kaip: „unsymmetric“, „damped“ ar „QR damped“ metodai. Kadangi mūsų uždavinys formuluojamas su giroskopine matrica bei turės „prestress“ efektą, uždaviniui spręsti naudosime „QR damp“ metodą. Šis metodas apjungia „blokinio Lanczos“, „PCG Lanczos“ ir „Kompleksinio Hessenberg“ o“ savybes, ir yra tiksliausias, sprendžiant uždavinius turinčius itin daug laisvės laipsnių ir nesimetrines standumo ir slopinimo matricas. Bendra, tirkinių dažnių analizėje, naudojama dinamikos lygtis turi 2.20. formą.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2.20.)$$

Elgsena yra išreiškiama kompleksiniu tikrinių reikšmių ir amplitudžių vektoriumi, kuris pateiktas 2.21. [39]

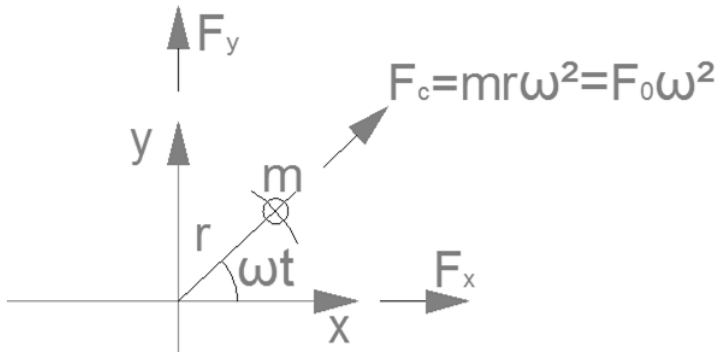
$$\{u_i\} = \{\phi_i\}e^{\lambda_i t} \quad (2.21.)$$

2.21. pateiktoje išraiškoje kompleksiškai apjungtos poros tikrines reikšmes aprašo  $\lambda_i = \{\sigma_i \pm j\omega_i\}$  dalis. Kurioje reali dalis  $\sigma_i$  yra sistemos stabilumą aprašanti dalis, o menama dalis  $\omega_i$ , yra besisukančios rotorinės sistemos, su stacionaria koordinačių sistema, sukimosi dažnis.

$e^{\lambda_i t}$  – sistemos laiko dedamoji, jei  $\sigma_i$  reikšmė neigiama, poslinkių amplitudė išsidėsto eksponentiškai, tokia sistema yra stabili, jei  $\sigma_i$  - reikšmė teigiama, tai gaunamas neribotas eksponentinis poslinkių amplitudės augimas, sistema nestabili.

### 2.2.3. Periodinio konstrukcijos atsako į periodinį žadinimą analizė

Periodinio konstrukcijos atsako į periodinį žadinimą analizėje rotorių dinamikos uždavinio sprendimas galimas tik ašiai simetrine forma. Dėl to šis uždavinys formuluojamas stacionarioje koordinačių sistemoje. Stacionari koordinačių sistema – kai žadinančioji disbalanso jėga yra sukama, baigtiniai elementai globalioje koordinačių sistemoje nejudą [43]. Disbalanso žadinančioji jėga užduodama, kaip žadinančios masės ir spindulio, ties kuriuo pridėdama žadinančioji masė, sandauga ir yra kampinio greičio funkcija. Realios ir menamos disbalanso jėgos schema pavaizduota 2.16. paveiksle. Schemoje  $m$  – žadinančioji disbalanso masė, užduodamas kilogramais;  $\omega t$  – žadinančiosios jėgos fazės kampas, tam tikru laiko momentu, radianais;  $r$  - spindulys nuo sukimosi ašies iki žadinančios masės pridėtinės taško, užduodamas metrais [42].



**2.16. pav.** Disbalanso jėgos formulavimas ašiai simetrinio baigtinių elemento modelio sprendime

Realios disbalanso jėgos išraiška pateikta (2.22.)

$$F_x = F_c \cos \omega t = F_c e^{j\omega t} \quad (2.22.)$$

Menamos disbalanso jėgos išraiška pateikta (2.23.)

$$F_y = F_c \sin \omega t = F_c \cos(\omega t - \pi/2) = -jF_c e^{j\omega t} \quad (2.23.)$$

Bendra dinamikos lygties išraiška, kuri naudojama periodinio konstrukcijos atsako į periodinį žadinimą analizėje, pateikta 2.22.

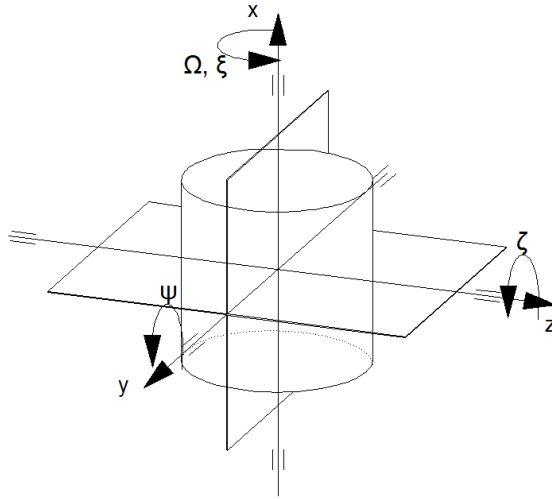
$$[M]\{\ddot{u}\} + ([C] + [C_{gyr}]\{\dot{u}\}) + [K]\{u\} = \{F(u, \dot{u}, t)\} \quad (2.24.)$$

čia  $[M]$  – masių matrica,  $[K]$  – standumo matrica,  $[C]$  – slopinimo matrica,  $[C_{gyr}]$  – papildomo slopinimo, giroskopo efekto matrica.

ANSYS programinio paketo naudojama giroskopo matrica išplaukia iš kinetinės energijos išraiškos, kuri pateikta (2.25.) [39].

$$E^{Ki} = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{u}_x \\ \dot{u}_y \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_x \\ \dot{u}_y \end{Bmatrix} + \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} I_d & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \end{Bmatrix} - w_x I_p \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y \quad (2.25.)$$

Giroskopu vadinamas ašiai simetrinis kūnas, įtvirtintas rėmeliuose kaip pateikta 2.17 paveiksle. Santykinai dideliu greičiu besisukantis apie savo simetrijos ašį. Tarkime, kad jei įtvirtintume šį ašiai simetrinį kūną taip, kad jis galėtų laisvai sukstis apie savo simetrijos ašį ir priimtume, kad šis įtvirtintas strypas sukasi aplink simetrijos ašį pastoviu kampiniu greičiu  $\Omega$ , tuomet tokio giroskopo dinamikos lygtis galėtume užrašyti taip, kaip pateikiama 2.26 lygčių sistemoje.



2.17 pav. Giroskopo įrenginio schema

$$\begin{cases} \Sigma M_\phi = I_1 \ddot{\phi} - (I_1 + I_2 - I_3) \dot{\psi} \dot{\theta} - I_1 \psi \ddot{\theta} - (I_2 - I_3) \phi \dot{\theta}^2 + (I_2 - I_3) \phi \dot{\psi}^2 \\ \Sigma M_\psi = I_2 \ddot{\psi} - (I_1 + I_2 - I_3) \phi \dot{\theta} + (I_2 - I_3) \phi \ddot{\theta} - (I_1 - I_3) \dot{\psi} \dot{\theta}^2 - 2(I_2 - I_3) \phi \dot{\phi} \dot{\psi} \\ \Sigma M_\theta = I_3 \ddot{\theta} - (I_1 - I_2 + I_3) \dot{\phi} \dot{\psi} - I_1 \psi \ddot{\phi} + (I_2 - I_3) \phi \ddot{\psi} + 2(I_1 - I_3) \dot{\psi} \dot{\theta} + 2(I_2 - I_3) \phi \dot{\phi} \dot{\theta} \end{cases} \quad (2.26.)$$

Kadangi kūnas simetrinis ašiai, tai inercijos momentai  $I_2 = I_3 = I$ , be to, galime laikyti, kad įtvirtinimo rėmelių masė yra ženkliai mažesnė už strypo masę. Taip pat, kadangi sukimosi greitis apie simetrijos ašį yra pastovus  $\Omega$ , nebereikia nagrinėti pirmosios 2.26. pateiktos sistemos lygties ir dėl to, kad sukimosi greitis pastovus, galime laikyti, kad  $\dot{\phi} = \Omega$ ,  $\ddot{\phi} = 0$ . Tada sistema galime supaprastinti iki tokios lygčių sistemos 2.27.

$$\begin{cases} I \ddot{\psi} + I_1 \Omega \dot{\theta} \left( 1 - \frac{I_1 - I}{I_1 \Omega} \psi \dot{\theta} \right) = \Sigma M_\psi \\ I \ddot{\theta} - I_1 \Omega \dot{\psi} \left( 1 + 2 \frac{I_1 - I}{I_1 \Omega} \psi \dot{\theta} \right) = \Sigma M_\theta \end{cases} \quad (2.27.)$$

Tuomet giroskopo slopinimo matrica, formuluojamam uždaviniui, išreiškiam tokia forma (2.28.)

$$[C_{gyr}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Omega J_p \\ 0 & 0 & -\Omega J_p & 0 \end{bmatrix} \quad (2.28.)$$

čia  $J_p = \frac{mD^2}{8}$ ,  $D$  – darbo rato skersmuo, m.

Slopinimo jėgų vektorių, stacionarios koordinačių sistemos uždavinio formulavime (2.29.)

$$\{F_s\} = [R]^T [C][R]\{\dot{u}\} + [R]^T [C][R]\{\omega\}^T \{u\} \quad (2.29.)$$

čia  $\{F_s\}$  – slopinimo jėgų vektorius,  $[R]$  – transformavimo matrica,  $[C]$  – slopinimo matrica,  $\{u\}$  – poslinkių vektorius,  $\{\omega\}$  – kampinio greičio vektorius.

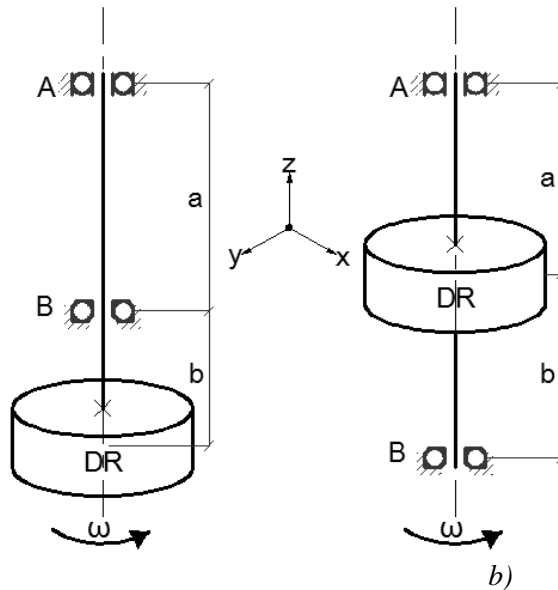
Kadangi slopinimo jėgų vektorius savo išraiškoje turi kampinio greičio vektorių – gaunama standumo matrica yra nesimetrinė.

### 2.3. Skaitinio modeliavimo rezultatai

Šiame skyriuje pateikiami vertikalių rotorių modelių, aprašytų skyriuose „Jėgos rotorinėse sistemose“ ir „Skaitinis vertikalaus rotoriaus modelis“ skaičiavimo rezultatai. Darbe didesnis dėmesys skiriamas vertikalių rotorių su riedėjimo guoliais diagnostikos specifikai. Dėl to modeliavimas yra atliktas naudojant eksperimentinių bandymų metu išmatuotas, radialaus ir ašinio, riedėjimo guolio standumo reikšmės bei eksperimentiškai išmatuotas riedėjimo guolių, radialių ir ašinių, tarpų reikšmės. Skyriaus pradžioje, tikslui pasiekti, buvo iškelti uždaviniai, kuriuos galime sukongretinti, nes priemonės, kuriomis bus siekiama gauti sprendinį, pateiktos prieš tai esančiuose skyriaus poskyriuose. Vienas svarbiausių skyriaus uždavinių – nustatyti kokios jėgos veikia vertikalių ir horizontalių rotorių atramos sumontuotus guolius, nustatyti šių jėgų dydžius bei jų kryptis, nes nuo abiejų šių veiksmų priklauso riedėjimo guolių defektų indikacijų ryškumas. Siekdami palyginti skaičiavimo rezultatus gautus vertinant rotoriaus atramas veikiančias jėgas nevertinant rotorių dinamikos reikšmės su reikšmėmis, gautomis atliekant teorinio modelio sprendimą baigtiniais elementais, vertinant netiesinį rotoriaus atramų standumą, vertinant giroskopo efektą, radialiuosius tarpelius guoliuose bei jų įtaką rotorių dinamikai, gravitacijos krypti, rotoriaus sukimosi ašies atžvilgiu. Sukongretiname artąjį šio skyriaus uždavinį – atlikti modelio, sudaryto baigtinių elementų metodu, skaičiavimus, parenkant pagrindines modelio sąlygas analogiškas pirmo uždavinio sprendimui naudotoms sąlygoms. Palyginti analogiškus skaičiavimo rezultatus, išanalizuoti rotorių dinamikos įtaką vertikalių rotorių atramas veikiančioms jėgoms. Kaip keičiasi šių jėgų dydis bei kryptis. Vadovaujantis skaičiavimo rezultatų analize, sudaryti eksperimentinių tyrimų metodiką, kuri padėtų išsiaiškinti kaip vertikaliuose ir horizontaliuose rotorinėse

sistemose riedėjimo guolių defektų indikacijos, vykdant diagnostiką, priklauso nuo atramas veikiančių jėgų dydžio bei nuo jų krypties.

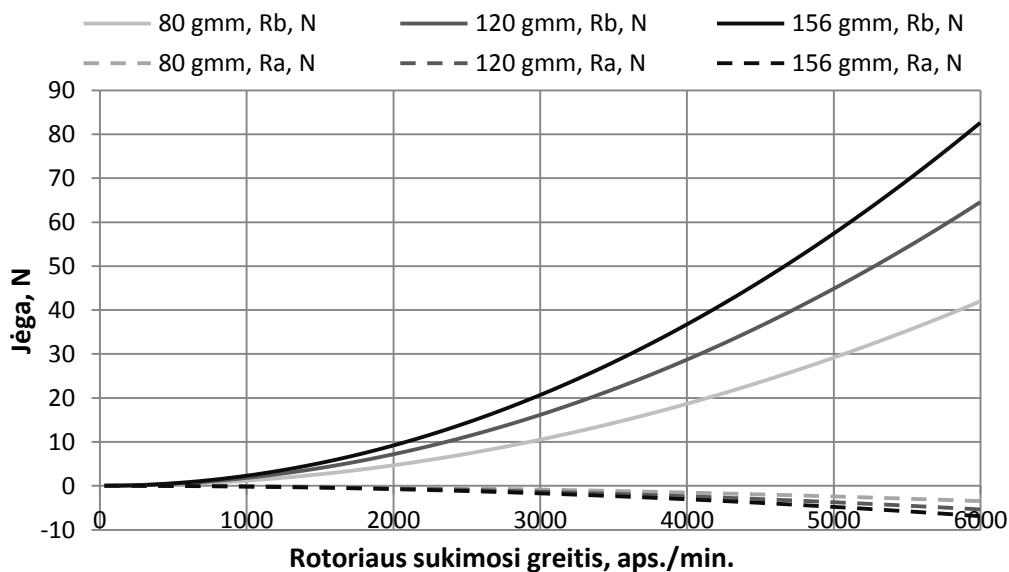
Jėgos veikiančio atramas, nevertinant rotorių dinamikos, apskaičiuotos vadovaujantis 2.1. skyriuje aprašyta metodika. Atlikti skaičiavimai kai diskas ant kurio montuojama žadinančioji disbalanso masė yra gale, atstumas tarp atramų  $a = 0,55 \text{ m}$ , atstumas tarp antrosios, radialios – ašinės, rotoriaus atramos ir disko  $b = 0,05 \text{ m}$ , taip pat Jeffcott tipo rotoriaus, diskas ant kurio montuojama žadinančioji disbalanso masė sumontuotas ties rotoriaus veleno viduriu, atstumai  $a = b = 0,30 \text{ m}$ . Schemos, kuriomis vadovaujantis atlikti skaičiavimai pateiktos 2.18.  $a$  ir  $b$  paveiksluose.



**2.18 pav.** Principinės vertikalių rotorių schemas, kuriomis vadovaujantis apskaičiuotos jėgos veikiančios rotorių atramas

Radialios jėgos, veikiančios rotoriaus atramas, pagal 2.18. a) paveiksle pateiktą principinę schemą, apskaičiuotos vadovaujantis 2.1. poskyryje pateikta jėgų skaičiavimo metodiką, pateiktos 2.19 paveiksle. Vertinant 2.19 paveiksle pateiktas reakcijos jėgų diagramas pastebime, kad jėgos veikiančios atramą A, esančią toliau nuo disko itin mažos, apie 9 kartus mažesnės nei jėgos veikiančios guolį esanti B atramoje, taip pat aiškiai matoma jėgų priklausomybė nuo sukimosi greičio kvadrato.

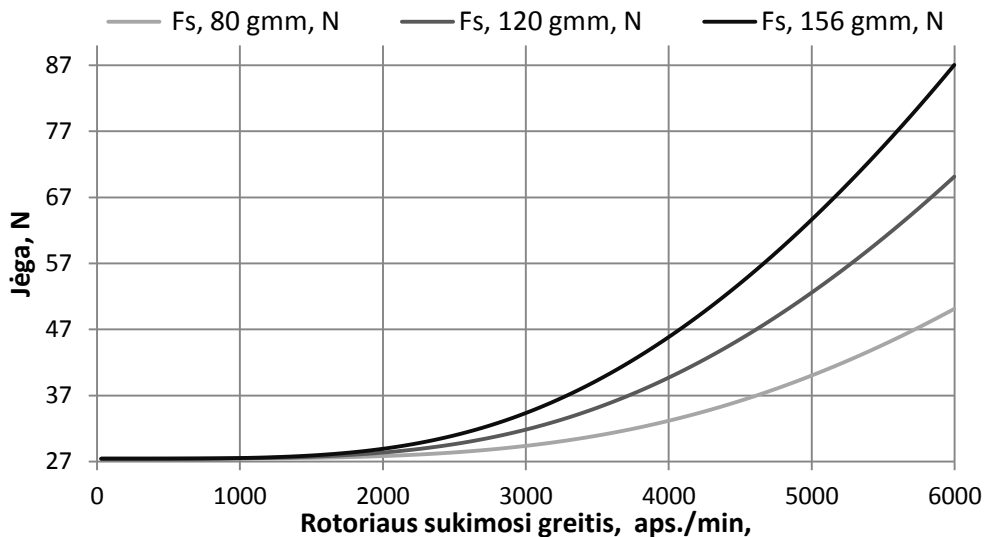




**2.19 pav.** Rotoriaus atramas veikiančios radialiosios jėgos, kai diskas sumontuotas gale

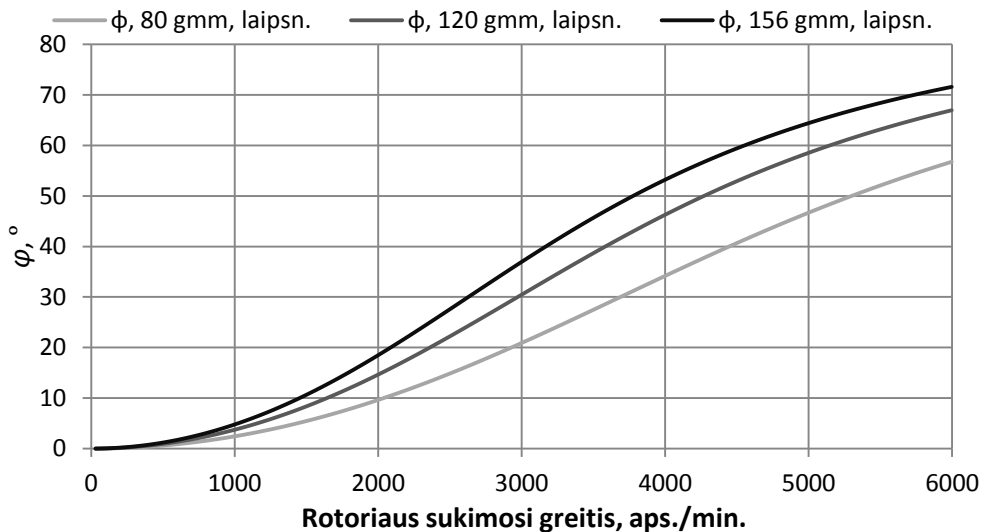
Tačiau šiame paveiksle pateiktos jėgos apskaičiuotos tik radialiaja kryptimi, o rotorius sumontuotas taip, kad atramai B tenka tiek radialioji tiek ir ašinė apkrova. Dėl to būtina apskaičiuoti ir suminę jėgą  $F_s$  pagal 2.1. poskyryje pateiktą skaičiavimo metodiką bei kampą  $\varphi$  kuri ši jėga sudaro su rotoriaus sukimosi ašimi. Norint įvertinti jėgą, kuri rotoriaus atramas veikia ašine kryptimi reikia nustatyti rotoriaus masę. Rotoriaus masė nustatyta skaitmeninėmis, pirmos tikslumo klasės svarstyklėmis.

Nustatę, kad rotoriaus masė  $m_r$  lygi 2,80 kg, vadovaudamiesi 2.1. pateikta skaičiavimo metodika, galime apskaičiuoti suminę jėgą  $F_s$ . Suminės rotoriaus, kurio diskas sumontuotas gale, radialinę – ašinę atramą veikiančios jėgos skaičiavimo rezultatai pateikti 2.20 paveiksle. Žvelgdami į 2.20. paveiksle pateiktos suminės, radialinę – ašinę atramą veikiančios, jėgos  $F_s$  kreives matome, kad ašinė jėgos dedamoji jėgos reikšmę išaugina beveik du kartus lyginant su radialia kryptimi veikiančia jėga.



2.20 pav. Suminė jėga  $F_s$  veikianti radialinę – ašinę rotoriaus atramą

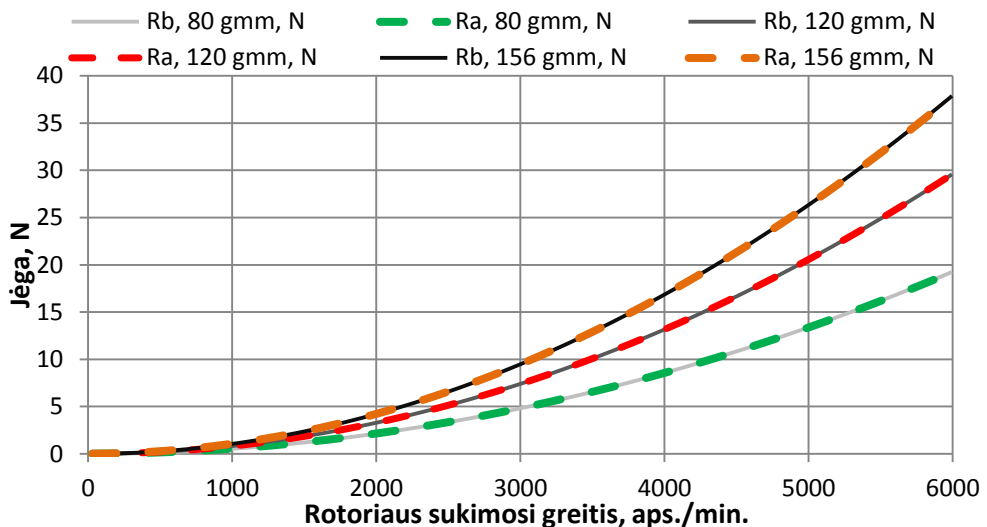
Nagrinėjant 2.1. skyriuje pateiktą metodiką matome, kad didėjant radialiajai suminės jėgos  $F_s$  dedamajai, kinta ir šios jėgos ir sukimosi ašies erdvėje sudaromas kampas  $\phi$ , kurio schema pateikta 2.4 paveiksle, reikšmės pateikiamos 2.21 paveiksle.



2.21 pav. Kampas  $\phi$ , kurį suminė jėga  $F_s$  sudaro su rotoriaus sukimosi ašimi

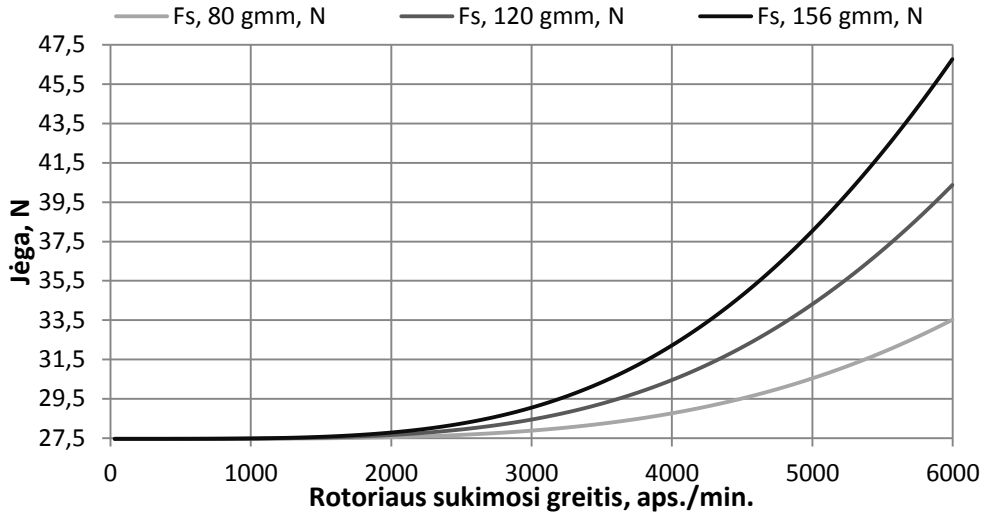
2.21 paveiksle pateiktos kreivės vaizdžiai iliustruoja, kad didėjant suminės jėgos  $F_s$  radialiajai dedamajai kinta ir jėgos kryptis, padėtis erdvėje. Esant mažesniems sukimosi greičiams radialinio – ašinio guolio atramą veikia vien ašinės apkrovos. Toks, atramas veikiančių, jėgų kitimas erdvėje būdingas visoms

vertikalioms technologinėms mašinoms, kurios neturi stacionaraus darbo režimo, sukimosi greitis yra koreguojamas siekiant kontroliuoti technologinį procesą. Šiuolaikiniuose technologiniuose procesuose tai sutinkama labai dažnai, tokių technologinių įrenginių diagnostika yra itin sudėtinga, nes kintant sukimosi greičiams, riedėjimo guolio riedmenys keičia savo riedėjimo trajektoriją, riedėjimo takelyje, dėl to atliekant tokių įrenginių diagnostiką, esant tam tikram rotoriaus sukimosi greičiui, defekto indikacijos gali būti sunkiai pastebimos, nes riedmuo, esant tam tikram sukimosi greičiui, gali riedėti šalia defektų, esančių riedėjimo vidinio ar išorinio guolio žiedo takeliuose. Jeffcott tipo vertikalių rotorių atramas veikia ženkliai mažesnės jėgos, jei diskas sumontuotas ties rotoriaus veleno viduriu, radialinės jėgos pasiskirsto tolygiai abejose atramose, ašinę jėgą perima viena iš atramų, kurioje sumontuotas guolis galintis priimti radialines – ašinės apkrovas. Paveiksle 2.22 pateiktos jėgos, veikiančios vertikalaus, Jeffcott tipo rotoriaus atramas radialine kryptimi.



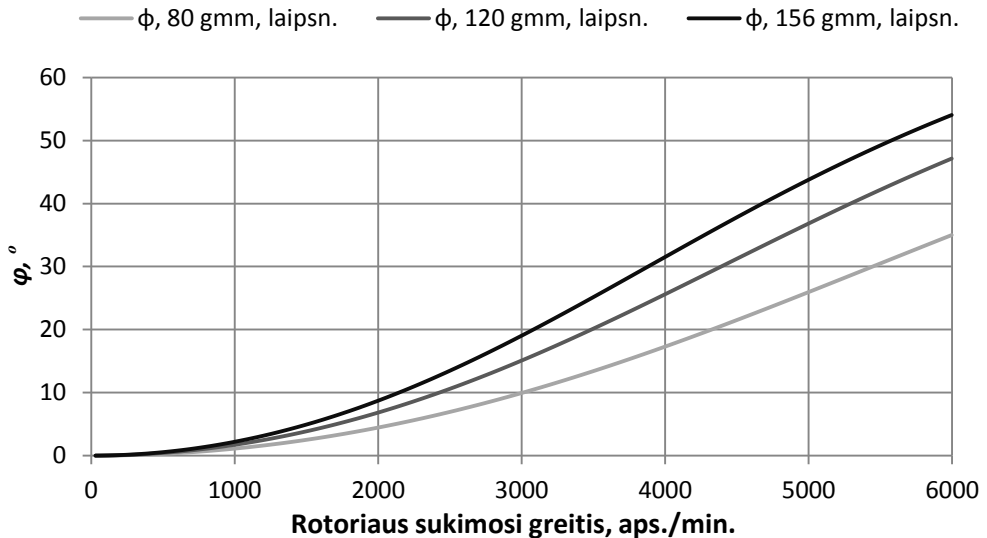
**2.22 pav.** Rotoriaus atramas veikiančios radialios jėgos, kai diskas sumontuotas ties vertikalaus rotoriaus viduriu (Jeffcott tipo rotorius)

Iš 2.23 paveiksle pateiktų vertikalaus Jeffcott tipo rotoriaus, radialine kryptimi, atramas veikiančių jėgų kreivių matome, kad jėgos abejose atramose sutampa, jų reikšmės ženkliai mažesnės (du kartus), nei rotoriaus su darbo ratu sumontuotu veleno gale. Dėl to suminė jėga  $F_s$  veikianti tokio tipo rotoriaus radialinę – ašinę atramą yra mažesnė. Be to, dėl mažesnės radialinės suminės jėgos  $F_s$  dedamosios, kampas, kurį ši jėga sudaro su rotoriaus sukimosi ašimi, kintant sukimosi greičiui kinta mažesnėse ribose. Jeffcott tipo rotoriaus radialinę – ašinę atramą veikiančios suminės jėgos  $F_s$  kitimo kreivės pateiktos 2.24 paveiksle.



**2.23 pav.** Suminė jėga  $F_s$  veikianči radialinę – ašinę Jeffcott tipo rotoriaus atramą

Kaip matome iš 2.22 paveiksle pateiktų kreivių, suminės jėgos  $F_s$  kinta ženkliai mažesniame diapazone, lyginant su vertikaliu rotoriumi, kurio darbo ratas sumontuotas veleno gale, dėl to kampas  $\varphi$  kurį jėga  $F_s$  sudaro su sukimosi ašimi, taip pat kinta ženkliai mažesnėse ribose. Kampas  $\varphi$  reikšmės, esant skirtingoms jėgos  $F_s$  ir kintant sukimosi greičiui pateikiamos 2.24 paveiksle.

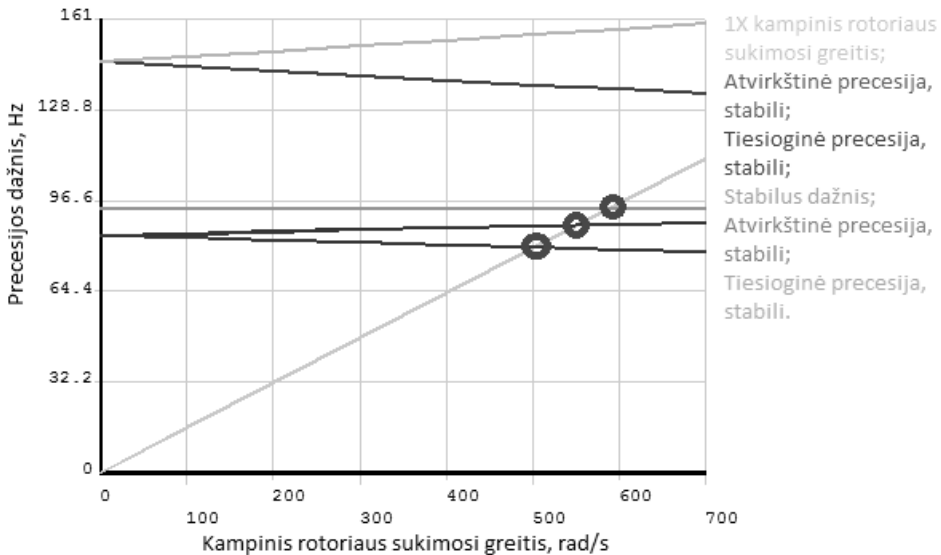


**2.24 pav.** Kampas  $\varphi$ , kurį suminė jėga  $F_s$  sudaro su rotoriaus sukimosi ašimi Jeffcott tipo vertikalus rotorius

Pateiktuose skaičiavimo rezultatuose nevertama rotoriaus dinamika – dinaminiai reiškiniai dėl besisukančio rotoriaus – giroskopiškumas, radialiniai ir ašiniai tarpai

atramų guoliuose, lankstaus velenas ir kt. Tačiau ne ir iš šių skaičiavimų matome, kad vertikalių rotorių atramas veikiančios jėgos labai priklauso nuo rotoriaus masės ir radialinių jėgų dydžio tai yra nuo šių dedamųjų priklauso suminės jėgos  $F_s$  ir kryptis, tai yra esminis vertikalių rotorių skirtumas nuo horizontaliųjų. Dėl šio reiškinio vertikalių rotorių diagnostika yra ženkliai sudėtingesnė ir itin priklauso nuo šių rotorių dinamikos.

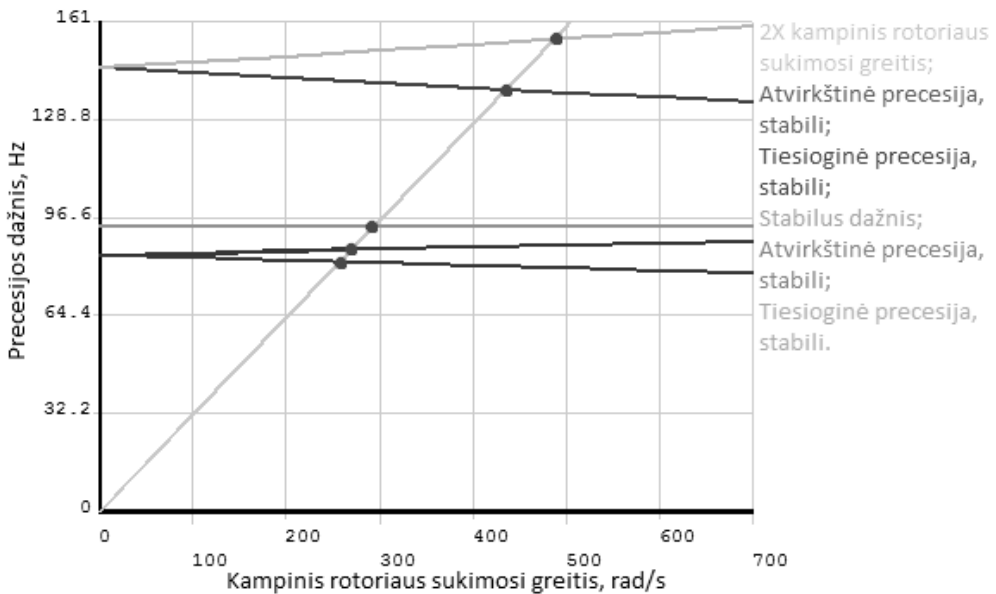
Išanalizavę vertikalių rotorių atramas veikiančias jėgas, nevertinant dinamių reiškinių, siekdami gauti tikslesnį sprendinį, panagrinęme modelį, sudarytą baigtinių elementų pagalba. Baigtinių elementų modelis, kurio sudarymo procesas aprašytas 2.2. skyriuje „Skaitinis vertikalaus rotoriaus modelis“ sprendžiamas pakopomis, pirminių analizių rezultatai, atitinkamų algoritmų pagalba, perkeliama į tolimesnius sprendimo etapus. Pirmasis, mums svarbus, sprendinys – vertikalaus rotoriaus, sumontuoto atramose su radialiniais ir ašininiais tarpais, savieji dažniai. Kadangi modelis vertina netiesinį atramų standumą bei turi giroskopo slopinimo matrica būtina tokio šį uždavinį spręsti iteraciniu metodu, kad kiekviename sprendimo žingsnyje būtų atnaujinami standumo bei slopinimo rezultatai. Vadovaujantis tikrinių dažnių analizės rezultatais sudarome vertikalaus rotoriaus, kurio diskas sumontuotas rotoriaus gale, Campbell diagramą. Campbell diagrama skirta kritinių dažnių stabilumui nustatyti. Minėta diagrama su sinchroninio dažnio tiese pateikta 2.25 paveiksle.



**2.25 pav.** Vertikalaus rotoriaus su disku sumontuotu gale arčiau B atramos „Campbell“ diagrama su sinchroninio dažnio tiese

Kaip matome iš „Campbell“ diagramos vertikalus rotorius su disku sumontuotu rotoriaus gale ties atrama B, kaip pavaizduota 2.18 a) paveiksle, mūsų tyrimo sukimosi greičių diapazone turi tris kritinius dažnius. Pirmasis jų vyksta pasiekus rotoriumi 505  $rad/s$  kampinį sukimosi greitį. Šiame taške atvirkštinė

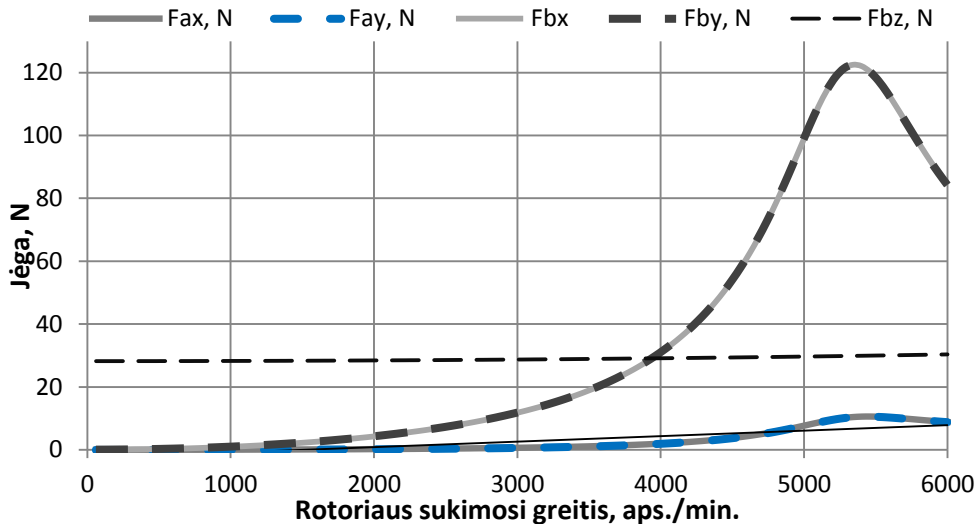
rotoriaus precesija ima lėtėti, pasiekus 83,6 Hz dažnį rotoriumi sukantis 525,3 rad/s kampiniu greičiu įvyksta rezonansas B atramos radialiniame tarpe, didėjant rotoriaus sukimosi greičiui precesija pradeda vyksti tiesiogine kryptimi, rotoriumi pasiekus 560,6 rad/s kampinį greitį precesija pasiekia rotoriaus sukimosi greitį, rotorius stabilizuojasi. Analizuojant 2.25 paveiksle pateiktą Campbell diagramą pastebime, kad trečiojo kritinio greičio tiesė yra viena ir visiškai nepriklauso nuo sukimosi greičio t.y. dėl giroskopo efekto didėjantis slopinimas nekeičia jos dažnio. Taip yra dėl to, kad tai yra ašinis savasis dažnis, kurio metu įvyksta rotoriaus rezonansas ašine kryptimi. Neretai esant didesnėms žadinimo jėgoms svarbūs ir kritiniai dažniai, kurių precesijos greitis per pus mažesnis už sukimosi greitį. Campbell diagrama su du kart didesniu už sinchroninį sukimosi didesnio greičio kreive pateikta 2.26 paveiksle.



**2.26 pav.** Vertikalios rotoriaus su disku sumontuotu gale arčiau B atramos „Campbell“ diagrama su 2X sinchroninio dažnio tiese

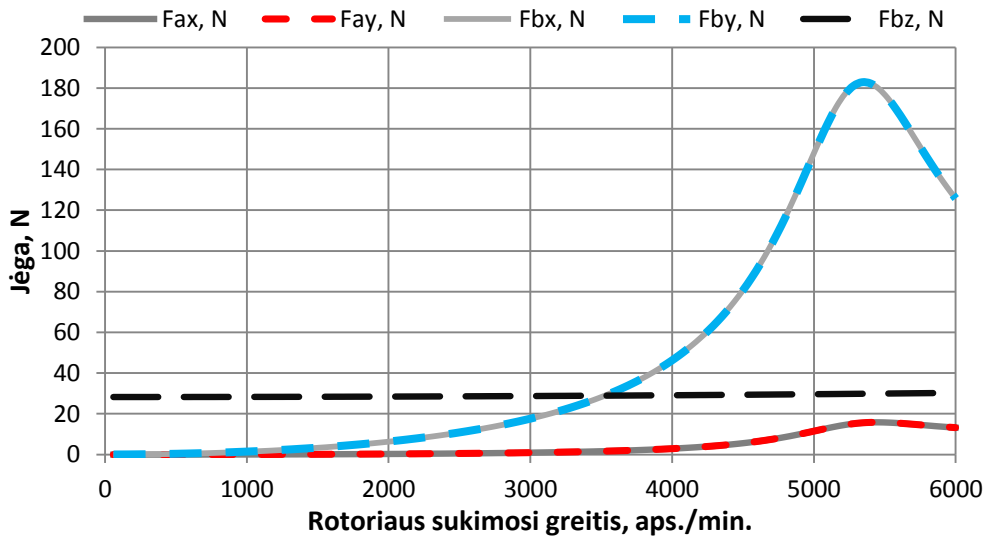
2.26 paveiksle pateiktoje Campbell diagramoje matome, kad visi kritiniai greičiai yra stabilūs, siauresni galimų nestabilumo zonų ruožai, nes dėl mažesnio sukimosi greičio, lyginant su 2.25. paveiksle pateikta diagrama, mažesnę įtaką daro besisukančio disko giroskopiškumas. Nustačius rotoriaus tikrinius dažnius bei kritinių kampinių sukimosi greičių diapazonus pereiname prie kitų uždavinio sprendimo etapų, kurių dėka nustatysime rotoriaus atramas veikiančias radialines, ašines ir sumines jėgas bei nustatysime jų padėtį erdvėje. Pirminiuose jėgų skaičiavimuose buvo pateikti grafikai kuriose buvo pateikiama po kelias jėgų

kreives, kurios gaunamos, kai ant rotoriaus disko sumontuojamos skirtingo dydžio žadinančios disbalanso masės. Tokiu pat būdų apskaičiuojame ir dinamines jėgas veikiančias rotoriaus atramas, pasitelkiant baigtinių elementų modeliu. Paveiksle 2.27 pateiktos jėgos, veikiančios pagal 2.18 a) paveiksle sudaryto baigtinių elementų modelio atramas, esant 80 *gmm* disbalansui.



**2.27 pav.** Jėgos veikiančios vertikalaus rotoriaus su disku gale atramas, kai rotorių veikia 80 *gmm* disbalansas

Nagrinėdami 2.27 paveiksle pateiktas vertikalaus rotoriaus atramas veikiančias jėgas matome, kad rezonanso reiškinys, vykstantis B atramos radialine tarpe, išaugina atramas veikiančių jėgų reikšmes net kelis kartus. Taip pat galime pastebėti, kad dėl vykstančių rotorių dinamikos reiškinų neženkiai didėja ir ašine kryptimi B atramą veikianči jėga.

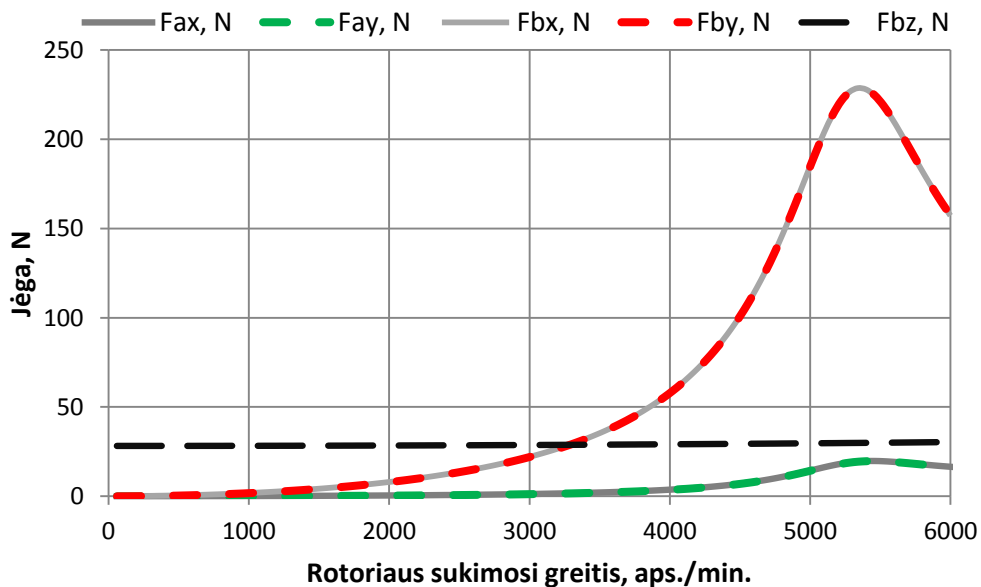


**2.28 pav.** Jėgos veikiančios vertikalaus rotoriaus su disku gale atramas, kai rotorių veikia 120 *gmm* disbalansas

A atramą veikiančios jėgos yra kelis kart mažesnės už B atramą veikiančias jėgas, tačiau vykstant rezonanso reiškiniai reikšmės išauga kelis kart ir įgauna svarbą.

Didinant žadinančią masę sumontuotą ant disko gauname analogiškus rotoriaus atramas veikiančių jėgų rezultatus, didesnės tik jų reikšmės. Paveiksle 2.29 pateiktos jėgos, veikiančios pagal 2.18 a) paveiksle sudaryto baigtinių elementų modelio atramas, kai sumontuota 2,00 g disbalanso masė. Analogiškos kreivės tik su dar kiek didesnėmis reakcijos jėgų reikšmėmis pateikiamos ir 2.28 paveiksle. Čia pateiktos vertikalaus rotoriaus su disku gale ir ant jo sumontuota 2,56 g disbalanso mase reakcijos jėgų kreivės.

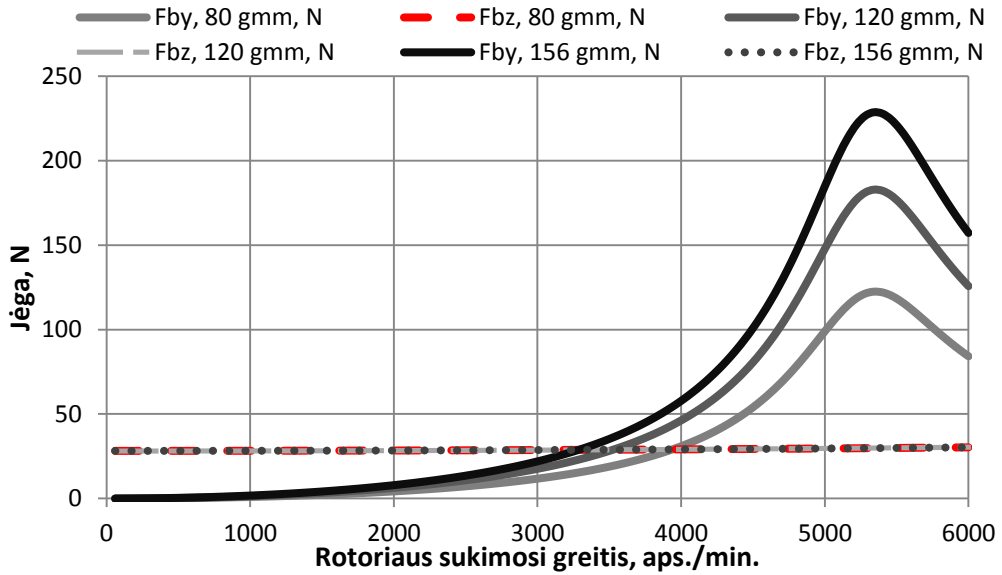




**2.29 pav.** Jėgos veikiančios vertikalaus rotoriaus su disku gale atramas, kai rotorių veikia 156 *gmm* disbalansas

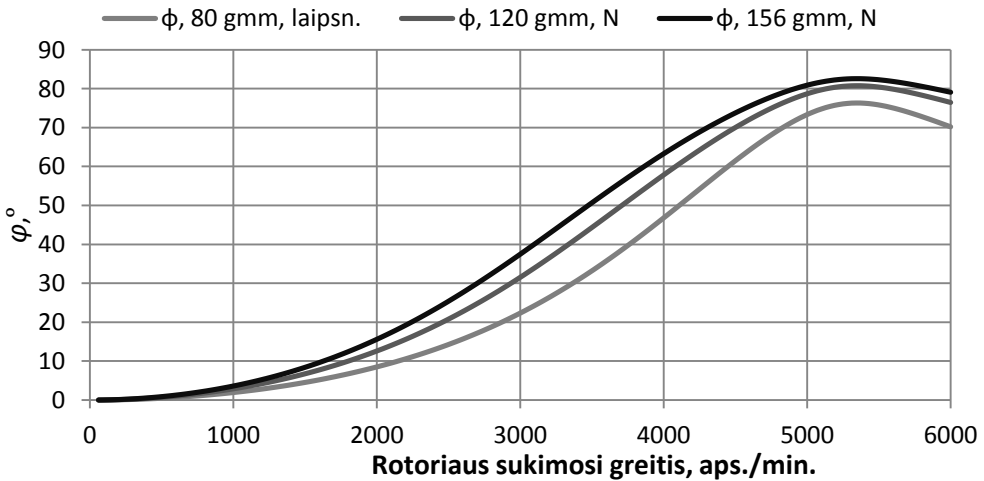
Skaičiavimo metu pasirinktos žadinančio disbalanso masės dydžiai pasirinkti neatsitiktinai. Tokios žadinančios masės buvo naudojamos pirminiuose eksperimentiniuose tyrimuose.

2.30 paveiksle pateikiamos B atramą veikiančios jėgos keičiant disbalanso masę. Iš 2.30 paveiksle pateiktų jėgų kreivių matome, kad padidinus žadinančią disbalanso masę 1,9 karto radialinės jėgos dydis rezonanso metu teišauga tik truputį daugiau nei 1,8 karto. Taip yra dėl sistemos slopinimo ir papildomo slopinimo dėl inertiško disko besisukančio rotoriaus gale.



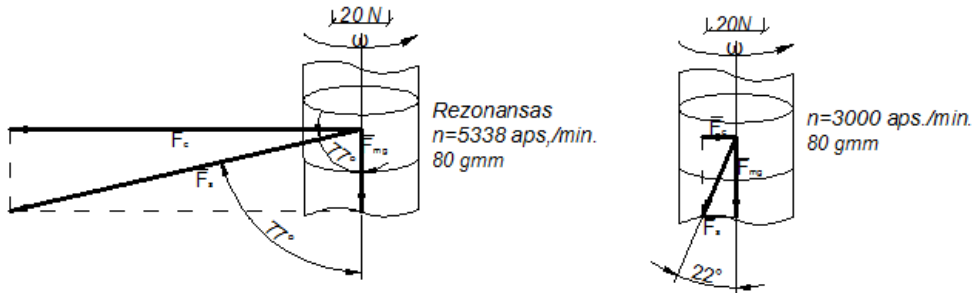
**2.30 pav.** Jėgos, veikiančios vertikalios rotoriaus, su disku gale, B atramą didinant disbalansą

Iš pateiktų kreivių matome, kad radialinės jėgos išauga ženkliai, tuo metu ašinė jėga veikianti atramą B kinta nereikšmingai. Jos reikšmė dėl dinaminių reiškinių padidėja vos keliais nuošimčiais. Matydami, kad kaitaliojasi  $F_s$  suminės jėgos dedamosios apskaičiuosime kaip tai paveikia šios jėgos padėtį erdvėje, kaip kintant rotoriaus sukimosi greičiui kinta suminės jėgos kampas  $\phi$ , kurį ji sudaro su sukimosi ašimi. Kampas  $\phi$  reikšmės kintant rotoriaus sukimosi greičiui pateikiamos 2.31 paveiksle.



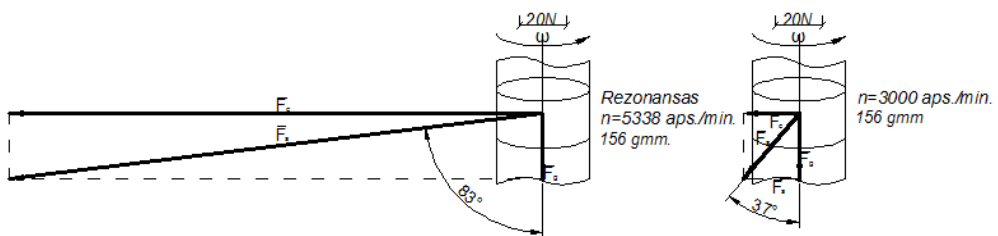
**2.31 pav.** Suminės B atramą veikiančios jėgos  $F_s$  ir sukimosi ašies sudaromas kampas  $\phi$  kintant kampiniam sukimosi greičiui

Siekiant geriau suvokti kaip suminė jėga  $F_s$  keičia padėtį erdvėje sudarysime erdvines jėgų diagramas, kuriose bus matomos jėgos, pavaizduotos vienodu masteliu, taip pat jų vektorinė sudėtis, kur ir yra suminė jėga  $F_s$ .



**2.32 pav.** Jėgos, B atrama, diskas sumontuotas gale, disbalansas 80 gmm

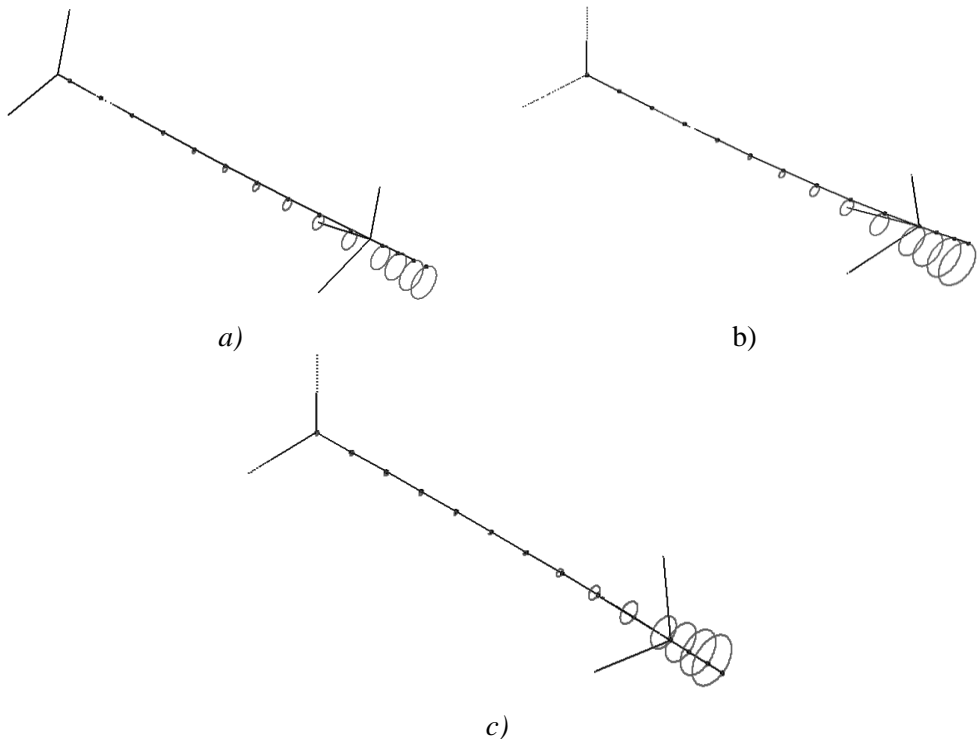
Nagrinėjant 2.32 paveiksle pateiktą vektorinę jėgų diagramą, kuri vaizduoja vektorines, B atramą veikiančių jėgų dedamąsias, matome, kad kampas  $\varphi$ , kurį suminė jėga  $F_s$  sudaro su sukimosi ašimi, esant stacionariam  $n = 3000 \text{ aps./min.}$  rotoriaus sukimosi greičiui, yra vos  $22^\circ$ . Padidinus sukimosi greitį iki kritinio  $n_k = 5338 \text{ aps./min.}$ , rezonanso metu radialinė atramą veikianti jėga išauga kelis kartus ir kampas  $\varphi_k$  padidėja iki  $77^\circ$ . Šiose sukimosi greičių ribose kampas  $\varphi$  kinta net  $55^\circ$ . Tai įrodo, kad vertikaliųjų rotorių diagnostika yra itin sudėtinga, nes jėgos  $F_s$  dydis ir kryptis labai priklauso nuo sukimosi greičio ir dinaminių reiškinių rotorinėje sistemoje. 2.33 paveiksle pateikta analogiška diagrama 2.32 pateiktajai, tačiau ji sudaryta vaizduojant rotoriaus B atramą veikiančias jėgas, kai rotorius veikiamas 156 gmm disbalanso.



**2.33 pav.** Jėgos, B atrama, diskas sumontuotas gale, disbalansas 156 gmm

Žvelgiant į 2.32 paveiksle pateiktą jėgų diagramą matome, kad kampas  $\varphi$ , rotoriumi sukantis stacionariu  $n = 3000 \text{ aps./min.}$  sukimosi greičiu, net  $15^\circ$  didesnis nei 2.32 paveiksle pateiktoje diagramoje. Tačiau esant kritiniam sukimosi greičiui  $n_k = 5338 \text{ aps./min.}$ , kampas  $\varphi_k$ , lyginant su 2.32 paveiksle pateikta diagrama didesnis vos  $6^\circ$ , o kampo  $\varphi$  kitimo ribos, didėjant sukimosi greičiui nuo stacionaraus  $n = 3000 \text{ aps./min.}$  iki kritinio kinta šiek tiek mažiau -  $46^\circ$ . Siekiant detaliau suvokti rotoriaus elgseną, sudarysime veleno centro poslinkių orbitas, kintant sukimosi

greičiui, kai diskas sumontuotas ties B atramą rotoriaus, gale, rotorių veikia 80 *gmm* disbalansas. Ant poslinkių orbitų pažymėtos rotoriaus fazės žymės, taip labai vaizdžiai matome, kaip ir kada įvyko rezonansas. Pradėjus lėtėti precesijos greičiui, fazės žymė ima keisti padėtį ant sudarytų orbitų, vykstant rezonansui, fazės žymė pakeičia savo padėtį orbitose 180°.

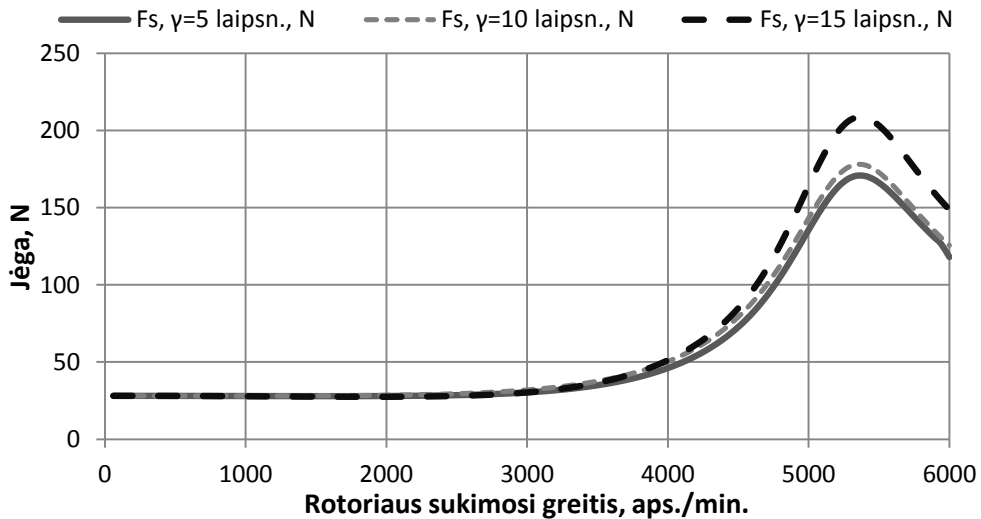


**2.34 pav.** Vertikalaus rotoriaus su disku gale esant 1,34 g disbalansui, veleno centro kinematinės padėties orbitos: a)  $n = 3000 \text{ aps./min.}$ ; b)  $n = 4500 \text{ aps./min.}$ ; c)  $n_k = 5338 \text{ aps./min.}$

Minėtos veleno centro poslinkių orbitos pateiktos 2.34 paveiksle. 2.34 a) paveiksle pateikta rotoriaus, besisukančio  $n = 3000 \text{ aps./min.}$  kampiniu greičiu, veleno centro orbitos su fazės žymėmis. 2.34 b) rotorui sukantis  $n = 4500 \text{ aps./min.}$  greičiu, prieš prasidedant rezonanso reiškiniui, 2.34 c) vykstant rezonansui, rotorui sukantis  $n_k = 5338 \text{ aps./min.}$  kampiniu greičiu.

Skyriaus pradžioje suformulavome tikslą, kurio uždaviniams įgyvendinti būtina nustatyti jėgas veikiančias rotoriaus atramas, jų kryptis bei sudaryti eksperimentinių tyrimų metodiką, kuri padės nustatyti kaip riedėjimo guolių defektų diagnostikos indikacijos priklauso nuo rotoriaus atramą veikiančios jėgos dydžio, kaip indikacijas pakeičia jėgų kryptis. Kadangi kintant suminės jėgos  $F_s$  radialinei dedamajai, kinta ir suminės jėgos kampas  $\varphi$ , būtina pakeisti rotoriaus sukimosi ašies

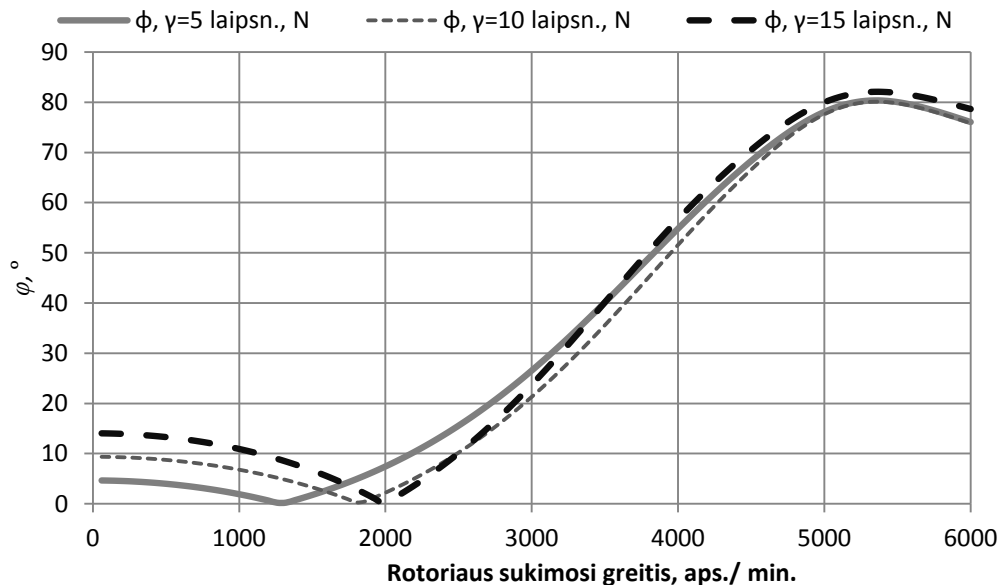
padėtį erdvėje, paverčiant rotorių nuo vertikalės. Taip bus galima nustatyti kaip defekto indikacijos įtakoja didėjanti jėga ir kaip defekto indikacijos kinta kintant kampui  $\varphi$ . Tai taip pat padės mums suvokti jūrinio transporto vertikalių mašinų diagnostikos specifiką. Klasifikacinių bendrovių norminėje dokumentacijoje nurodoma, kad priklausomai nuo įrenginių padėties laivų masės centro atžvilgiu, laive eksploatuojamus įrenginius veikia sudėtingos dinaminės jėgos atsirandančios dėl laivo supimosi bei nuo siūbavimo, kuris padidina įrenginių apkrovas vertikalia kryptimi. Klasifikacinės bendrovės nurodo, kad vidutinio dydžio jūriniai laivai gali būti supami iki  $15^\circ$  kampu išilgine kryptimi bei iki  $20^\circ$  kampu skersine. Tad įrenginiai eksploatuojami tokio tipo laivuose turi saugiai veikti esant minėtoms sąlygoms, o diegiant stacionarias stebėsenos sistemas laivų techninis personalas turi gebėti nustatyti įrangos techninę būklę net ir esant supimui. Tuo tikslu atlikti skaičiavimai, naudojant baigtinių elementų metodu sudarytą modelį, siekiant nustatyti kaip kinta jėga  $F_s$  veikianti radialinę – ašinę atramą kintant rotoriaus sukimosi ašiai erdvėje. Sukimo ašies posvyris nuo vertikalės buvo atliktas pirminėje analizėje keičiant laisvojo kritimo pagreičio dedamąsias. Paveiksle 2.35 pateiktos jėgos  $F_s$  kreivės esant skirtingiems rotoriaus sukimosi ašies posvyriui nuo vertikalės kampams, kai diskas rotoriaus gale ties atrama B, rotorių veikia 120 gmm disbalansas.



**2.35 pav.** Suminės jėgos  $F_s$  kreivės kai rotoriaus sukimosi ašis paversta nuo vertikalės

Kaip matome 2.35 paveiksle pateiktoje jėgų diagramoje, suminė jėga  $F_s$  kintant rotoriaus sukimosi ašies posvyriui nuo vertikalės kinta ribose nuo 168 N iki

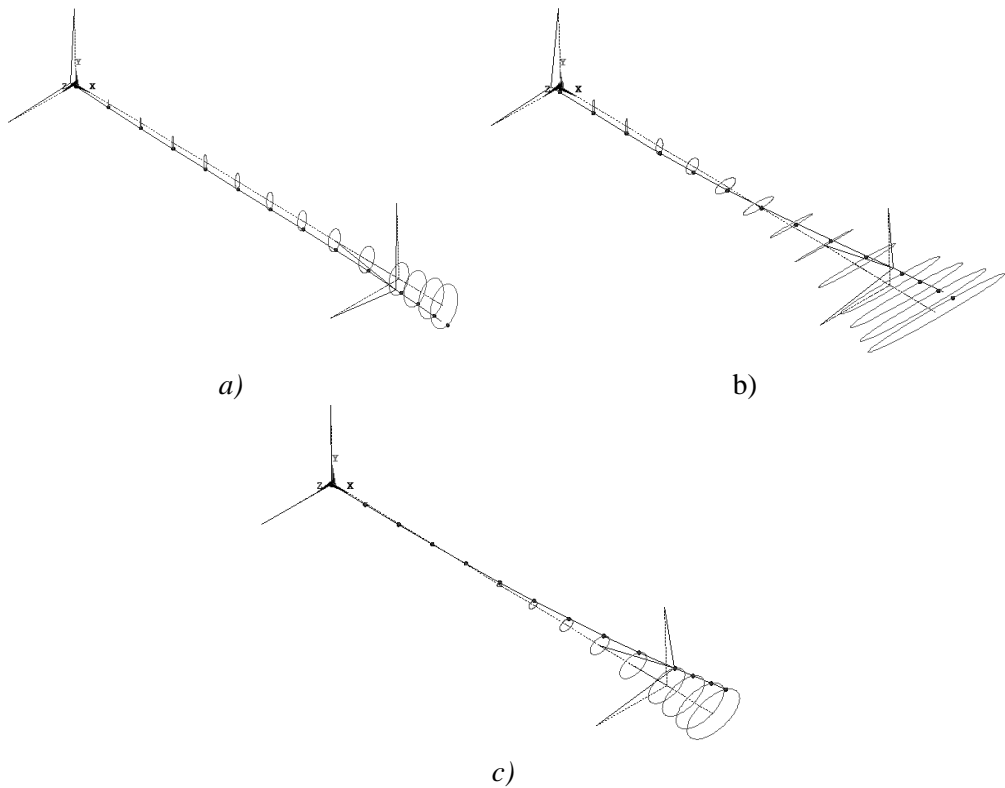
203  $N$  atitinkamai kintant posvyrio kampui nuo  $5^\circ$  iki  $15^\circ$ . Kampo  $\varphi$  reikšmės keičiant posvyrio nuo vertikalės kampą pateikiamos 2.36 paveiksle.



**2.36 pav.** Suminės jėgos  $F_s$  ir rotoriaus sukimosi ašies sudaromas kampas  $\varphi$  kai rotoriaus sukimosi ašis paversta nuo vertikalės

Nagrinėdami 2.36 pateiktas kampo  $\varphi$  kreives matome, kad skirtingai nuo vertikalčiai orientuoto rotoriaus, pasvirusio rotoriaus suminės jėgos ir sukimosi ašies sudaromas kampas turi tam tikrą pradinę reikšmę, vėliau ties atitinkamu sukimosi greičiu sumažėja iki nulinės reikšmės ir vėl ima didėti. Toks reiškinys vyksta dėl radialinio tarpelio guoliuose ir atsiradusios pradinės jėgos radialine kryptimi, prieš pradėdant rotoriumi sukintis. Rotoriui įsikūsus, dinaminė jėga  $F_s$  būdama  $180^\circ$  prieš radialinę jėgą, kuri atsirado dėl rotoriaus svorio jam pasvirus, atsveria šią radialinę jėgą. Dėl to įvyksta pirmasis rezonansas B atramos radialiniame tarpe. Veleno centro padėties orbitos iliustruojančios šį reiškinį pateikiamos 2.36 paveiksle.

2.37 paveiksle pateiktose veleno centro padėties kinematinėse orbitose matome kaip dėl atsiradusios pradinės radialinės jėgos įvyksta rezonansas B atramos radialine tarpe. Tai puikiai iliustruoja pakitusi rotoriaus fazės žymė ir viena kryptimi išaugę poslinkiai. Pateikti vertikalių rotorių dinaminiai procesai atskleidžia vertikalių rotorių diagnostikos specifiką, šių savybių atskleidimas pravers atliekant jūriniuose laivuose sumontuotos vertikalios sukimosi ašies įrenginių stebėseną ir diagnostiką.



**2.37 pav.** Vertikalaus rotoriaus veleno centro orbitos kai rotorius pasviręs  $15^\circ$  nuo vertikalios padėties: a)  $n = 1000$  aps./min; b)  $n_k = 1950$  aps./min; c)  $n = 2850$  aps./min;

#### 2.4. Skyriaus išvados

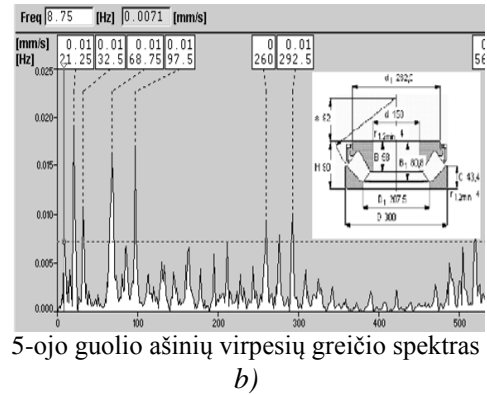
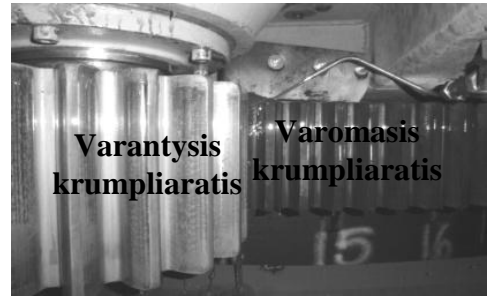
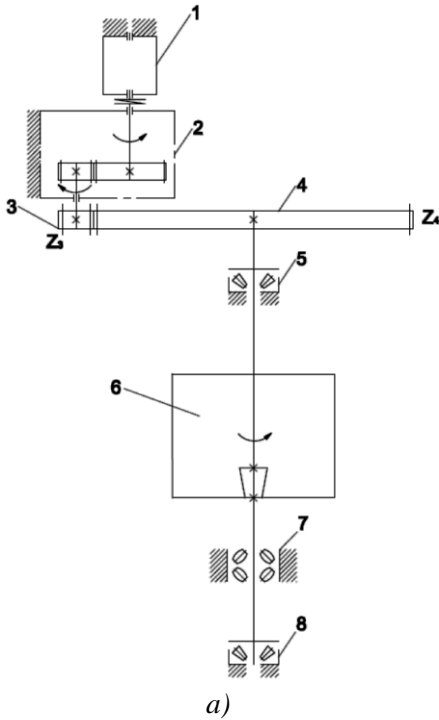
- skyriuje sudarytas analitinis modelis, kuriuo vadovaujantis apskaičiuotos jėgos, veikiančio vertikalių rotorių ašines – radialines atramas, nevertinant rotorių dinamikos reiškinių;
- baigtinių elementų pagalba sudarytas apibendrintas teorinis modelis leidžiantis nustatyti vertikalių rotorių atramas veikiančias jėgas įvertinant rotorių dinamiką: gravitaciją bei jos kryptį, giroskopiškumą, netiesinį atramų standumą, radialinius bei ašinius tarpus atramų guoliuose.
- Sudaryto modelio pagalba apskaičiuotos jėgos veikiančios vertikalaus rotoriaus atramas kintant žadinančiai disbalanso masei, esant sukimosi ašies posvyriui nuo vertikalės;

### 3. EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

#### 3.1. PALYGINAMIEJI VERTIKALIŲ IR HORIZONTALIŲ ROTORIŲ DIAGNOSTINIAI TYRIMAI

Rotorinės mašinos su horizontalia rotoriaus sukimosi ašimi yra plačiau, negu su vertikalia, paplitusios pramonėje. Todėl daugelis mokslinių darbų, skirtų rotorinių stebėsenos ir gedimų prevencijos bei diagnostikos problematikai tirti, yra orientuoti į šio tipo rotorines mašinas. Dėl šios priežasties informacijos apie vertikalių rotorinių mašinų defektų diagnostinius tyrimus yra ženkliai mažiau nei apie mašinas su horizontalia sukimosi ašimi. Lyginant vertikalių ir horizontalių rotorinių sistemų dinamikos tyrimų rezultatus ir autoriaus su kolegomis atliktus natūralios eksploatacijos sąlygomis veikiančių technologinių ir energetinių mašinų virpesių tyrimus, nustatyta, kad didžiausias tokių mašinų funkcinis skirtumas yra rotorių atramos sumontuotuose guoliuose veikiančios apkrovos (AB „Lifosa“ sieros rūgšties siurbliai, AB „Kruonio hidroakumuliacinė elektrinė“ hidroagregatai, AB „Nordic Sugar Kėdainiai“ difuzijos agregatas ir centrifugos, UAB „Arvi“ įmonėse centrifugos ir kt.). Horizontalių rotorinių sistemų atramas neveikia apkrovos nukreiptos ašine kryptimi arba ašinės apkrovos yra ženkliai mažesnės, lyginant su radialiosiomis. Todėl rotorinių mašinų su horizontalia sukimosi ašimi atramos dažniausiai turi radialiuosius guolius, jeigu technologinis procesas nereikalauja radialiųjų ašinių guolių. Vertikaliose rotorinėse sistemose, atramos naudojami ašiniai arba ašiniai radialieji guoliai. Ypač esant didelių masių ir geometrinių matmenų technologinių mašinų rotoriams. Pavyzdžiui, 3.1 paveiksle pateiktas vertikalios sukimosi ašies difuzijos įrenginio, kurio aukštis apie 26 m rotorinė sistema (AB „Nordic Sugar Kėdainiai“). Rotorinė sistema sukasi ritininiuose radialiuosiuose guoliuose 5 (SKF294/E30) ir 8 (SKF 292/500), gebančiuose priimti didesnę nei 1000 000 0 N ašinę apkrovą. Rotoriaus stabilumą užtikrina radialieji ritiniai guoliai (SKF 23096 CA/W33), žymimi pateiktame paveiksle 7 – a pozicija. 3.1a) paveiksle pateikta vertikalios difuzijos agregato schema. Difuzijos įrenginį sudaro 1 – asinchroninis elektros variklis; 2 – reduktorius; 3 – varantysis krumpliaratis, kurio krumplių skaičius  $z_3=19$ , modulis  $m=20mm$ , 4 – itin didelių gabaritinių matmenų varomasis krumpliaratis, kurio krumplių skaičius  $z_4=235$ , dalijamasis skersmuo 4700 mm; 5, 7, 8 – radialiniai – ašiniai riedėjimo guoliai; 6 – difuzijos darbo cilindras [V. Barzdaitis, A. Tadžijevs JVE-2012-14-1-p.735]

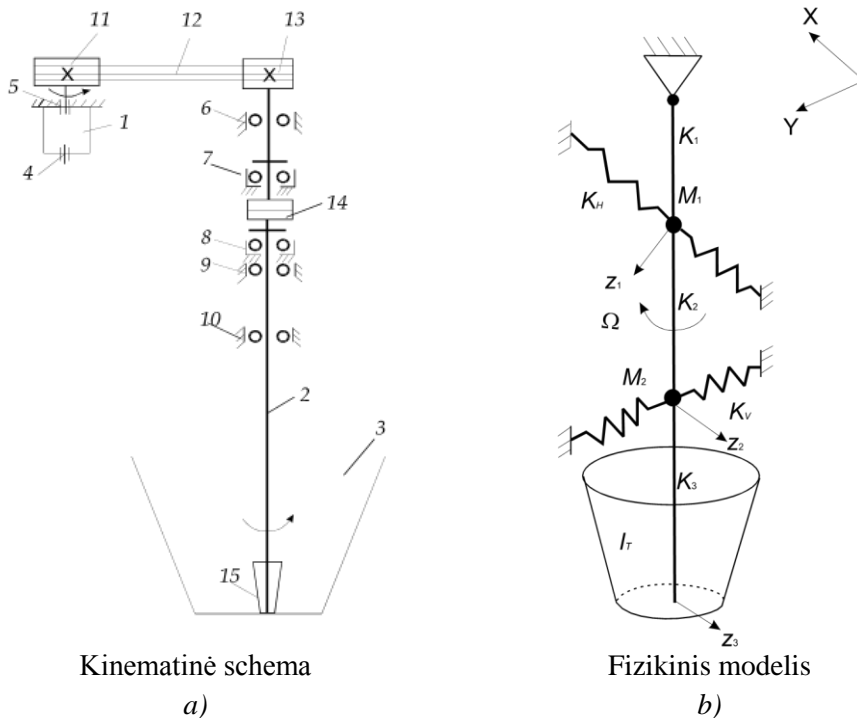




**3.1 pav.** Difuzijos agregato rotorinės sistemos kinematinė schema ir krumplinė kabinimosi pora 3 – 4: a) kinematinė difuzijos įrenginio schema; b) tiriama krumpliaraičių pora 3 – 4 bei virpesių pagreičių  $a_{RMS}$  spektras

Šių technologinių mašinų ašinės apkrovos daug kartų viršija radialiąsias (kaip, pavyzdžiui, Kruonio hidroakumulaicinės elektrinės hidroagregatų rotoriai). Defektų diagnostiniams tyrimams ir techninės būklės stebėsenai skirta norminė dokumentacija, taip pat ir moksliniai tyrimai, labiau orientuoti į horizontalios ašies rotorinių mašinų gedimų prevenciją. Vertikaliosioms rotorinėms sistemoms dedikuotas vos vienas ar keli standartai: EN ISO 10816-5 “Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants“. Pirmoji šio standarto versija išleista tik 2000 m. Standarte nurodomos rekomenduotinos hidro turboagregatų mechaninių absoliučiuųjų virpesių greičių kvadratinė vertė pagal virpesių intensyvumo sritis, matavimo keitlių tvirtinimo vietos. Ribotas dėmesys vertikalios sukimosi ašies rotorinių sistemų diagnostiniams tyrimams mokslinėse publikacijose bei norminėje dokumentacijoje nereiškia, kad tokio tipo rotorinės mašinos naudojamos retai arba veikia patikimiau, lyginant su horizontalios ašies rotoriais. Yra daug pramonės šakų, kurių pagrindinės technologinės operacijos atliekamos išskirtinai tik vertikalios sukimosi ašies rotorinės mašinos. Pažymėtina, kad vertikalios ašies rotorinės mašinos vyrauja jūriniame transporte. Didelį šių

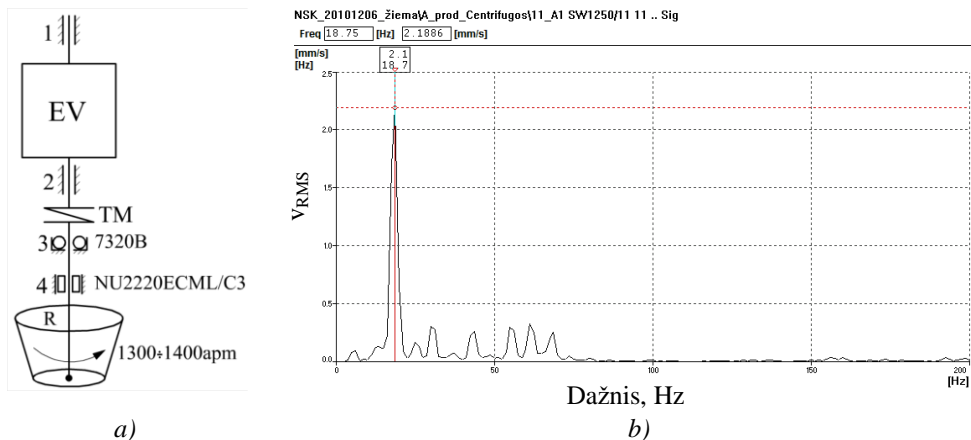
mašinių paplitimą kai kuriose pramonės šakose nulemia tai, jog visi gravitacijos pagalba veikiantys technologiniai procesai reikalauja vertikalios sukimosi ašies rotorinių įrenginių. Labiausia žinomi ir ženkiausia paplitę gravitacijos pagalba veikiantys technologiniai procesai yra mechaninis atskyrimas (separavimas), smulkinimas pjovimu, maišymas (difuzija), produkto kristalizavimas (cukraus pramonėje). Dažnai vertikalios ašies rotorinės mašinos naudojamos ir siekiant racionaliai išnaudoti technologinį užstatymo plotą ar dėl to, kad tenka tiekti skystą technologinę medžiagą iš apačios į viršų (taip gaunami mažesni hidrauliniai nuostoliai, dėl mažesnio jungiamųjų alkūnių skaičiaus). Nepaisant didelio šių mašinių paplitimo pramonėje, vertikalios sukimosi ašies mašinos turi ženklų trūkumą – viršutinių atramų standis tiek ašine tiek radialine kryptimi yra ženkliai mažesnis nei apatinių. Taip yra dėl to, kad apatinės atramos konstruktyviai tvirtinamos prie masyvaus pamato, įrengto ant grunto ar ant patalpos grindų, kurių standis radialine ir ašine kryptimi didelis.



**3.2 pav.** Vertikalios rotorinės sistemos, įtvirtintos rėminėje nestandžioje konstrukcijoje, kinematinė schema ir modelis

Tokios rotorinės sistemos viršutinės atramos neretai tvirtinamos prie nepakankamai standžių rėminės konstrukcijos atramų, kurios yra liaunos ir nepasižymi dideliu standžiu radialine ir ašine kryptimis arba įrenginys turi bendrą korpusą, kuriuo bendra konstrukcija tvirtinama tik apatinėje įrenginio dalyje.

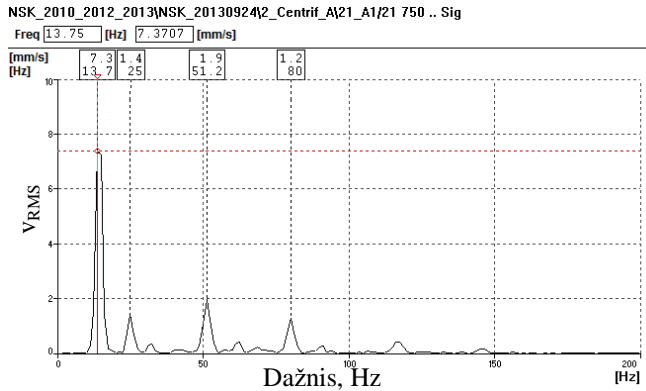
Rėminės nestandžios tvirtinimo konstrukcijos didelio našumo ilgalaikiame, nepertraukiamame darbo režime veikiančios centrifugos, vertikalios rotorinės sistemos kinematinė schema ir fizikinis modelis pateikti 3.2 paveiksle. Rotorinę sistemą sudaro: asinchroninis elektros variklis 1, kuris per trapecinio diržo pavarą 11, 12 ir 13 varo rotorinę sistemą 2, su kūginiu cilindrinio darbo organu 3. Elektros variklio rotorius sukasi riedėjimo guoliuose 4 ir 5. Centrifugos rotorių 2 sudaro dvi dalys – viršutinė ir apatinė, kurios sujungtos tampria mova 14. Viršutinė dalis sukasi dviejuose guoliuose: radialiajam riedėjimo guolyje 6 (SKF 6230) ir radialiajame ašiniame rutuliniame 7 (SKF 7230). Apatinė rotoriaus dalis sukasi trijuose guoliuose: radikaliame – ašiniame rutuliniame guolyje 8 (SKF 7230) ir dviejuose radialiuosiuose rutuliniuose 9 ir 10 (SKF 6230). Rotoriaus neįtvirtintame gale, standžiai per jungtį 15 pritvirtintas cukrų atskiriantis (filtruojantis) būgnas 3. Būgnas su rotoriumi sujungtas kūginiais veleno kakliuko ir būgno skylės paviršiais.



**3.3 pav.** Daugiaatramės vertikaliosios centrifugos kinematinė schema: a) SW1250 rotorinė sistema b) apkrautos centrifugos 3 – ios guolių atramos radialiųjų virpesių greičio spektras esant didžiausiam technologiniam sukimosi greičiui 1125 *aps./min.*

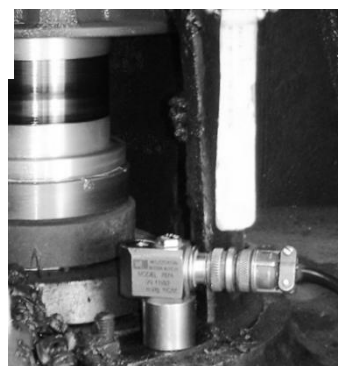
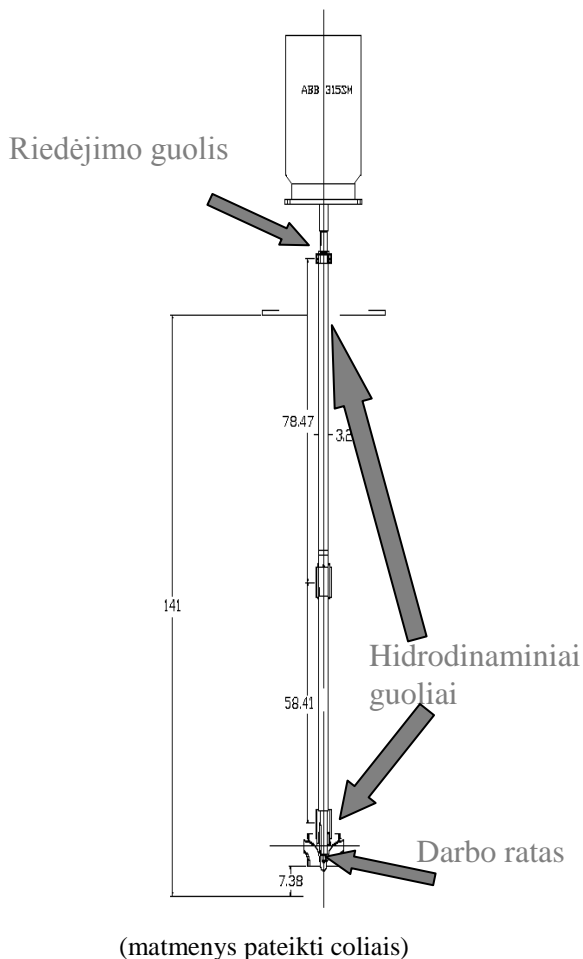
Paveiksle 3.3 pateiktas daugiaatramės vertikaliosios centrifugos, kurios rotorinę sistemą sudaro elektros variklis EV ir centrifugos rotorius R, besisukantis riedėjimo trinties guoliuose 3 ir 4. Rotoriai jungiami tampria mova TM, kaip parodyta paveiksle 3.3, Cukraus gamybos pramonėje šio tipo naudojamų centrifugų sukimosi greičiai kinta cikliškai nuo 0 *aps./min* iki 1400 – 2300 *aps./min.* (centrifugos SW1250, G1750, G1350, BMA, Vokietija) nustatytų technologiskai. Tokių rotorių pirmasis rezonanso greitis yra apie 780 – 830 *aps./min.* Esant žyriam rotorinės sistemos disbalansui, rezonanso greičio metu kelis kartus išauga virpesių intensyvumas ir žalojami guoliai bei jų atramos. Mechaniniai virpesiai matuojami seisminiais pagreičių keitliais, standžiai tvirtinant juos prie 3-ojo (7320B –

radikalusis – ašinis, vienaeilis, rutulinis guolis, kontakto kampas 40°) ir 4-ojo (NU2220ECML/C3 – radialusis ritininis vienaeilis guolis) guolių, bendros atramos radialiaja kryptimi arba ašine kryptimi. Guolių atramos virpesių greičių spektras, esant didžiausiam sukimosi greičiui parodytas 3.4 paveiksle.



**3.4 pav.** Apkrautos SW1250 centrifugos guolių atramos radialiųjų virpesių greičio spektras, esant didžiausiai leistinai technologinio įrenginio apkrovai, sukimosi greitis kritinis  $n_k=825$  aps/min, didžiausia virpesių greičio reikšmė  $v_{rms}=7,1$  mm/s

Kitas vertikalus rotorinis įrenginys, kurio darbo gebą itin paveikia rotoriaus dinamika yra sieros rūgšties siurblys. Defekčio siurblio daugiaatramės rotorinės sistemos kinematinė schema ir virpesių tyrimų rezultatai pateikti 3.5 paveiksle. Tai didelės galios ir itin didelio našumo vertikalus sieros rūgšties siurblys dirbantis recirkuliaciniu režimu: rotoriaus sukimosi greitis pastovus  $1480$  aps./min., našumas  $1074$  m<sup>3</sup>/h, asinchroninio elektros variklio galia  $P_{EV}=160$  kW, darbo rato su 6 darbo mentėmis skersmuo  $331$  mm, vertikalios rotorinės sistemos aukštis  $3477$  mm. Rotorinė sistema įtvirtinta trijuose guoliuose – pirmasis radikalusis – ašinis dvieilis riedėjimo guolis, antrasis ir trečiasis – hidrodinaminiai. Antrasis nutolęs nuo pirmojo  $1993$  mm atstumu, trečiasis, esantis prie darbo rato nutolęs nuo antrojo  $1484$  mm atstumu. Hidrodinaminiai guoliai tepami technologiniu produktu (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>, +220°C), kaip parodyta 3.5 paveiksle. Siekiant nustatyti rotorinės sistemos defektą ir identifikuoti virpesių šaltinį, buvo matuojami absoliutieji virpesių greičiai naudojant seisminius pagreičių keitlius, virpesių matavimų vietos parinktos vadovaujantis ISO 10816–3 reikalavimais. Pagreičių keitliai, tyrimų metu, buvo tvirtinami prie riedėjimo guolio korpuso radialiaja ir ašine kryptimis, nes hidrodinaminių guolių konstrukcijos padėtis neleido tvirtinti virpesių matavimo prietaisų prie šių guolių. Diagnostiniai tyrimai buvo atliekami, esant vardiniai talpos apkrovai, talpa buvo užpildyta iki  $2,05$  m aukščio technologiniu produktu, vėliau talpa papildyta iki  $2,25$  m.



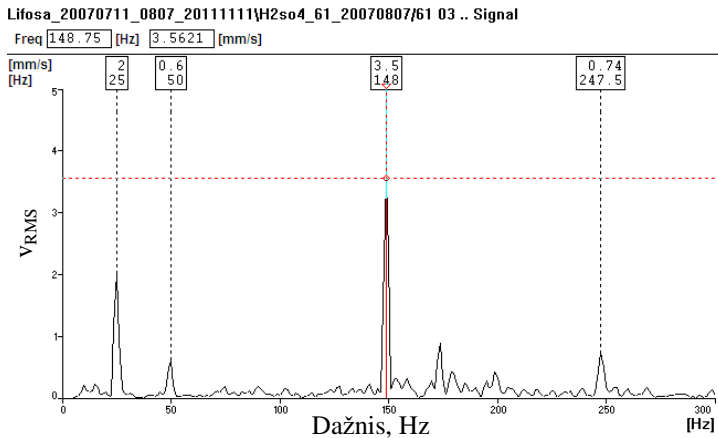
a)

b)

**3.5 pav.** Vertikalios ašies sieros šykšties siurblys riedėjimo (duomenys pateikiami suderinus su AB „Lifosa“) a) principinė vertikalaus sieros rūgšties siurblio schema; b) pagreičių keitlio montavimo vietas;

Paveiksle 3.6 pateikiamas defektą turinčio, vertikalios ašies sieros rūgšties siurblio virpesių greičio  $v_{RMS}$  spektras. Didžiausia virpesių greičio  $v_{RMS}$  nustatyta reikšmė 3,5 mm/s, dažnis 148 Hz, ši reikšmė rodo yra siurblio menčių dažnio reikšmė, tačiau kai rotorius atramose užtikrinamas pakankamas standis, ši reikšmė turi būti bent per pus mažesnė. Tai rodo, kad didėjant radialiniam riedėjimo guolio

tarpu, kartu didėja ir darbo organo dažnio virpesių lygis, sąlygojamas technologinio proceso.



**3.6 pav.** Defekčio siurblio radialiųjų virpesių greičio  $v_{RMS}$  spektras

Žemiau pateiktoje eksperimentinių tyrimų skyriaus dalyje pateikiami autoriaus atliktų originaliųjų tyrimų palyginamieji vertikaliųjų ir horizontaliųjų rotorinių sistemų diagnostinių tyrimų rezultatai. Skyriaus tikslas – nustatyti esminius skirtumus tarp horizontaliųjų ir vertikaliųjų rotorinių sistemų defektų indikacijų, diagnostiniuose tyrimuose, nustatyti kiekybinius bei kokybinius jų skirtumus. Nustatyti kokybinius ryšius, kaip vertikaliųjų rotorinių įrenginių defektų diagnostinių tyrimų rezultatai koreliuoja su rotorinių sistemų dinamiką nusakančiais parametrais. Išskeltam tikslui pasiekti keliami šie uždaviniai:

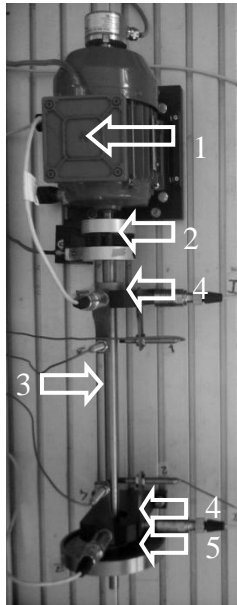
- atlikti palyginamuosius vertikaliųjų ir horizontaliųjų rotorinių sistemų defektų diagnostinius tyrimus;
- kiekybiškai įvertinti vertikaliųjų ir horizontaliųjų rotorinių sistemų diagnostinių tyrimų ypatumų skirtumus.

Kadangi rotorijų ir jų guolių reliatyviųjų virpesių poslinkių matavimas nėra efektyvus, sudėtingas ir brangus, lyginant su absoliučiąjų virpesių matavimas seisminiais keitliais, todėl, tyrimai atliekami naudojant guolių absoliučiuosius virpesius. Eksperimentų metu buvo matuojami ir rotoriaus reliatyvieji virpesiai. Tačiau virpesių duomenys, gauti matuojant rotoriaus–guolio virpesių poslinkius, dėl smūgių, gaunamų, kai velenas su standžiai tvirtintu vidiniu riedėjimo guolio žiedu nerieda, o skrieja radialiniu tarpu kol pasiekia kontaktą su rutuliuku, gaunamas nedidelis smūgis į atramą. Atrama savo ruožtu žadina virpėti rotorinę sistemą–konstrukciją savaisiais dažniais, kurie patenka į aukštų dažnių sritį. Šie aukštųjų dažnių virpesiai sumažina reliatyviųjų virpesių spektrų tikslumą ir apsunkina rezultatų analizę. Todėl defektų diagnostiniuose tyrimuose ženkliai sumažėja

galimybė identifikuoti nedidelius, besivystančius riedėjimo guolių elementuose defektus.

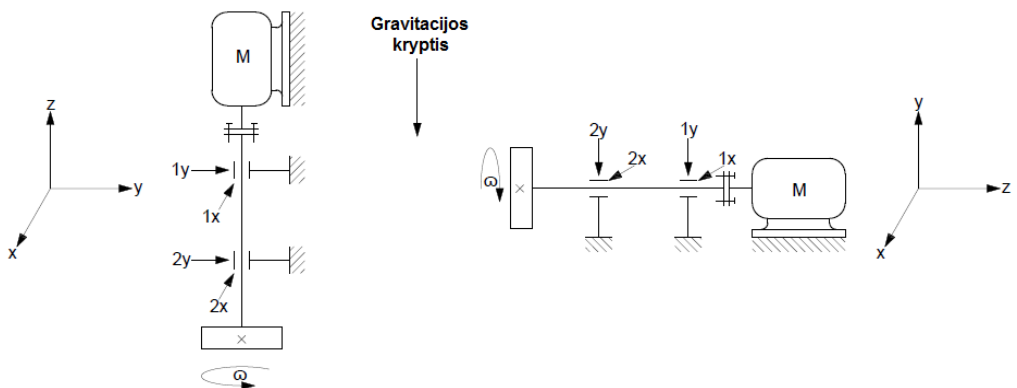
### 3.1.1. Eksperimentinių tyrimų įranga

Eksperimentinių tyrimų stendas, kuris pavaizduotas paveiksle 3.7, buvo specialiai pasigamintas guolių 6004 defektams tirti. Eksperimento metu naudoti vienos eilės, rutuliniai 6004–2Z/C3 guoliai. Eksperimentinių tyrimų stendas sukonstruotas taip, kad galima rotorius sukimosi ašį orientuoti tiek vertikaliai tiek ir horizontaliai. Tyrimų stendo rotorius varomas trifazio, asinchroninio elektros variklio „Adda Antriebstechnik 63322 Rodernark“, kuris paveiksle 3.7 pažymėtas 1 – a pozicija, kurio galia 0,37kW jungiant variklį žvaigžde, vardinis sukimosi greitis  $n_v = 3340 \text{ aps/min}$ . Variklis valdomas „SSD Drives“ pagamintu „650V/003/230F“ modelio dažnių keitikliu, kurio vardinė galia  $P_v = 650 \text{ W}$ , dažnis gali būti keičiamas belaispniškai, pagal iš anksto užduotą programą, ribose nuo 0 iki 240 Hz. Tai leistų tyrimų stende sumontuotam varikliui pasiekti  $n = 16032 \text{ aps/min}$ . greitį, tačiau kadangi variklis nepritaikytas ilgą laiką dirbti tokiomis apkrovomis, tyrimų metu tokių greičių nebuvo naudota. Didžiausias galimas saugus rotorius greitis  $n = 5000 \text{ aps/min}$ . Tyrimų metu, rotorius velenas su varikliu buvo sujungtas mova su tampriuoju elementu 2. Rotorius velenas 3,  $d_v = 20 \text{ mm}$  skersmens,  $l_v = 550 \text{ mm}$  ilgio plieninis strypas, kuris sumontuotas atramos 4, vienos eilės, rutulinių riedėjimo guolių 6004–2Z/C3 pagalba. Rotorius veleno gale, 50 mm atstumu nuo antrosios rotorius atramos, sumontuotas diskas 5, ant kurio tvirtinama žadinančioji disbalanso masė. Atstumas tarp atramų 500 mm. Arčiau variklio esančioje, pirmojoje atramoje, sumontuotas naujas guolis 6004–2Z/C3.



**3.7 pav.** Eksperimentinių tyrimų stendas

Eksperimentinių tyrimų metu, atskiri tyrimai buvo atliekami su skirtingais defektą turinčiais ir bedefekčiais guoliais. Taip pat tyrimų metu buvo keičiamas rotoriaus sukimosi ašies orientavimas erdvėje. Pirmą, kiekvienas tyrimas buvo atliktas orientuojant rotoriaus sukimosi ašį horizontaliai, atlikus tyrimą, visas tyrimų stendas su eksperimentine įranga, sumontuota ant jo buvo perorientuojamas taip, kad rotoriaus sukimosi ašis taptų vertikali. Principinė tyrimų atlikimo schema pateikta 3.8 paveiksle.



**3.8 pav.** Tyrimo stendo sukimosi ašies orientavimo principinės schemas su nurodytomis pagreičių keitlių montavimo vietomis ir matavimo kryptimis

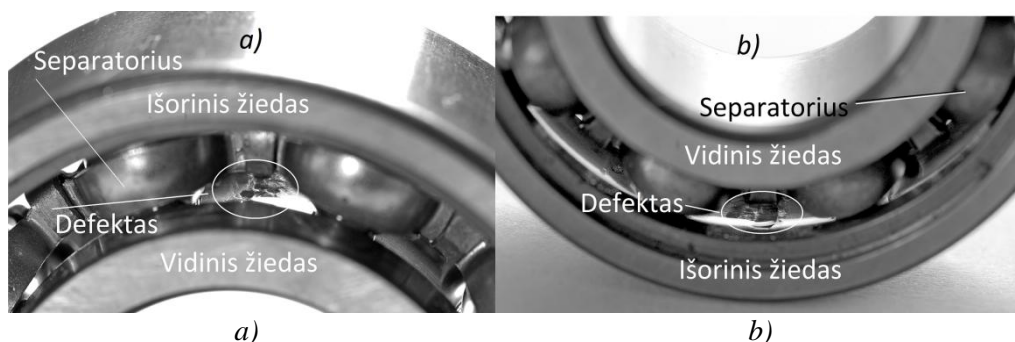


Tyrimų metu, guolis sumontuotas antroje atramoje buvo nuolat keičiamas. Atliekant pirmąjį tyrimą antroje atramoje sumontuojamas naujas bedefektis 6004–2Z/C3 guolis, vėliau jis buvo pakeistas guoliu 6004–2Z/C3 su vidinio žiedo riedėjimo takelio defektu, tolimesniame tyrime, guoliu 6004–2Z/C3 su išorinio žiedo riedėjimo guolio defektu. Eksperimentas buvo atliekamas įgreitinant rotorius nuo 50 *aps/min.* iki 3050 *aps/min.* tolygiai, per 30 sekundžių. Siekiant ištirti kaip minėtomis tyrimo sąlygomis defektų indikacijų aptikimo galimybę įtakoja disbalanso jėgos  $F_u$  tyrimų metu buvo naudojamos dvi disbalanso masės. Atsižvelgiant į rotoriaus masę ir konstrukcinius ypatumus, vadovaujantis standartu ISO 1940–1 buvo nustatyta, kad leistina tokio tipo rotoriaus disbalanso klasė yra G6.3, ši klasė rekomenduojama rotoriams su smagračio tipo darbo ratu. Vadovaujantis parinkta leistino disbalanso klase, buvo apskaičiuotas leistinasis liekamasis šio rotoriaus disbalansas, kurio vertė 125 *gmm*. Dėl šios priežasties buvo nuspręsta parinkti disbalanso dydžius taip, kad vienas disbalanso dydis neviršytų leistinos ribos, kitas disbalanso dydis būtų bent du kart didesnis už leistinąjį. Taip bus galima įvertinti defekto indikacijų aptinkamumo galimybes kai rotorius yra subalansuotas tinkamai ir kai disbalansas viršija leistinas reikšmes. Dėl to buvo parinktos dvi disbalanso masės, kurių viena sudaro 80 *gmm* kita 240 *gmm* disbalansą. Disbalanso masė tvirtinama ant disko skirta disbalanso masei tvirtinti 60 *mm* spinduliu nuo sukimosi ašies. Rotoriaus atramų absoliučiujių virpesių pagreičiai buvo matuojami naudojant 4 – iais pagreičių keitliais „Wilcoxon Research“, 793, kurių matuojamas dažnių diapazonas nuo 0,5 iki 15000 *Hz*, jautris 100 *mV/g*. Matavimai buvo atlikti dvejose plokštumose, ant kiekvienos iš atramų buvo sumontuota po du pagreičių keitlius. Pagreičių keitliai buvo sumontuoti statmenai rotoriaus sukimosi ašiai, 90° kampu tarp keitlių. Duomenys buvo įrašyti „OROS Mobipack“ daugiakanalio virpesių duomenų kaupiklio – analizatoriaus pagalba, vėliau duomenys buvo analizuojami „NVGate“ V.8.20 ir „ORBIGate“ V.5.00 programinės įrangos pagalba. Guolių, naudotų tyrimuose, defektai buvo sukurti dirbtinai. Guolių 6004–2Z/C3 atvaizdai, su vidinio ir išorinio guolių žiedų takelių defektais pateikti paveiksle 3.9, a) pateikiamas guolis su vidinio žiedo riedėjimo takelio defektu, b) pateikiamas guolis su išorinio žiedo riedėjimo takelio defektu. Pagrindiniai guolio 6004–2Z/C3 kinematiniai dažniai pateikiami lentelėje 3.1.

### 3.1. lentelė. Pagrindiniai guolių 6004–2Z/C3 kinematiniai dažniai

Stacionarus didžiausias vidinio guolio žiedo sukimosi greitis, $n_i = 3050 \text{ aps/min.} = 50,83 \text{ Hz}$ , išorinio žiedo sukimosi greitis $n_e = 0 \text{ aps/min.}$	Tipinis kinematinis dažnis, <i>Hz</i>
Guolio separatoriaus, $f_c$	20,2
Riedmens defekto, smūgiuojančio tik į vidinį arba tik į išorinį	119

Žiedų, $f_{rl}$ [Hz]	
Vidinio guolio žiedo riedėjimo takelio defekto, $f_{ip}$	276
Išorinio guolio žiedo riedėjimo takelio defekto, $f_{ep}$	182
Riedmens defekto, smūgiuojančio į vidinį ir išorinį žiedą, $f_{rp}$ [Hz]	238



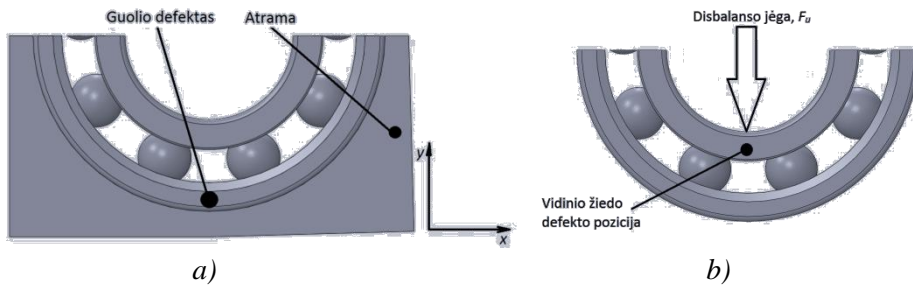
**3.9 pav.** Tyrimo metu naudoti guoliai su defektais *a)* guolis 6004–2Z/C3 su vidinio žiedo riedėjimo takelio defektu; *b)* guolis 6004–2Z/C3 su išorinio žiedo riedėjimo takelio defektu;

Pagrindiniai, tyrime naudojamų guolių, matmenys pateikiami 3.2. lentelėje.

### 3.2. lentelė. Pagrindiniai guolių 6004–2Z/C3 matmenys

Guolio elemento pavadinimas	Reikšmė, matavimo vienetai
Išorinis guolio skersmuo, $D_{i\bar{s}}$	42 mm
Guolio vidinio žiedo, vidinis skersmuo, $d_{vid}$	20 mm
Guolio plotis, $B$	12 mm
Riedėjimo rutuliuko (elemento) skersmuo, $d_{rut}$	7,8 mm
Riedmenų skaičius	9 vnt.

Eksperimentinių tyrimų metu, atliekant tyrimus, kuomet antrojoje atramoje, esančioje arčiau disko, sumontuotas guolis 6004–2Z/C3 su išorinio žiedo riedėjimo takelio defektu, riedėjimo takelio defektas orientuojamas y kryptimi, kaip parodyta paveiksle 3.10. *a)*



**3.10 pav.** Tyrime naudotų guolių defektų pozicionavimas a) išorinio žiedo takelio defekto padėtis; b) vidinio žiedo takelio defekto padėtis disbalanso jėgos atžvilgiu;

Tyrimuose, kuomet antroje atramoje sumontuotas guolis su vidinio riedėjimo guolio takelio defektu, defektas orientuojamas taip, kad vidinio žiedo takelio defektas kryptimi ir faze tiesiogiai sutampa su disbalanso jėgos kryptimi, kaip pavaizduota 3.10 b) paveiksle. Eksperimentinių tyrimų atlikimo tvarka pateikta lentelėje 3.3.

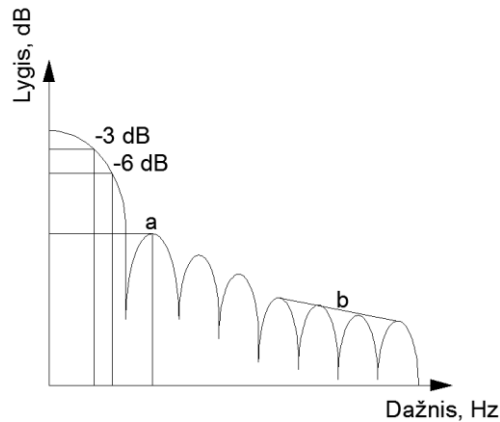
### 3.3. lentelė. Eksperimentinių tyrimų atlikimo tvarka

Eilės Nr.	Rotoriaus sukimosi ašies orientavimas	Disbalansas	Antroje atramoje sumontuotas guolis
1.	Horizontaliai	80 g·mm	Be defektų
	Vertikaliai		
2.	Horizontaliai	240 g·mm	Be defektų
	Vertikaliai		
3.	Horizontaliai	80 g·mm	Vidinio žiedo takelio defektas
	Vertikaliai		
4.	Horizontaliai	240 g·mm	Vidinio žiedo takelio defektas
	Vertikaliai		
5.	Horizontaliai	80 g·mm	Išorinio žiedo takelio defektas
	Vertikaliai		
6.	Horizontaliai	240 g·mm	Išorinio žiedo takelio defektas
	Vertikaliai		

#### 3.1.2. Eksperimentinių tyrimų rezultatai ir jų analizė

Eksperimentinių tyrimų metu buvo matuojami tiek absoliutieji rotoriaus atramų mechaniniai virpesiai tiek ir reliatyvieji rotoriaus veleno virpesiai, ties rotoriaus atramomis. Tyrimai buvo atliekami tvarka, kuri pateikta 3.3. lentelėje. Nors buvo matuojami ir reliatyvieji rotoriaus veleno virpesiai, tačiau pagrindinis

dėmesys, tyrimo metu, buvo skiriamas absoliutesiems rotoriaus atramų virpesiams, nes tyrimai parodė, kad jie yra informatyvesni. Ypatingas dėmesys buvo skiriamas analizuojant vidutines kvadratinės absoliučią virpesių greičių  $v_{RMS}$  reikšmes, jų greitos Furje transformacijos (GFT) spektrus, kaskadas ir vandens krioklio diagramas. Greitajai Furje transformacijai, tyrimų metu, naudotas Hanning langinimas. Hanning langinimas vienas iš labiausia tinkančių langinimo būdų analizuojant pereinamųjų procesų GFT spektrus. Pagrindiniai parametrai, kuriais apibudinamas langų funkcijų tinkamumas vienokio ar kitokio pobūdžio proceso GFT spektrui gauti, pateikiami 3.4. lentelėje. Lango funkcijos tinkamumas apibrėžiamas keliais pagrindiniais dažninio atsako lango parametrais, kurie pateikti 3.11. paveiksle. Pagrindiniai dažninio atsako lango parametrai yra pagrindinės bangos plotis, kuris dažniausia išreiškiamas dviem dydžiais, tai  $-3\text{ dB}$  reikšmė ir  $-6\text{ dB}$  reikšmė. Kitas, ne mažiau svarbus, dažninio atsako lango parametras yra gretutinės bangos lygis, kuris 3.11. pateiktame paveiksle pažymėtas  $a$  dydžiu. Dar vienas svarbus parametras apibrėžiantis dažninio atsako lango savybes yra gretutinių bangų slopimo greitis, kuris taip pat gali būti vadinamas glodinimo greičiu, šis parametras taip pat pateikiamas 3.11. paveiksle, žymimas  $b$ . Šis dydis parodo kiek  $\text{dB}$  sumažėja reikšmė per dekadą.



**3.11 pav.** Pagrindiniai GFT dažninio atsako parametrai

**3.4. lentelė.** Pagrindinės GFT langų dažninio atsako parametrai

Lango tipas	$-3\text{ dB}$ pagrindinės bangos plotis	$-6\text{ dB}$ pagrindinės bangos plotis	Didžiausias gretimos bangos lygis $a$ , $\text{dB}$	Gretutinių bangų slopimo greitis $b$ , $\text{dB per dekadą}$
Stačiakampis langas	0,88	1,21	$-13$	20

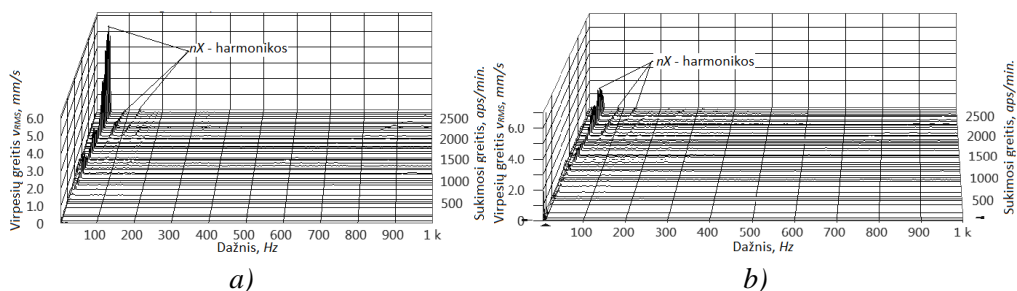
Hanning langas	1,44	2,00	-32	60
Hamming langas	1,30	1,81	-43	20
Blackman-Harris langas	1,62	2,27	-71	20
Tikslusis Blackman langas	1,61	2,25	-67	20
Blackman langas	1,64	2,30	-58	60
Plokščio viršaus langas	2,94	3,56	-44	20

Analizuodami pagrindinius GFT langų dažninio atsako parametrus, pateiktus 3.4. lentelėje, matome, kad Hanning tipo lango funkcija duoda viena iš tiksliausių dažniųjų rezultatų, tai pastebima analizuojant atskirų langų pagrindinės bangos plotį. Be to, kad gaunamas gana tikslus dažninis rezultatas šio tipo lango funkcija turi vieną iš geriausių gretutinių bangų slopinimo greitį. Būtent dėl šių priežasčių, t.y. dėl gan tikslaus pagrindinės bangos dažnio, žemo gretutinių bangų lygio ir didelio jų slopinimo greičio, Hanning tipo lango funkcija yra dažniausia naudojama pereinamųjų procesų mechaninių virpesių spektrų, kaskadų ar vandens krioklio diagramų sudarymui. Tyrimų metu tiek absoliučiuoju tiek ir reliatyviųjų virpesių signalas buvo įrašinėjamas 51200 reikšmių per sekundę greičiu (diskretizavimo dažniu). Sudarinėjant GFT spektrus buvo naudojamas 20 ms vidurkinimo laiko intervalas bei eksponentinė vidurkinimo skalė.

Rezultatų patikimumui užtikrinti, visų tyrimų metu per 30 s įgreitėjusio rotoriaus, besisukančio stacionariu  $n = 3050 \text{ aps./min.}$  greičiu, matavimo duomenys buvo įrašinėjami 60 s, vėliau rotorius tolygiai per 30 s sustabdomas, dažnio keitiklio pagalba. Taigi, įrašant tyrimo duomenis 51200 reikšmių per sekundę diskretizavimo dažniu bei naudojant 20 ms signalo vidurkinimo funkciją programiniame pakete NVGate, iš tyrimo metu gauto stacionaraus darbo režimo signalo galime gauti 300 – us GFT spektrų. Jei nenaudotume signalo vidurkinimo funkcijos programiniame pakete, tuomet iš įrašyto signalo galėtume gauti 1200 GFT spektrų. Signalo vidurkinimo funkcija, programiniame pakete, pagal nutylėjimą naudojama siekiant išvengti signalo moduliacijos, dėl chaotiškos rotoriaus kinematikos. Tyrimo rezultatuose pateikiami duomenys – 5 GFT spektrų vidutinės  $v_{RMS}$  reikšmės. GFT spektrų reikšmės buvo atrinktos ties 10 s, 20 s, 30 s, 40 s ir 50 s signalo laiko

atkarpomis. Tokia GFT spektrų analizė buvo naudota siekiant įsitikinti, kad signalo vienodų parametrų reikšmių sklaida yra patenkinama ir siekiant išsiaiškinti ar GFT spektruose stebimos kinematinių dažnių reikšmės kinta laike (rotoriui sukantis stacionariu režimu).

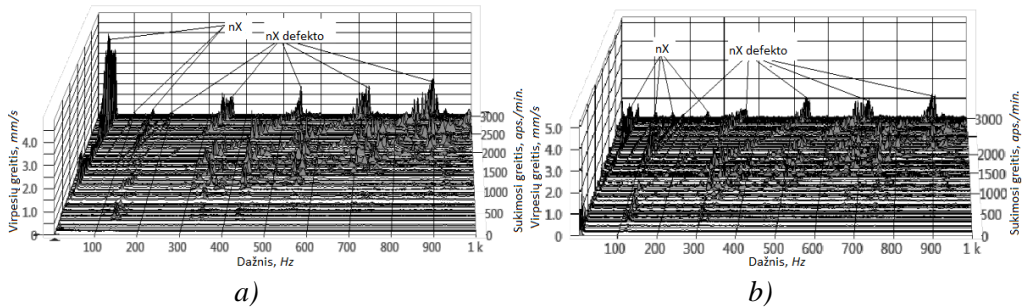
Kaip jau buvo minėta 3.1.1. skyriuje, tyrimų metu buvo analizuojami absoliučiąjį atramų virpesių duomenys, keičiant antrosios atramos guolį, schema pateikta 3.8 paveiksle. Pirmieji bandymai atlikti su bedefekčiais guoliais abejose atramose, vėliau antrasis guolis keičiamas į guolį su vidinio guolio žiedo takelio defektu, tolimesniuose tyrimuose šis guolis keičiamas guoliu, su išorinio žiedo takelio defektu. Pirmojoje atramoje sumontuotas guolis, visų tyrimų metu nekeistas. Antrosios guolio atramos sinchroninio dažnio bei jo kartotinių dažnių virpesių greičio kvadratinio vidurkio  $v_{RMS}$  kaskados pateikiamos 3.12. paveiksle, a) dalyje pateikiama antrosios atramos  $x$  krypties, statmenos gravitacijos kryptčiai, absoliučiąjį virpesių pagreičio keitlio kaskados, „ $nX$  – harmonikos“ žymi horizontalaus rotoriaus su sinchroninio dažnio bei jo kartotinių virpesių harmonikos; b) dalyje pateikiama antrosios atramos  $x$  krypties, absoliučiąjį virpesių pagreičio keitlio kaskados, „ $nX$  – harmonikos“ žymi vertikalaus rotoriaus su sinchroninio dažnio bei jo kartotinių virpesių harmonikos.



**3.12 pav.** Antroje atramoje sumontuoto naujo 6004 2Z/C3 guolio virpesių greičio kvadratinio vidurkio  $v_{RMS}$  kaskados, išmatuotos  $2x$  keitliu esant  $240\text{ gmm}$  disbalansui: a) – horizontalus rotorius; b) –vertikalus rotorius;

Analizuodami 3.12 paveiksle pateiktas kaskadas pastebime, kad horizontalaus rotoriaus  $v_{RMS}$  reikšmės, gravitacijai statmena kryptimi, ženkliai aukštesnės nei vertikalaus rotoriaus. Taip yra dėl rezonanso radialiniame tarpe. Šis reiškinys detaliam išaiškintam 2 skyriuje, paveiksle 2.37. pateikti skaitinio modeliavimo rezultatai detaliam iliustruoja šį reiškinį. Tęsiant 3.12 paveiksle pateiktų kaskadų analizę, lyginant  $v_{RMS}$  reikšmės, esant mažesniems sukimosi greičiams, nepasiekus rezonansinio greičio, vertikalaus rotoriaus reikšmės  $x$  kryptimi yra 20 – 30 % žemesnės nei horizontalaus, tačiau vertikalaus rotoriaus  $y$  keitlio reikšmės atvirkščiai yra 10 – 15 % aukštesnės nei horizontalaus.

3.13 paveiksle pateiktos horizontalaus *a)* ir vertikalus rotoriaus *b)*, įtvirtinto atramos, kuomet antroje atramoje sumontuotas guolis su išorinio žiedo riedėjimo takelio defektu, kaskados.  $nX$  – paveiksle žymi sinchroninio ir jo kartotinių dažnių reikšmės,  $nX_{defekto}$  – žymi defekto ir jo kartotinių dažnių reikšmės. Nagrinėjant paveiksle pateiktas kaskadas matome, kad nors vykstantys dinamikos reiškiniai ir išaugina sinchroninio dažnio  $v_{RMS}$  reikšmės, tačiau defekto ir jo kartotinių dažnių reikšmės, ypač aukštesnėse defekto kartotiniuose dažniuose ženkliai aukštesnės horizontalaus rotoriaus  $x$  krypties kaskadų duomenyse.



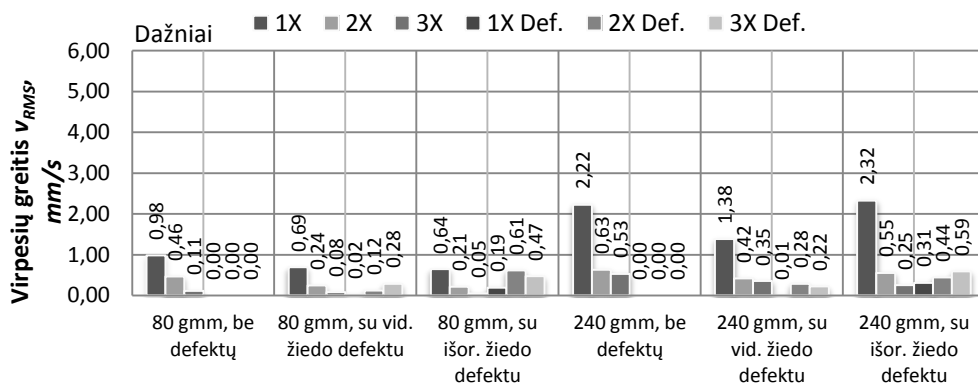
**3.13 pav.** Antroje atramoje sumontuoto 6004 2Z/C3 guolio, su išorinio žiedo defektu, virpesių greičio kvadratinio vidurkio  $v_{RMS}$  kaskados, išmatuotos 2 $\times$ keitliu esant 240 *gmm* disbalansui: *a)* – horizontalus rotorius; *b)* –vertikalus rotorius;

Taigi, matant kaip rotorių dinamikos reiškiniai išaugina sinchroninio dažnio  $v_{RMS}$  reikšmės, siekiant išvengti šio efekto ir objektyviai įvertinti kaip pastebimas defektas horizontaliame ir vertikaliame rotoriuje, analizuosime defektų aptinkamumo galimybes esant stacionariam 1500 *aps./min.* rotoriaus sukimosi greičiui, nes tai yra labiausia paplitęs vertikalių technologinių mašinų sukimosi greitis. Norėdami kiekybiškai įvertinti, kokios yra vertikalių ir horizontalių rotorių defektų aptinkamumo galimybės įvesime parametą, kuris mums leis skaitiškai (kiekybiškai) įvertinti defekto pasireiškimo matomumą. Pavadinsime šį parametą „Defekto Atpažinimo Rodikliu“ (*DAR*). Šis rodiklis tai didžiausios defekto dažnio kartotinių  $v_{RMS}$  reikšmės, imtinai iki 1000 *Hz*, ir sinchroninio dažnio harmonikos santykis. Jis leidžia mums kiekybiškai įvertinti, kiek santykinai yra mažesnė, defekto indikacijos  $v_{RMS}$  reikšmė, lyginant su sinchroninio dažnio harmonika. Šio santykio apskaičiavimo išraiška pateikta 3.1.

$$DAR = \frac{v_{RMS\_def.}}{v_{RMS\_1X}} \quad (3.1.)$$

čia  $v_{RMS\_def}$  – ryškiausios defekto indikacijos, didžiausios defekto  $v_{RMS}$  reikšmės dažnių diapazone nuo 0 iki 1000 Hz, reikšmė, mm/s;  $v_{RMS\_1X}$  – sinchroninio dažnio, disbalanso sužadinta  $v_{RMS}$  reikšmė, mm/s.

Kadangi pramonės įmonėse bei energijos gavyboje dažniausia naudojama periodinė įrenginių diagnostika, o stebėsenos sistemos taip pat nėra tiek pažangios, kad vadovaujantis tam tikra logine seka, priimtų sprendimą, sustabdyti įrenginį, kurio defekto indikacijos pasiekia tam tikrą lygmenį. Būtina analizuoti, kaip pasireiškia defektų indikacijos, kaip jas identifikuoti, koks šių indikacijų lygis turi būti suvokiamas kaip itin pavojingas, t.y. gali sukelti įrenginio avariją. Atliekant diagnostiką, duomenys dažniausia analizuojami žmogaus, kuris analizuoja GFT virpesių greičių ar pagreičių spektrus ar virpesių greičio signalą laike. Šiuo atveju itin svarbu, koks santykis tarp defekto indikacijų ir sinchroninio dažnio virpesių greičio lygio gali būti aptiktas žmogaus atliekančio diagnostiką, neanalizuojant diagnostikos duomenų papildomai, koks santykis negali būti aptinkamas, dėl automatinio diagnostikos įrenginių skalės parinkimo ar kitų veiksnių, kurie apsunkina defekto indikacijų aptikimą. Tuo tikslu, virpesių pagreičių  $v_{RMS}$  reikšmės, iš tyrimų metu gautų GFT spektrų, susistemintos ir pateiktos 3.14., 3.15., 3.16. ir 3.17. paveiksluose.

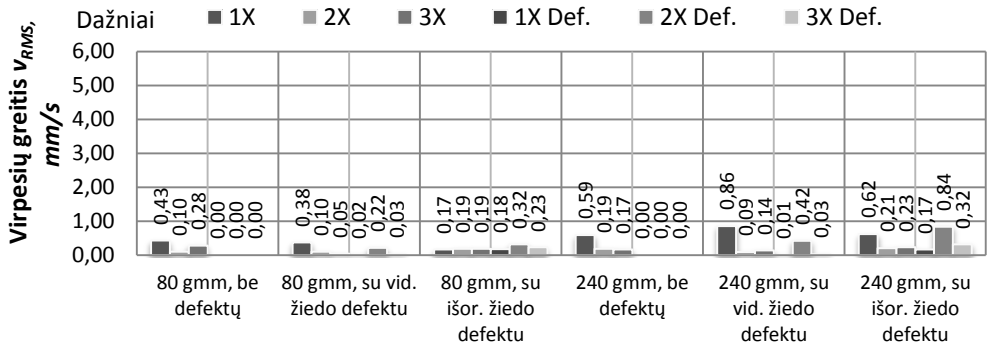


**3.14 pav.** Tyrimų metu gautos virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmės, rotoriaus sukimosi ašis orientuota vertikaliai, 2x pagreičių keitlio duomenys

Nagrinėjant vertikaliai orientuoto rotoriaus, virpesių greičio  $v_{RMS,2X}$  pagreičių keitlio reikšmes matome, kad vidinio guolio žiedo riedėjimo takelio defektas itin sunkiai aptinkamas, nepriklausomai nuo disbalanso reikšmės. Išorinio guolio žiedo riedėjimo takelio defektas, esant leistinai disbalanso reikšmei matomas gali būti aptinkamas nesunkiai, kai disbalansas viršija leistiną reikšmę, defektas gali būti aptinkamas, tačiau aptinkamumas ženkliai sudėtingesnis nei esant leistinai. Disbalanso dydis puikiai matomas tyrimų duomenyse, padidinus disbalansą nuo 80 gmm iki 240 gmm, sinchroninio dažnio  $v_{RMS}$  reikšmės padidėja 2 – 4 kartus.



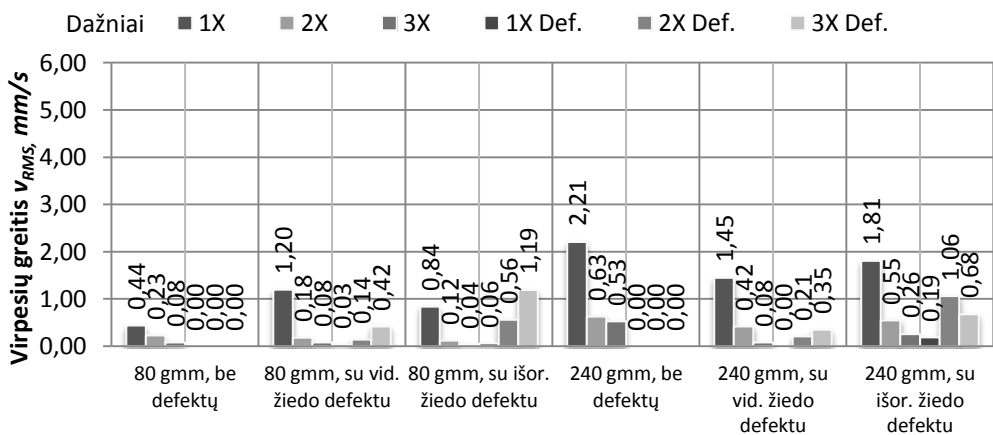
Ženkliusias padidėjimas pastebimas analizuojant vertikalaus rotoriaus, kurio 2 – oje atramoje sumontuotas guolis su išorinio žiedo defektu, sinchroninio dažnio virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmės.



**3.15 pav.** Tyrimų metu gautos virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmės, rotoriaus sukimosi ašis orientuota horizontaliai, 2x pagreičių keitlio duomenys

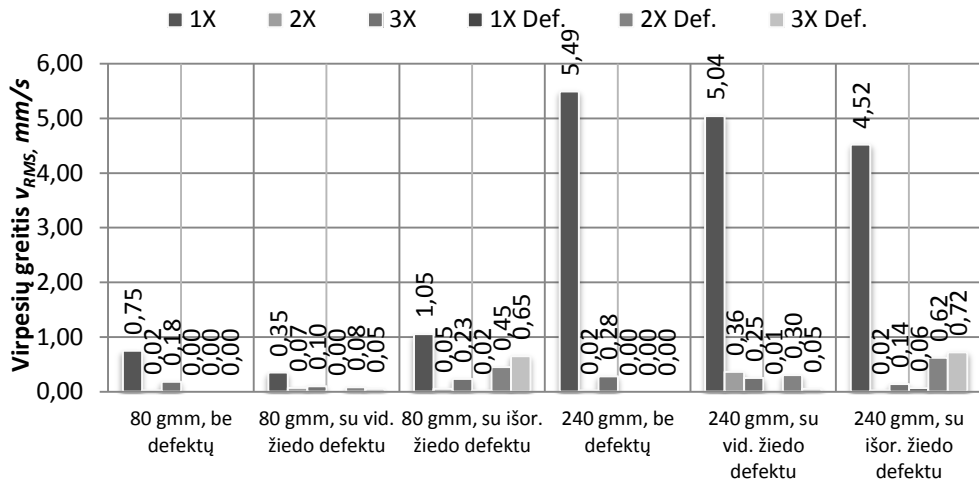
Analizuojant horizontaliai orientuoto rotoriaus, virpesių greičio  $v_{RMS,2x}$  pagreičių keitlio duomenis, pateiktus 3.15 paveiksle, pastebime, kad bendras virpesių lygis, lyginant reikšmes su vertikaliai orientuotu rotoriumi yra ženkliai mažesnis. Taip yra dėl gravitacijos, kuri išaugina reikšmes laisvojo kritimo pagreičio kryptimi, o jai statmena kryptimi sinchroninio dažnio virpesius slopina. Tačiau defektų indikacijos šia kryptimi ryškesnės.

Dėl to horizontalių rotorių diagnostika yra šiek tiek paprastesnė, nes indikacijos aptinkamos paprasčiau, preliminariai galima nustatyti išorinio guolio žiedo riedėjimo defekto padėtį.



**3.16 pav.** Tyrimų metu gautos virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmės, rotoriaus sukimosi ašis orientuota vertikaliai, 2y pagreičių keitlio duomenys

Žvelgiant į vertikaliai orientuoto rotoriaus, antrosios atramos, kurioje buvo sumontuoti bedefektis bei vidinio ir išorinio žiedų defektus turintys guoliai, 2y keitlio duomenis, pateiktus 3.16 paveiksle, matome, kad virpesių greičių  $v_{RMS}$  reikšmės, labai artimos 2x keitlio duomenims, tačiau defekto indikacijos matomos šiek tiek ryškiau, nei analizuojant 2x keitlio duomenis.



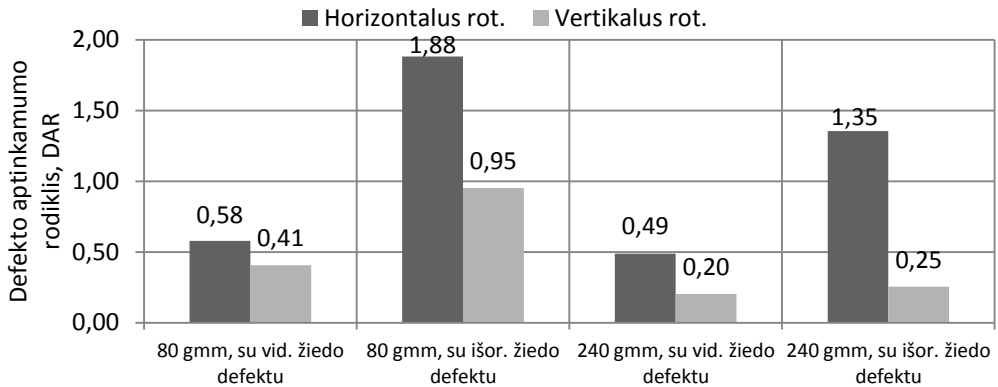
**3.17 pav.** Tyrimų metu gautos virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmės, rotoriaus sukimosi ašis orientuota horizontaliai, 2y pagreičių keitlio duomenys

3.17. paveiksle pateikti horizontalaus rotoriaus 2y pagreičių keitlio duomenys. Analizuodami juos galime pastebėti, kad sinchroninio dažnio  $v_{RMS}$  reikšmės, padidinus disbalansą nuo 80 *gmm* iki 240 *gmm*, virpesių greičių kvadratinio vidurkio reikšmės išauga net daugiau nei penkis kartus. Tai rodo, jog horizontalūs rotoriai itin jautrūs disbalansui gravitacijos veikimo kryptimi, dėl to tokios rotorinės sistemos disbalansas labai lengvai nustatomas, o defektų indikacijos, padidinus žadinančią jėgą sumažėjo. Taip labai apsunkindamos nesubalansuoto horizontalaus rotoriaus defektų indikacijų aptikimą.

Siekdami apibendrinti ir palyginti pateiktus tyrimų duomenis, pasitelkę sukurtu santykiniu dydžiu, kurio matematinė išraiška pateikta 3.1. panagrinėkime, kaip skiriasi defekto aptikimo galimybės esant skirtingai orientuotai rotoriaus sukimosi ašiai ir esant skirtingam rotorinės sistemos disbalansui. Paveiksle 3.18 pateikiamos DAR (defekto atpažinimo rodiklio) reikšmės, gautos analizuojant 2x pagreičių keitlio duomenis.

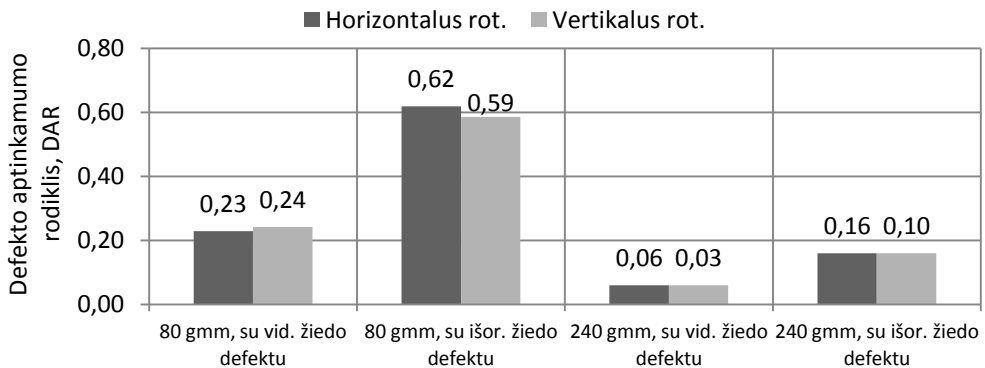
Nagrinėdami 3.18 paveiksle pateiktus statistinius DAR santykinio parametro duomenis matome, kad horizontalių rotorinių sistemų defektų indikacijas aptikti yra paprasčiau, tai itin paveikia tokių rotorinių sistemų specifika. Sinchroninio dažnio virpesių  $v_{RMS}$  yra ženkliai mažesnės nei y kryptimi, o defekto indikacijos x kryptimi 90

pasireiškia itin ryškiai. Dėl šių priežasčių atliekant horizontalių rotorių defektų diagnostiką itin lengva aptikti išorinio guolio žiedo riedėjimo takelio defektą net anksčiausioje vystymosi stadijoje. Esant leistinam rotorinės sistemos disbalansui vidinio defekčio guolio žiedo riedėjimo takelio defektą taip pat nesunku aptikti, tačiau jei sistema turi didesnę liekamąjį disbalansą, tokių defektų aptikimas, neanalizuojant duomenų papildomai yra sudėtingas.



**3.18 pav.** Defekto aptinkamumo rodiklio reikšmės gautos analizuojant 2x pagreičių keitlio duomenis

Rotorinėse sistemose su vertikalia sukimosi ašimi išorinio guolio žiedo defektų indikacijos taip pat nesunkiai aptinkamos, esant nedideliame sistemos disbalansui, kai liekamas disbalansas didelis, defektas aptinkamas sunkiau, tačiau defektą aptikti galima, nenaudojant papildomos, detalios duomenų analizės. Vidinio guolio žiedo riedėjimo takelio defektų diagnostika vertikaliuose rotorinėse sistemose yra sudėtinga. Indikacijos labai sunkiai pastebimos, būtina laiko signalo duomenų papildoma analizė.



**3.19 pav.** Defekto atpažinimo rodiklio reikšmės gautos analizuojant 2y pagreičių keitlio duomenis

Esant didesniam disbalansui šio defekto indikacijas sunku aptikti net analizuojant papildomus duomenis. Atliekant diagnostiką, prietaisu, kuris turi automatiškai parenka verčių skalę, defektai gali būti aptinkami kai *DAR* reikšmė ne mažesnė nei 0,1, tai rodo šių tyrimų praktika. Kai *DAR* reikšmės mažesnės nei 0,1, GFT spektro skalės keitimas rezultatų neduoda, dažniausia pastebimas tik chaotiškos guolio kinematikos signalas, kuriame sunku išvelgti bet kokias indikacijas. Paveiksle 3.19 pateiktos statistiškai apdorotų, tyrimų metu gautų duomenų, išmatuotų 2y pagreičių keitliu, apskaičiuotos *DAR* reikšmės.

3.19 paveiksle pateiktos *DAR* reikšmės rodo, kad remiantis antrosios atramos y krypties pagreičių keitlio duomenimis aptikti vidinio guolio žiedo defekto, esant vertikaliai orientuotam rotoriumi negalime, indikacijos itin nereikšmingos, tiek rotorinėje sistemoje su 80 *gmm* disbalansu tiek ir su 240 *gmm* disbalansu. Išorinio guolio žiedo defektus galime nesunkiai identifikuoti ir vertikalioms ir horizontalioms rotorinėms sistemoms, tačiau tik esant leistinai rotorinės sistemos disbalanso reikšmei, kai disbalanso reikšmė du kartus viršija leistinąją tokių defektų indikacijos sunkiai identifikuojamos.

### 3.1.3. Tyrimo išvados

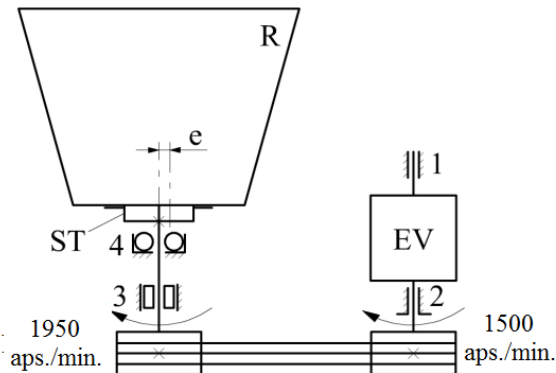
- Vertikalių rotorinių sistemų virpesių greičio  $v_{RMS}$  spektrai, vandens krioklio diagramos ir kaskados turi charakteringą bruožą – aukštesniuose dažniuose pastebimos aukštesnio lygio  $v_{RMS}$  reikšmės, kurios atsiranda dėl chaotiško rotoriaus kinematinio judėjimo radialiniame guolio tarpo. Tai apsunkina šių rotorinių diagnostiką, nes sunku identifikuoti guolių defektų indikacijas aukštesnių atsiktinių reikšmių visumoje.
- Horizontalių rotorinių sinchroninio dažnio ir jo kartotinių dažnių reikšmės, gravitacijos veikimo kryptimi, turi 2 – 5 kartus didesnes virpesių greičio kvadratinio vidurkio reikšmes  $v_{RMS}$  nei vertikalūs rotoriai, priklausomai nuo rotorinės sistemos liekamojo disbalanso. Tai rodo, kad horizontalūs rotoriai jautresni disbalansui.
- Sukurtas santykinis parametras – defekto atpažinimo rodiklis (*DAR*) puikiai atspindi vertikalių ir horizontalių rotorinių guolių diagnostikos specifika ir leidžia kiekybiškai įvertinti šių rotorinių diagnostikos galimybes, analizuojant šių rotorinių atramų virpesių greičių  $v_{RMS}$  spektrus in Situ, nenagrinėjant diagnostikos duomenų papildomai.
- Horizontalios rotorinės sistemos defektų indikacijos, daugeliu atveju, ryškesnės. Dėl to tokių rotorinių diagnostika leidžia aptikti riedėjimo guolių defektus ankstyvose jų besivystymo stadijose. Nustatyta, kad išorinio guolio žiedo riedėjimo takelio defektas geriau identifikuojamas statmena defektui

plokštumos kryptimi, vertikalių rotorių guolių defektai identifikuojami abejomis kryptimis vienodai.

- Diagnostinių tyrimų metu nustatyta, kad esant skirtingam liekamajam rotorinės sistemos disbalansui dominuoja antra arba trečia, defekto dažnio, kartotinė virpesių greičių  $v_{RMS}$  reikšmė, tai priklauso nuo pagreičių keitlio krypties plokštumoje ir liekamojo rotorinės sistemos disbalanso. Tai būdinga tiek vertikaliems tiek ir horizontaliems rotoriams.

### **3.2. RIEDĖJIMO GUOLIŲ SU VIDINIO ŽIEDO RIEDĖJIMO TAKELIO DEFEKTU DIAGNOSTINIAI TYRIMAI VERTIKALIOSE IR HORIZONTALIOSE ROTORINĖSE SISTEMOSE**

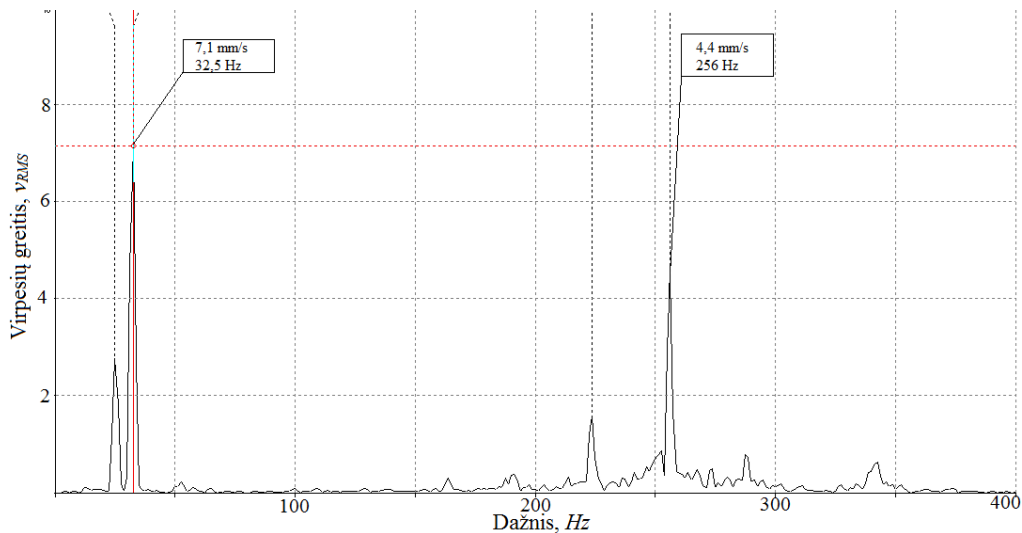
Skaitinio ir parametrinio optimizavimo technologijų dėka, šiuolaikinė technologinė įranga yra daug efektyvesnė nei prieš 20 – 30 metų. Skaitmeninių valdiklių pagalba dauguma šiuolaikinių technologinių procesų gali būti kontroliuojami belaispniškai ir tiksliai. Dėl to technologinė įranga, daugialypio technologinio proceso metu, prisitaiko prie technologinių gamybos parametrų ir kompiuterių pagalba gali būti valdomas atskirų technologinių procesų greitis. Dažnai dėl tokių pokyčių technologinių procesų valdyje daugelis šiuolaikinių mašinų yra ženkliai našesnės, esant tokiems pat jų matmenims. Taip sumažinama, tokių įrenginių, saugaus eksploatavimo atsarga, dėl to, bet koks šių įrenginių gedimas turi būti pastebėtas ankstyvoje jo besivystymo stadijoje. Tuo tikslu svarbus savalaikis tokių įrenginių periodinės diagnostikos atlikimas itin griežta tvarka, o sudėtingiausių technologinių procesų technologiniai parametrai bei techniniai mašinų parametrai turi būti stebimi įrengtomis stebėsenos sistemomis. Dėl žemės traukos, maišymo įrenginiai ir atskyrimo separatoriai dažniausia turi vertikalią rotoriaus sukimosi ašį. Praktinių šių įrenginių tyrimų metu pastebėta, kad kartais atskyrimo technologiniuose įrenginiuose tam tikrose vietose kaupiasi technologinė masė, kuri sukuria dinaminę disbalanso jėgą, po tam tikro laiko ši technologinė masė pasišalina iš sankaupos vietos ir susikaupia kitoje, technologinio įrenginio, darbo organo vietoje. Praktinių tyrimų metu pastebėta, kad atsiradus besivystančiam tokių vertikalių rotorinių mašinų vidinio riedėjimo guolio žiedo defektui, jo indikacijos aptinkamos ne visuomet.



**3.20 pav.** Vertikalios sukimosi ašies centrifugos principinė schema

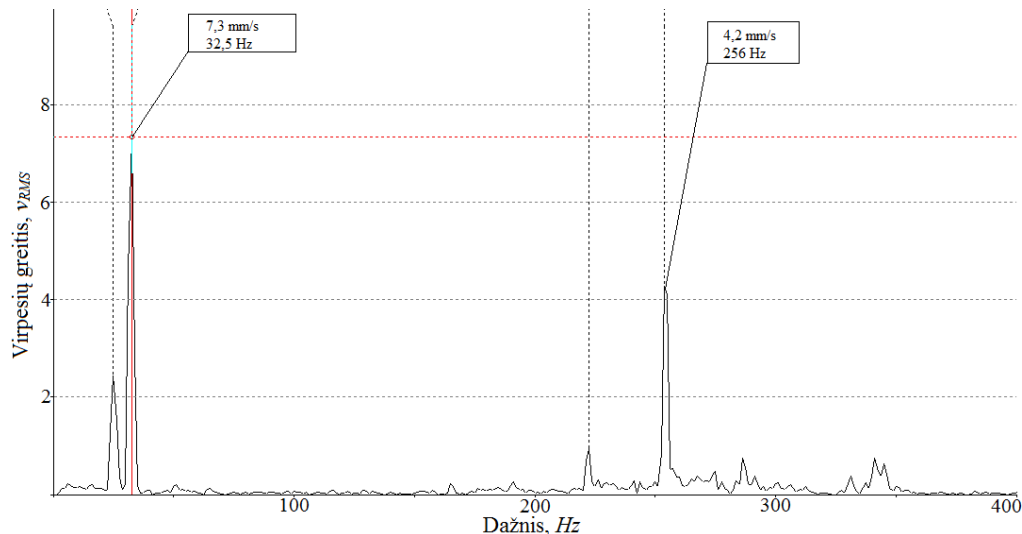
Kai susikaupusi technologinė masė susikaupia suformuodama nedidelį fazės kampo skirtumą (jų kampinė padėtis yra artima), tarp vidinio riedėjimo guolio žiedo defekto ir susikaupusios masės žadinamos dinaminės disbalanso jėgos, defekto indikacijos aptinkamos nesunkiai, analizuojant GFT spektrų duomenis. Jei minėtas kampas yra ženklus, fazių skirtumas viršija  $40 - 50^\circ$ , defekto indikacijų aptikti praktiškai negalima. Įvardinta problema kelia šio poskyrio tikslą – nustatyti ir kiekybiškai įvertinti kaip kampinės padėties skirtumas, tarp vidinio riedėjimo guolio žiedo defekto ir dinaminės disbalanso jėgos paveikia tokių rotorių defektų indikacijas, diagnostiniuose tyrimuose. Nors minėta problematika nėra aktuali horizontalioms mašinoms, siekiant palyginti kokį poveikį šiems tyrimams daro rotorius dinamika tyrimai buvo atliekami su vertikaliomis ir horizontaliomis sukimosi ašies rotoriais. Siekiant pailustruoti šios problematikos aktualumą paanalizuokime centrifugos, kurios principinė schema pateikta 3.20 paveiksle, diagnostinių tyrimų duomenis.

3.21 paveiksle pateiktos didelių gabaritinių matmenų centrifugos matavimai buvo atlikti vienos darbo pamainos pradžioje ir pabaigoje. Matuoti 4 – o guolio virpesių greičio kvadratinis vidurkis, šių duomenų pagrindu analizuoti GFT  $v_{RMS}$  spektrai. Įrenginys nuolat veikia tuo pačiu darbo režimu, tačiau nustatyto 4 – o riedėjimo guolio vidinio žiedo defekto indikacijos skiriasi. Paveiksle 3.15. pateiktas GFT  $v_{RMS}$  spektras, kuris buvo gautas darbo pamainos pradžioje. 3.16. paveiksle pateikiamas GFT  $v_{RMS}$  spektras, kuris buvo gautas darbo pamainos pabaigoje.



**3.21 pav.** Vertikalios centrifugos virpesių greičio  $v_{RMS}$  spektras

Analizuodami 3.22 ir 3.23 paveiksluose pateiktus  $v_{RMS}$  GFT spektrus matome, kad nors sinchroninio dažnio 32,5 Hz virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmė atėjo matavimo metu padidėjo 3 %, tačiau vidinio guolio žiedo defekto dažnio virpesių  $v_{RMS}$  lygis sumažėjo 5 %. Taip nutiko dėl to, kad centrifugos darbo inde, skirtingų matavimų metu, buvo susikaupęs skirtingas kiekis technologinės medžiagos, kuris susikaupė skirtingoje pozicijoje, t.y. skirtingu fazės kampu sukimosi ašies ir 4 – o guolio vidinio žiedo defekto atžvilgiu. Todėl defekto indikacija turi skirtingą  $v_{RMS}$  lygį.



**3.22 pav.** Vertikalios centrifugos virpesių greičio  $v_{RMS}$  spektras

Rotorinė mašina – tarsi gyvas organizmas, darbo metu net keičiant tik kelis technologinius parametrus gaunami sunkiai, be detalios situacijos analizės, suvokiami diagnostinių tyrimų rezultatai. Jei keičiami ne tik technologiniai parametrai, mašina prisitaiko prie technologinio proceso, pagal jį koreguojami ir mašinos darbo parametrai, tuomet tokio technologinio įrenginio diagnostiniai tyrimai reikalauja didelės tyrėjo patirties ir itin gilių technologinių parametru ir diagnostinių tyrimų parametru sąryšio paieškų. Dėl šių priežasčių kai kuriems, puikius defektų identifikavimo rezultatus laboratorijose duodančių metodų pritaikomumas praktikoje yra neįmanomas.

### 3.2.1. Tyrimo metu naudota įranga

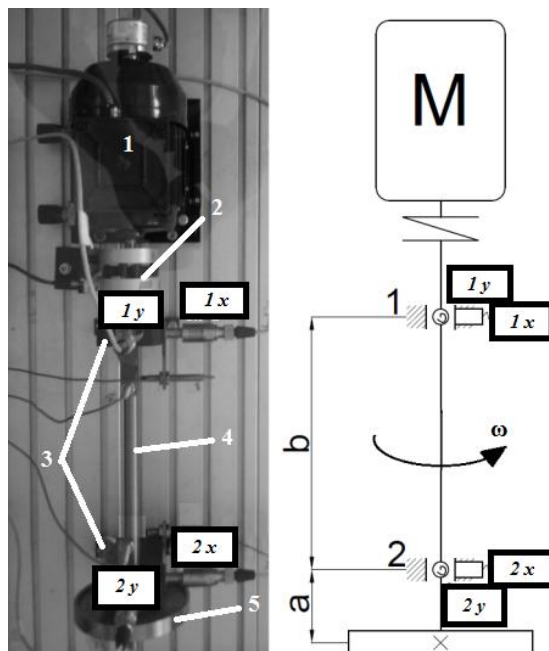
Eksperimentinių tyrimų stendas, kuris buvo naudojamas šio tyrimo metu bei principinė pagreičių keitlių išdėstymo schema, pateikiama 3.23. paveiksle. Tyrimo metu buvo tiriamas 2 – oje atramoje sumontuoto, rutulinio riedėjimo guolio su vidinio žiedo riedėjimo takelio defekto indikacijos. Tyrimų stendas sudarytas iš asinchroninio elektros variklio „Adda Antriebstechnik 63322 Rodernark“, kuris paveiksle 3.17. pažymėtas 1 – a pozicija, kurio vardinė galia 0,37kW jungiant variklį žvaigžde, vardinis sukimosi greitis  $n_v = 3340$  aps./min., variklis valdomas „SSD Drives“ gamintojo, „650V/003/230F“ modelio dažnių keitikliu, kurio vardinė galia  $PV = 650$  W, dažnis gali būti keičiamas, pagal iš anksto užduotą programą, ribose nuo 0 iki 240 Hz. Tyrimų metu, rotoriaus velenas su varikliu buvo sujungtas mova su tampriuoju elementu 2. Rotoriaus velenas, pažymėtas 4 - pozicija,  $d_v = 20$  mm skersmens,  $l_v = 550$  mm ilgio plieninis strypas, kuris sumontuotas atramos 3, vienos eilės, rutulinių riedėjimo guolių 6004–2Z/C3 pagalba. Rotoriaus veleno gale, 50 mm atstumu b nuo 2 - osios rotoriaus atramos, sumontuotas darbo ratas – diskas, disko skersmuo  $D_d = 150$  mm, plotis  $b_d = 20$  mm, ant disko tvirtinama žadinančioji disbalanso masė. Atstumas tarp atramų  $a = 500$  mm. Arčiau variklio esančioje, pirmojoje atramoje, sumontuotas naujas guolis 6004–2Z/C3. Antrojoje atramoje, visų tyrimų metu buvo sumontuotas rutulinis riedėjimo guolis 6004–2Z/C3, su dirbtiniu vidinio žiedo riedėjimo takelio defektu. Tyrimų metu rotoriaus sukimosi greitis buvo tolygiai, per 30 sekundžių didinamas nuo 50 aps./min. iki 3000 aps./min., vėliau matavimai buvo atliekami stacionariu darbo režimu apie 60 sekundžių, vėliau sukimosi greiti buvo tolygiai mažinamas, per 30 sekundžių rotoriaus sukimosi greitis buvo mažinamas iki 50 aps./min.

Mechaninių virpesių pagreičiai buvo matuojami keturiais „Wilcoxon research“ 793 modelio, pagreičių keitliais, kurių jautris 100 mV/g. Matavimų kryptys pateikiamos paveiksle 3.23. esančioje schemoje. Matavimų duomenys buvo įrašomi OROS Mobi-pack duomenų kaupikliu – analizatoriumi. Duomenys analizuojami



OROS NVGate V.8.20 ir OROS ORBIGate V5.00 programiniais paketais. Tyrimų metu tiek absoliučiąjį tiek ir reliatyvų virpesių signalas buvo įrašinėjamas 51200 reikšmių per sekundę diskretizavimo dažniu. Sudarinėjant GFT spektrus buvo naudojamas 20 ms vidurkinimo laiko intervalas. Rezultatų patikimumui užtikrinti, visų tyrimų metu per 30 s įgreitėjusio rotoriaus, besisukančio stacionariu  $n = 3000$  aps./min. greičiu, matavimo duomenys buvo įrašinėjami 60 s, vėliau rotorius tolygiai per 30 s sustabdomas, dažnio keitiklio pagalba. Tyrimo rezultatuose pateikiami duomenys – 5 GFT spektrų vidutinės  $v_{RMS}$  reikšmės. GFT spektrų reikšmės buvo atrinktos ties 10 s, 20 s, 30 s, 40 s ir 50 s signalo laiko atkarpomis. Tokia GFT spektrų analizė buvo naudota siekiant įsitikinti, kad signalo vienuodų parametrų reikšmių sklaida yra patenkinama ir siekiant išsiaiškinti ar GFT spektruose stebimos kinematinė dažnių reikšmės kinta laike (rotoriui sukantis stacionariu režimu).

Tyrimų metu, antroje tyrimų stendo atramoje, esančioje arčiau disko, buvo sumontuotas riedėjimo guolis su vidinio žiedo riedėjimo tekelio defektu 3.18. a). Tyrimas buvo atliekamas keičiant disbalanso masę, kuri buvo montuojama ant disko, kuris 3.23. paveiksle pažymėtas 5 pozicija. Buvo keičiama disbalanso jėgos  $F_c$  kampinė padėtis vidinio riedėjimo guolio žiedo defekto atžvilgiu, kampu  $\beta$ , kuris parodytas 3.24. b) paveiksle. Kampas buvo keičiamas nuo  $0^\circ$  iki  $360^\circ$  keičiant jį  $45^\circ$  žingsniu.



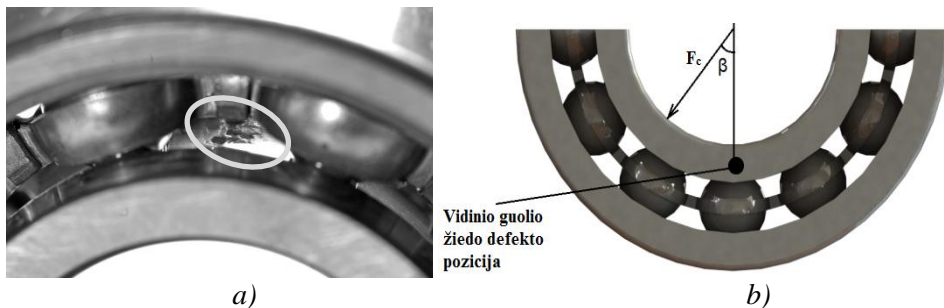
3.23 pav. Eksperimentinių tyrimų stendas

Tyrimai buvo atliekami keičiant disbalansą, buvo naudotos trys masės, kurios sudarė šias disbalanso reikšmes: 72 *gmm*, 120 *gmm* ir 156 *gmm*. Tokio disbalanso reikšmės buvo parinktos neatsitiktinai, vadovaujantis standartu ISO 1940–1, tokio tipo mašinoms rekomenduojama G6.3 disbalanso klasė, tuomet leistinas šios sistemos disbalansas 125 *gmm*. Tyrime buvo siekiama nustatyti, kaip identifikuojamos vidinio guolio žiedo defekto indikacijos kintant 3.24 b) pateiktam kampui  $\beta$ , kai sistema yra subalansuota tinkamai, reikšmė yra ribinė (didžiausia leistina pagal ISO 1940–1) ir reikšmė yra didesnė už leistinąją, t.y. disbalansas viršija leistiną reikšmę. Pagrindiniai tiriamo guolio parametrai pateikiami 3.2. lentelėje. Guolio defektas buvo identifikuojamas analizuojant tyrimų metu gautus GFT  $v_{RMS}$  spektrus, analizuojant defekto dažnio ir jo kartotinių dažnių virpesių greičių lygius.

Rutulinio riedėjimo guolio vidinio žiedo riedėjimo takelio defekto dažnis apskaičiuotas vadovaujantis 3.2. matematine išraiška.

$$f_{v.z.d.} = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left( 1 + \frac{d_{rut.}}{d_{ried.}} \cdot \cos \alpha \right) = \frac{9}{2} \cdot 50 \cdot \left( 1 + \frac{7,8}{31} \cdot 1 \right) = 281,6 \text{ Hz} \quad (3.2.)$$

kur:  $n$  – rutuliukų skaičius guolyje, *vnt.*;  $d_{rut.}$  – riedmens skersmuo, *mm*;  $d_{ried.}$  – riedmenų centro padėties skersmuo, *mm*;  $f_r$  – sinchroninis vidinio žiedo sukimosi dažnis, *Hz*.

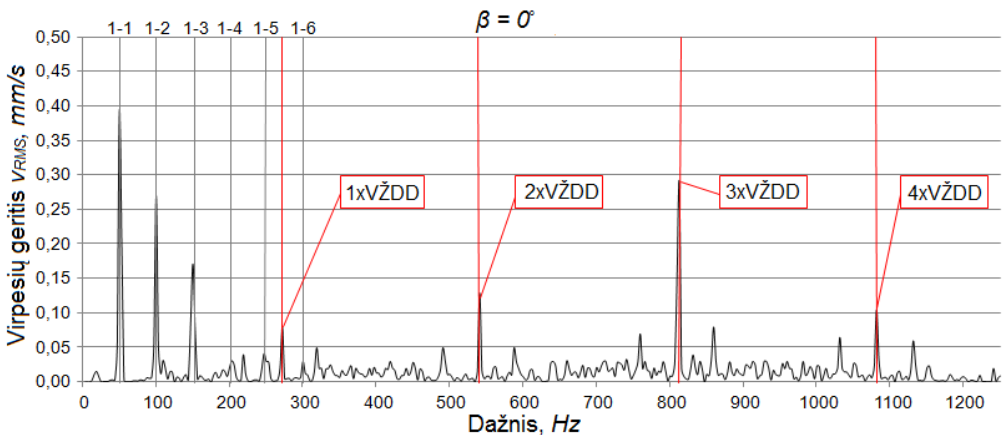


**3.24 pav.** Tyrinamuose naudotas rutulinis riedėjimo guolis 6004–2Z/C3 su vidinio žiedo defektu: a) defekto fotografija; b) kampinė defekto padėtis disbalanso jėgos atžvilgiu;

### 3.2.2. Tyrimo duomenų analizė

Kaip jau minėta 3.2.1. poskyryje, tyrimai buvo atliekami keičiant vertikaliai ir horizontaliai orientuoto rotoriaus žadinančios, dinaminės disbalanso jėgos  $F_c$ , dydį, taip pat su kiekviena iš naudotų disbalanso masių buvo keičiamas disbalanso

dinaminės jėgos  $F_c$  ir vidinio guolio žiedo defekto sudaromas kampas  $\beta$ . Su kiekviena disbalanso mase kampas  $\beta$  buvo keičiamas nuo  $0^\circ$  iki  $360^\circ$ ,  $45^\circ$  žingsniu. Tyrimų metu buvo įrašomas tiek greitėjimo bei lėtėjimo virpesių signalai, tačiau tyrimas yra skirtas stacionaraus rotoriaus darbo tyrimams, dėl to didžiausias dėmesys buvo skirtas, pastoviu  $3000 \text{ aps./min.}$  besisukančio rotoriaus tyrimo duomenų analizei. Atlikus eksperimentinius tyrimus buvo detaliai analizuojami virpesių greičio  $v_{RMS}$  GFT spektrai. Kuriuose buvo analizuojama kokio dydžio yra sinchroninio dažnio ir jo kartotinių dažnių (1X, 2X, 3X) virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmės, kurios buvo lyginamos su vidinio žiedo defekto dažnio (VŽDD) ir jo kartotinių virpesių greičių  $v_{RMS}$  reikšmėmis. Palyginimui buvo naudotas santykinis, šiam tyrimui sudarytas parametras – defekto atpažinimo rodiklis (DAR), kuris leidžia išreikšti diagnostinių tyrimų analizės duomenis skaitine išraiška. Minėto parametro matematinė išraiška ir jo sudedamosios detalai aprašyta 3.1.2. poskyryje, 3.1. išraiška. Paveiksle 3.25 pateiktas vertikaliai orientuoto rotoriaus, su  $72 \text{ gmm}$  disbalansu,  $2x$  pagreičių keitliu išmatuotų duomenų, virpesių greičio  $v_{RMS}$  GFT spektras. Matavimas, kurio metu gautas šis spektras, buvo atliktas, kai kampas tarp disbalanso vektoriaus  $F_c$  ir vidinio žiedo defekto  $\beta = 0^\circ$ , rotoriaus sukimosi greitis  $3000 \text{ aps./min.}$

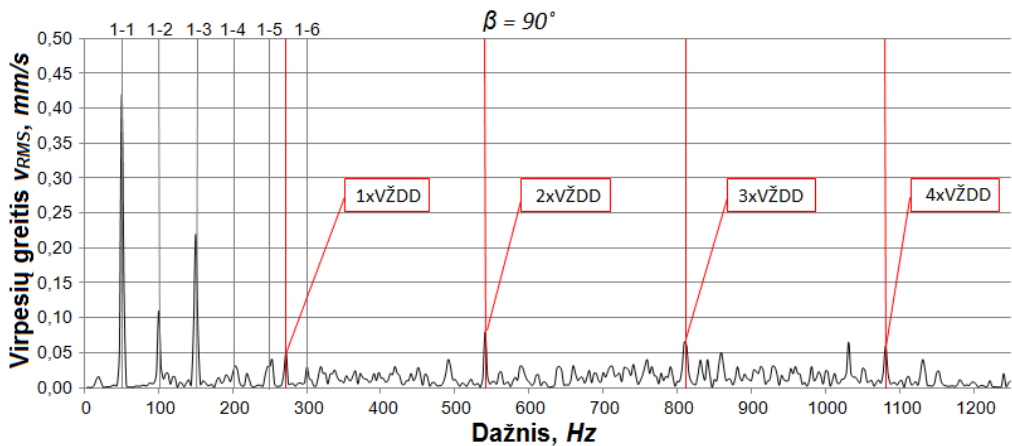


**3.25 pav.** Vertikalaus rotoriaus su  $72 \text{ gmm}$  disbalansu virpesių greičių  $v_{RMS}$  spektras išmatuotas  $2x$  pagreičių keitliu, kampas  $\beta = 0^\circ$

Analizuodami 3.25 paveiksle pateiktą spektrą matome, kad sinchroninio dažnio virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmė yra didžiausia, nors disbalansas tokiai sistemai yra nedidelis, gerai matomos ir sinchroninio dažnio kartotinių dažnių reikšmės, tai būdinga vertikalioms rotorinėms sistemoms, kuriose didėjant disbalansui sinchroninio dažnio reikšmė didėja, o sinchroninio dažnio kartotinių reikšmės slopsta. Nesunkiai identifikuojamos ir VŽDD reikšmės, dominuoja trečioji VŽDD

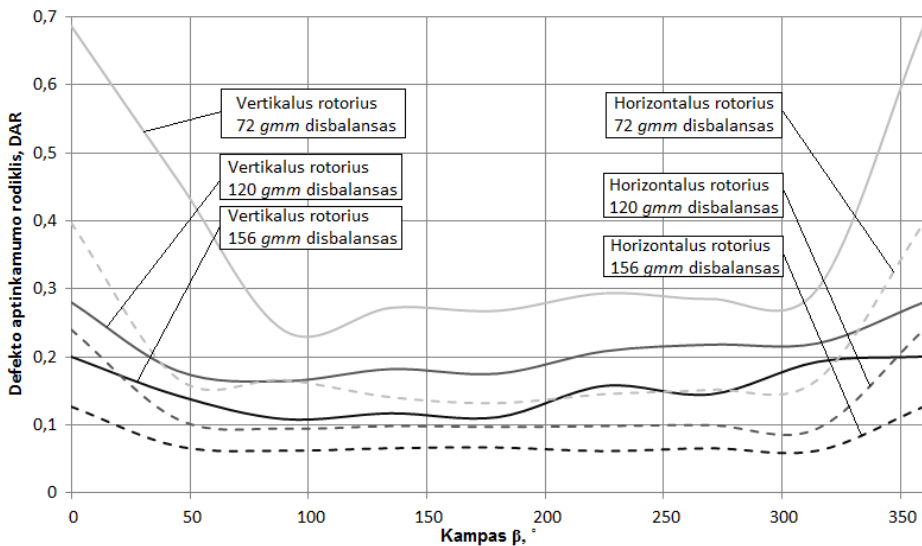
reikšmė. Tyrimų metu, didinant disbalansą, dominavimą perima atroji VŽDD reikšmė, defekto indikacijų reikšmės didėja neženkliai, o sinchroninio dažnio virpesių reikšmė didėja gana intensyviai. Dėl to atliekant tokios sistemos diagnostinius tyrimus, kai rotorinės sistemos disbalansas yra didesnis nei leistinas, naudojant įrenginį su automatinio skalės parinkimo funkcija, VŽDD defektą aptikti sudėtinga.

Paveiksle 3.26 pateikiamas vertikaliai orientuoto rotoriaus, su 72 gmm disbalansu, 2x pagreičių keitliu išmatuotų duomenų, virpesių greičio  $v_{RMS}$  GFT spektras. Spektras gautas atlikus matavimą, kai kampas tarp disbalanso vektoriaus  $F_c$  ir vidinio žiedo defekto  $\beta = 90^\circ$ , rotoriaus sukimosi greitis 3000 aps./min. Analizuojant 3.26 matome, kad keičiant disbalanso vektoriaus  $F_c$  kampinę padėtį, tai yra kampą  $\beta$ , kurio sąvoką puikiai išaiškina 3.24 b) paveiksle, sinchroninio dažnio bei jo kartotinių dažnių virpesių greičių  $v_{RMS}$  beveik nekinta, reikšmės yra artimos matavimų reikšmėms, kurios buvo gautos kai kampo  $\beta$  nėra. Žvelgiant į vidinio guolio žiedo defekto dažnio  $v_{RMS}$  reikšmes matome, kad kintant  $\beta$  kampui, jos ženkliai mažėja.



**3.26 pav.** Vertikalaus rotoriaus su 72 gmm disbalansu virpesių greičių  $v_{RMS}$  spektras išmatuotas 2x pagreičių keitliu, kampas  $\beta = 90^\circ$

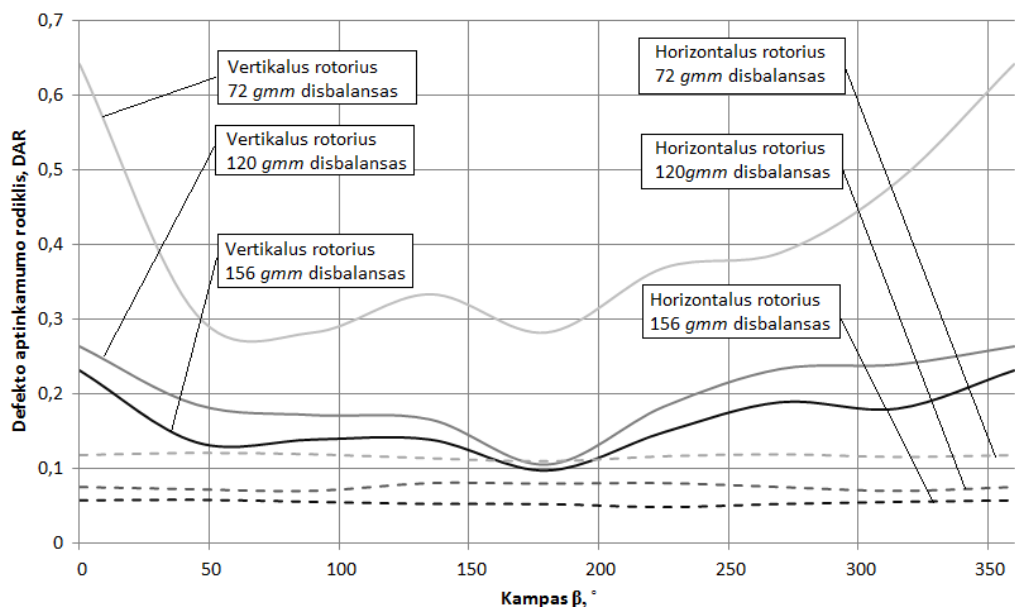
Paveiksle 3.26 pateiktos defekto aptinkamumo rodiklio reikšmės. Reikšmės išmatuotos 2x pagreičių keitliu. Paveiksle pateiktos vertikalaus ir horizontalaus rotoriaus DAR reikšmės kintant disbalanso dinaminės jėgos  $F_c$  ir vidinio guolio žiedo defekto kampinei padėčiai, kurią nurodo kampas  $\beta$ , taip pat disbalanso dinaminės jėgos  $F_c$  dydžiui.



**3.27 pav.** Vertikalaus ir horizontalaus rotoriaus defekto atpažinimas kintant disbalansui bei kampui  $\beta$ ,  $2x$  pagreičių keitlio duomenys

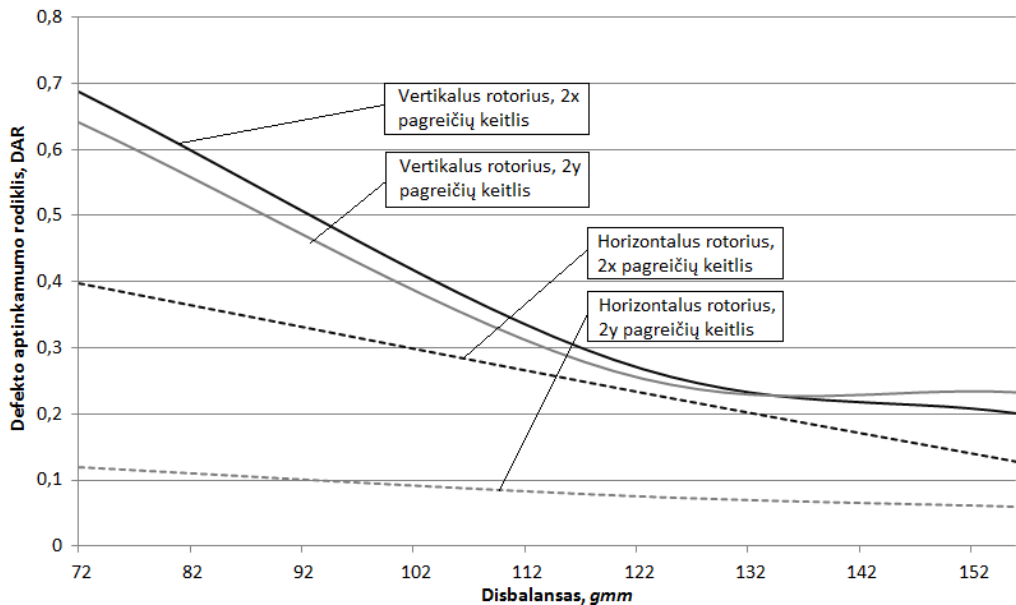
Nagrinėdami paveiksle pateiktus duomenis matome, kad defektas geriausia identifikuojamas, kuomet disbalanso dinaminė jėga  $F_c$  yra nedidė t.y. pagal standartą ISO 1940–1 patenka į leistinąsias ribas. Disbalanso jėgai esant didesnei už leistinąją defekto indikacijų aptinkamumas tampa sudėtingas. Pateiktos kreivės puikiai iliustruoja, kad kintant kampui  $\beta$ , kai jo reikšmės viršija  $45^\circ$  ribą, taip pat kai jo reikšmė nuo nėra pasiekusi  $315^\circ$  defekto indikacijų ryškumas yra daugiau nei 2 kartus mažesnis nei tuomet kai kampas  $\beta$  yra lygus nuliui. Bandymų metu disbalanso masė kampu  $\beta$  buvo tvirtinama sukimosi kryptimi, dėl to pagreičių keitlį vykstant sukimuisi pirma pasiekia disbalanso jėga, kuri prispaudžia riedėjimo elementus prie riedėjimo takelio, po to pagreičių keitlio poziciją pasiekia ir defektas.

Dėl šios priežasties pastebimas pateiktų kreivių asimetriškumas, jei dinaminė disbalanso jėga yra prieš defektą nedideliu kampu, tai defekto indikacijos ryškesnės, jei ji gaunasi už defekto, per pusę rotoriaus apsisukimo, tuomet indikacijų ryškumas menkas, nes riedmenys prispaudžiami prie takelio jau prariedėjus guolio defektui. Minėtas tendencijas galime pastebėti ir 3.28 paveiksle.



**3.28 pav.** Vertikalaus ir horizontalaus rotoriaus defekto atpažinimas kintant disbalansui bei kampui  $\beta$ , 2y pagreičių keitlio duomenys

3.28 paveiksle pateiktos kreivės iliustruoja vertikalaus ir horizontalaus rotoriaus DAR reikšmes kintant disbalanso dinaminės jėgos  $F_c$  ir vidinio guolio žiedo defekto kampinei padėčiai, kurią nurodo kampas  $\beta$ , taip pat disbalanso dinaminės jėgos  $F_c$  dydžiui. Duomenys pateikti generuojant GFT spektrus iš 2y pagreičių keitlio matavimo duomenų. Nagrinėdami paveiksle pateiktas kreives matome, kad visų pateiktų kreivių skaitinės reikšmės yra truputį mažesnės nei  $2x$  pagreičių keitliu išmatuotos reikšmės, taip yra dėl to, jog šia kryptimi atramų, kuriose sumontuoti guoliai, standumas yra šiek tiek didesnis nei  $y$  kryptimi. Be to, galime pastebėti, kad horizontalaus rotoriaus DAR reikšmės yra labai žemos, defekto indikacijos be papildomos diagnostinių tyrimų duomenų analizės praktiškai neįžvelgiamos. Tai galime paaiškinti tuo, kad šia kryptimi horizontaliai orientuotą rotorių veikia gravitaciją, ji beveik visiškai užslopina aukštesnio dažnio virpesius, taip pat ir defektų indikacijas. Kaip buvo minėta 3.2. poskyryje praktiškai buvo pastebėta, kad jei gauta DAR reikšmė yra žemesnė nei 0,1 ir naudojamas diagnostinių tyrimų įrenginys, kuris automatiškai parenka virpesių greičio atvaizdavimo skalę, tuomet defekto indikacijos, diagnostinius tyrimus atliekančiam asmeniui yra praktiškai neidentifikuojamos.



**3.29 pav.** Vertikalus ir horizontalus rotoriaus defekto atpažinimas kintant disbalansui, 2x ir 2y pagreičių keitlių duomenys

Paveiksle 3.29 pateiktos vertikalus ir horizontalus rotorių, defekto atpažinimo reikšmės kuomet kampas  $\beta$  lygus nuliui. Paveiksle pateiktos  $x$  ir  $y$  pagreičių keitliais gautų duomenų reikšmės. Nagrinėdami pateiktus duomenis matome, kad disbalanso dinaminės jėgos  $F_c$  dydis turi ženklų įtaką defekto identifikavimo galimybėms. Tačiau, kaip galime pastebėti analizuodami pateiktas kreives, vertikalūs rotoriai yra jautresni disbalansui, defekto aptinkamumo rodiklio reikšmės yra labiau veikiamos disbalanso. Horizontalūs rotoriai mažiau jautrūs disbalanso dinaminei jėgai, tačiau defekto identifikavimas įmanomas tik viena kryptimi plokštumoje.

### 3.2.3. Išvados

- Vertikalūs rotoriai yra ženkliai jautresni disbalansui, t.y. jų defekto indikacijų ryškumas labiau priklauso nuo dinaminės disbalanso jėgos  $F_c$  dydžio;
- Vidinio riedėjimo guolio žiedo defekto identifikavimas, tiriant vertikalius rotorius yra paprastesnis, nes defekto indikacijos yra ryškesnės nei horizontaliuose rotoriuose;
- Riedėjimo guolių vidinio žiedo defekto identifikacija horizontaliuose rotoriuose, gravitacijos kryptimi yra neinformatyvus, defekto indikacijos identifikuojamos sunkiai, jų identifikavimo galimybių beveik nekeičia dinaminės disbalanso jėgos  $F_c$  dydis.

### 3.3. SUMINĖS DINAMINĖS JĖGOS $F_s$ VEKTORIAUS IR GUOLIO DEFEKTO DYDŽIO ĮTAKA VERTIKALIŲ ROTORIŲ DINAMIKAI IR DEFEKTŲ DIAGNOSTIKAI

Teoriniame darbo skyriuje pateikiama vertikalių rotorių atramas veikiančių jėgų skaičiavimo metodika. Taip pat baigtiniais elementais sudarytas skaitinis, teorinis modelis, kurio pagalba nustatytos radialinę – ašinę atramą veikiančios jėgos, suminė atramą veikianči jėga  $F_s$  bei jos padėtis erdvėje, rotoriaus sukimosi ašies atžvilgiu. Teorinio modeliavimo skyriuje taip pat pateikiama ir horizontalaus rotoriaus atramas veikiančių jėgų skaičiavimo schema. Šios schemas bei pateikiami jėgų skaičiavimo rezultatai detalai iliustruoja esminius skirtumus tarp horizontalių ir vertikalių rotorinių sistemų dinaminių savybių, kurios palengvina defektų diagnostiką. Analizuojant skaičiavimų rezultatus matome, kad vertikalių rotorių atramas, kuriose sumontuoti guoliai, galintys priimti tiek radialines, tiek ašines apkrovas, esant skirtingiems rotoriaus darbo režimams, yra veikiami ne tik skirtingo dydžio suminės  $F_s$  jėgos, bet šios jėgos padėtis erdvėje kinta ir priklauso nuo darbo režimo. Be to, teorinio modelio pagalba atskleistas svarbus reiškinys, kai vertikalaus rotoriaus sukimosi ašis nors ir mažu kampu pasvyra nuo vertikalės, atsiranda subharmoninio dažnio rotorinės sistemos rezonansas. Subharmoninio dažnio rezonansas įvyksta tuomet, kai dinaminė rotoriaus disbalanso jėga, didėjant rotoriaus sukimosi greičiui, savo dydžiu pasiekia dėl gravitacijos reiškinio veikiančią pastovią jėgą. Dinaminė rotoriaus disbalanso jėga veikia rotoriaus atramas radialine kryptimi. Pastebėta literatūros apžvalginėje dalyje, tiek vertikalios, tiek horizontalios rotorinės sistemos analizuojamos rotorių dinamikos prasme, kai defektai modeliuojami kaip lokaliai defektų indikacijos, tyrinėjant jas tik numatytoje vietoje. Mokslinėje literatūroje neaptikta duomenų apie tai, kaip kinta defekto indikacijos priklausomai nuo rotorių dinamikos reiškinų. Rotorių dinamika, apžvelgtoje mokslinėje periodinėje literatūroje, nėra siejama su jų defektų diagnostiniais tyrimais. Jei tyrimai orientuoti į rotorių dinamikos aiškinimą, tai tokių darbų mokslinis naujumas ir rezultatas yra vieno ar kito konkretaus rotoriaus dinamikos reiškinio aiškinimas. Jei tyrimas orientuotas atlikti riedėjimo guolių defektų diagnostiką, siūlomi įvairūs žinomi ir naujai kuriami, neretai kombinuoti, riedėjimo guolių diagnostikos metodai. Dėl minėtų priežasčių lieka neatskleista, kaip palyginti praktiniais, žinomais defektų diagnostikos tyrimo metodais, nustatyti vertikalių rotorių defektus, esant skirtingoms tiriamos mašinos ar technologinio įrenginio dinaminėms savybėms. Lieka neišku kaip vertikalų rotorių dinamika siejasi su šių rotorių riedėjimo guolių defektais, atliekant rotorinės sistemos techninės būklės monitoringą ir identifikuojant virpesių šaltinius. Prieš tai buvusių šio skyriaus dalių tikslas buvo nustatyti, palyginti bei kiekybiškai įvertinti vertikalių ir horizontalių rotorių, sumontuotų riedėjimo

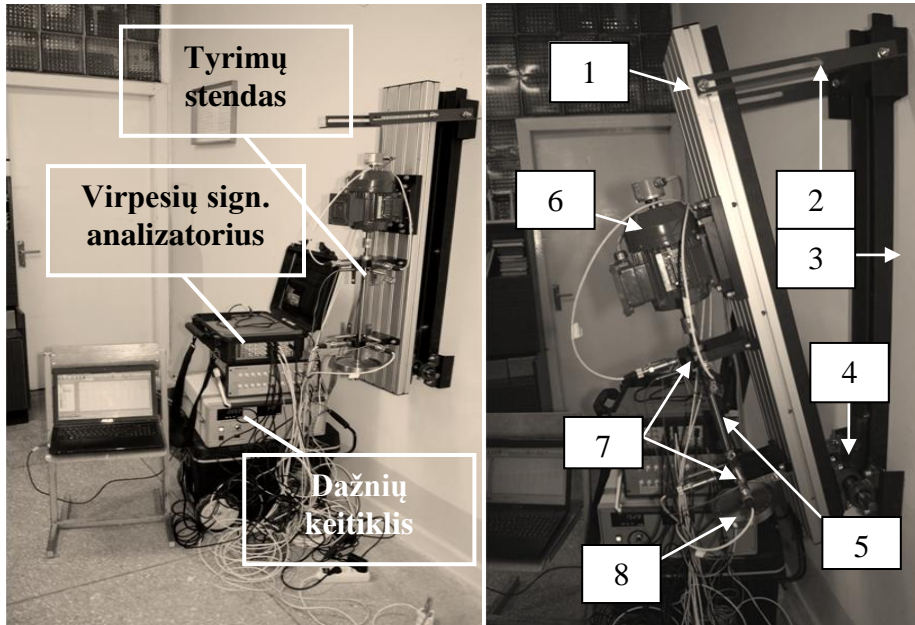


guoliuose, guolių defektų identifikavimo skirtumus bei kiekybiškai įvertinti šių parametrų ryškumą. Buvo nustatyta, kad skirtumai tarp vertikalių ir horizontalių rotorinių atramų guolių defektų diagnostikos yra ženklūs. Nurodomos ir šių skirtumų skaitinės išraiškos. Tačiau liko aktualus, neišnagrinėtas klausimas, kaip guolių defektai vertikaliuose rotoriniuose paveikia diagnostinių tyrimų parametrus, kintant suminiai jėgai  $F_s$ , bet nekintant šios jėgos padėčiai erdvėje, taip pat kintant rotorinio ašies posvyrio kampui, bet nekintant jėgai  $F_s$ . Toks tyrimas atskleistų ir detalios išaiškintų vyksiančių kitimų rotorinių sistemų defektų diagnostikai naudojamuose parametruose, esant skirtingai vertikalioms mašinos dinamikai. Taigi suformuluotas toks šio posvyrio tikslas – nustatyti ir kiekybiškai išreikšti kaip kinta vertikalių rotorinių, sumontuotų radialiniuose – ašiniuose riedėjimo guoliuose defektų indikacijų parametrai kintant posvyrio nuo vertikalės kampui bei atramą veikiančios suminės jėgos  $F_s$  vektoriui (moduliui ir kampui, kurį ji sudaro su sukimosi ašimi), kaip defekto indikacijos parametrai priklauso nuo guolio elemento defekto dydžio. Siekiant pasiekti minėtą tikslą, buvo būtina suprojektuoti ir pagaminti vertikalių rotorinių dinamikos ir defektų diagnostikos tyrimų rotorinį stendą, kuriame būtų galima keisti rotorinio sukimosi ašies pasvirimo nuo vertikalės kampą. Tokiu būdu, keičiant dinaminę rotorinio disbalanso masę būtų galima keisti suminės dinaminės jėgos  $F_s$  dydį ir jos kampą, paverčiant rotorinę sistemą. Stendo pagalba eksperimentiškai buvo ištyrta kaip guolio elemento defekto dydis veikia indikacijų parametrai, tyrimus atliekant esant skirtingo dydžio riedėjimo guolio defektus. Be to, nustatyta vertikalioms rotorinėms sistemoms elgsena, kintant rotorinio sukimosi ašies pasvirimo nuo vertikalės kampui. Tai ypač svarbu laivuose sumontuotų vertikalių rotorinių sistemų defektų diagnostikai, virpesių šaltinių identifikavimui ir šalinimui. Be to, tai perspektyvi vertikalių rotorinių centrifugų patikimumo didinimo sritis, iš anksto nustatant technologinio produkto (pvz., utfelio cukraus gamybos pramonėje) nuokrypius, dažniausiai priklausomus nuo subjekto. Tyrimu nesiekama ištyri kaip vertikalių rotorinių diagnostiką įtakoja laivo svyravimas ir jo iššaukta papildoma rotorinio dinamika dėl svyravimo. Tyrimas buvo atliekamas kvazistatiniu režimu, siekiant išsiaiškinti, kaip pasvirus vertikaliai rotoriniui, keičiasi jo atramoje sumontuoto riedėjimo guolio, su išorinio žiedo defektu, defekto indikacijos.

### 3.3.1 Eksperimentinių tyrimų įranga

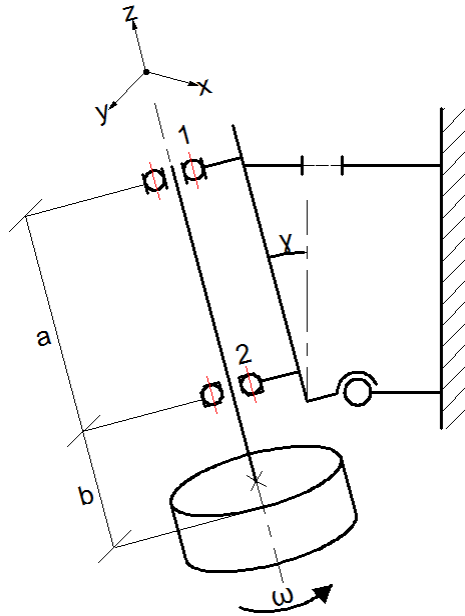
Eksperimentinių tyrimų stendo, kuris buvo suprojektuotas ir pasigamintas šiam tyrimui, nuotraukos pateikiamos 3.30 paveiksle. Tyrimų stendas sudarytas iš dviejų dalių pamato, kurio viena dalis, ant kurios tvirtinama rotorinė sistema, paveiksle pažymėta 1 pozicija, kita dalis tvirtinama prie standžios, nejudamos sienos pažymėta 3 pozicija. Abu minėti pamatai tarpusavyje suvirtinti dvejomis kreipiančiosiomis, pažymėtomis paveiksle 2 pozicija, leidžiančiomis paversti

viršutinę tyrimų stendo dalį apie 15°. Pavertimas tampa įmanomas 4 pozicija pažymėtos ašies, kuri sumontuota keturiuose guoliuose su guoliavietėmis, pagalba. Dvi guoliavietės pritvirtintos prie 1 – a pozicija pažymėtos pamato dalies, kitos dvi guoliavietės pritvirtintos prie pamato dalies 3, kuri pritvirtinta prie standžios sienos. Ant 1 – a pozicija pažymėtos pamato dalies sumontuota rotorinė sistema, kurią sudaro dvi atramos, su sumontuotais 6004 2Z/C3 guoliais, pažymėtomis paveiksle pozicija 7. Rotoriaus velenas pažymėtas paveiksle pozicija 5, kurio skersmuo  $d_v = 20$  mm.



**3.30 pav.** Vertikalus rotorinis tyrimų stendas su pavertimo įtaisu

Rotorius varomas asinchroniniu elektros varikliu „Adda 63322 Rodernark“, paveiksle pažymėtu 6 pozicija. Elektros variklis, kurio vardinė galia  $P_{v.el.v.} = 370$  W, vardinis sukimosi greitis  $n_v = 3340$  aps./min., valdomas dažnių keitikliu, kurio gamintojas „SSD Drives“, modelis „650V/003/230F“. Vardinė dažnių keitiklio galia  $P_V = 650$  W, dažnis gali būti keičiamas, pagal iš anksto užduotą programą, ribose nuo 0 iki 240 Hz. Ant rotoriaus veleno sumontuotas darbo ratas (diskas ant kurio tvirtinama disbalanso masė), paveiksle jis žymimas 8 pozicija. Rotoriaus pavertimo kampas nebuvo matuojamas kampmačiu, jis buvo nustatomas apskaičiuojant atstumus ir pozicionuojant pavertimo mechanizmą reikiamais atstumais nuo sienos, taip gauti reikiami pavertimo kampai.



**3.31 pav.** Vertikalaus rotoriaus tyrimų stendo su pavertimo mechanizmu principinė schema

Tyrimų metu, rotorius buvo sumontuotas dviejose atramose. Principinė vertikalaus rotoriaus tyrimų stendo su pavertimo mechanizmu schema pateikta 3.31 paveiksle. Atstumas tarp atramų  $a = 500 \text{ mm}$ , atstumas tarp antrosios atramos ir disko, ant kurio montuojama disbalanso masė  $b = 50 \text{ mm}$ . Tiek pirmojoje tiek antrojoje atramoje sumontuoti 6004–2Z/C3 rutuliniai riedėjimo guoliai, tačiau rotorius įtvirtintas taip, kad pirmoji atrama priima tik radialines apkrovas, antroje atramoje sumontuotas guolis priima ašines ir radialines apkrovas. Vadovaujantis šia schema ir atliktais skaičiavimų rezultatais, kurie pateikti antrajame skyriuje, žinome, kad antrąją vertikalaus rotoriaus atramą, sumontavus rotorinę sistemą pagal 3.31 paveiksle pateiktą schemą, veikia ženkliai didesnės jėgos nei pirmąją. Dėl to, siekiant iširti riedėjimo guolio defekto indikacijas kuo platesnėse jėgų veikimo ribose, tyrimų metų guoliai su defektais buvo montuojami antrojoje atramoje. Tyrimams buvo naudoti du rutuliniai riedėjimo guoliai 6004–2Z/C3 su išorinio žiedo takelio defektais. Abu tyrimuose naudoti guoliai prieš tyrimus buvo dirbtinai sugadinti, išfrezuojant defektą freza, su apvalia  $1,4 \text{ mm}$  skersmens, deimantais dengta galvute. Pirmajame guolyje, kurio nuotrauka pateikta 3.32 a) paveiksle, padarytas defektas, kurio skersmuo  $1,4 \text{ mm}$ . Antrasis, tyrimuose naudotas guolis turėjo  $3,0 \text{ mm}$  skersmens defektą, jo nuotrauka pateikiama 3.32 b) paveiksle.



**3.32 pav.** Tyrimuose naudoti rutuliniai riedėjimo guoliai 6004–2Z/C3 su išorinio žiedo defektais: a) guolis 6004-2Z/C3 su 1,4 mm skersmens defektu; b) guolis 6004-2Z/C3 su 3,0 mm skersmens defektu.

Tyrimai buvo atliekami didinant rotoriaus sukimosi greitį nuo 0 aps./min. iki 3000 aps./min.. Greitis buvo didinamas tolygiai įgreitėjant iki 3000 aps./min. per 30 sekundžių, vėliau rotorius stacionariame režime 3000 aps./min. sukimosi greičiu sukosi 60 sekundžių ir per 30 sekundžių greitis tolygiai buvo mažinamas iki 0 aps./min. Tyrimų metu absoliučią virpesių signalas buvo įrašinėjamas 51200 reikšmių per sekundę diskretinimo dažniu. Sudarinėjant GFT spektrus buvo naudojamas 20 ms vidurkinimo laiko intervalas.

Tyrimo rezultatuose pateikiami duomenys – 5 GFT spektrų vidutinės  $v_{RMS}$  reikšmės. GFT spektrų reikšmės buvo atrinktos ties 10 s, 20 s, 30 s, 40 s ir 50 s signalo laiko atkarpomis. Tokia GFT spektrų analizė buvo naudota siekiant įsitikinti, kad signalo vienodų parametrų reikšmių sklaida yra patenkinama ir siekiant išsiaiškinti ar GFT spektruose stebimos kinematinių dažnių reikšmės kinta laike (rotoriui sukantis stacionariu režimu).

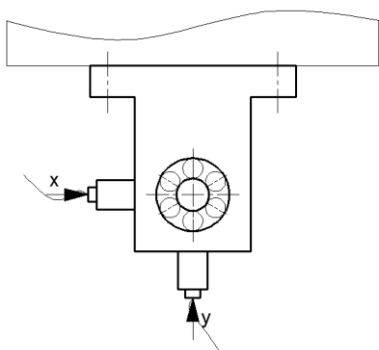
Tyrimai buvo atliekami tvarka, pateikta 3.5. lentelėje. Rutulinio riedėjimo guolio defektas, tyrimų metu, buvo orientuotas taip, kad defekto pozicija sutaptų su y pagrečio keitlio matavimo kryptimi, guolio sumontavimo schema naudojama ta pati, kaip 3.1. skyriuje, ji pateikta 3.9. a) paveiksle.

Atliekant eksperimentinius tyrimus virpesių pagreičiai buvo matuojami, ant kiekvienos iš rotoriaus atramų, sumontuotais 2 pagreičių keitliais. Pagreičių keitlių sumontavimo schema pateikiama 3.33 a) Kaip galima matyti pateiktoje scheme, pagreičių keitliai buvo montuojami plokštumoje  $90^\circ$  kampu tarp matavimo krypčių. Pagreičių keitlių, kuri gamintojas „Wilcoxon research“, modelis 793, jautris 100 mV/g nuotrauka pateikta 3.33 b) paveiksle.

**3.5. lentelė.** Eksperimentinių tyrimų atlikimo tvarka.

Eilės Nr.	Disbalansas, <i>gmm</i>	Pasvirimas nuo vertikalės, °	Guolio defektas
1.	80	0	1,4 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
2.	120	0	1,4 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
3.	156	0	1,4 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
4.	120	5	1,4 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
5.	120	10	1,4 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
6.	120	13,5	1,4 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
7.	80	0	3,0 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
8.	120	0	3,0 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
9.	156	0	3,0 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
10.	120	5	3,0 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
11.	120	10	3,0 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas
12.	120	13,5	3,0 <i>mm</i> skersmens išorinio žiedo defektas

Eksperimentų metu, matavimų duomenys buvo įrašomi daugiakanaliu virpesių signalų analizatoriumi – kaupikliu OROS Mobipack, kurio nuotrauka pateikiama 3.34. paveiksle.



a)



b)

**3.33 pav.** Tyrimų metu ant rotoriaus atramų sumontuoti pagreičių keitliai: a) pagreičių keitlių montavimo ant atramos schema; b) „Wilcoxon research“ 793 modelio pagreičių keitliai.

Duomenys buvo įrašyti 51200 taškų/sekundę duomenų srauto greičiu, taip sudarant galimybę sudaryti virpesių greičio  $v_{RMS}$  spektrus, vandens krioklio diagramas ar kaskadas analizuoti ribose nuo 0 iki 20 kHz.



**3.34 pav.** Daugiakanalis virpesių signalų analizatorius – kaupiklis OROS Mobipack

Atliekant tyrimus, lygiagrečiai buvo matuojami ir reliatyvieji veleno kakliuko padėties atramoje matavimai, kurie buvo matuojami ant atramų, pagal 3.33 a)

schemą sumontuotais poslinkių jutikliais, kurių gamintojas „EPRO“, modelis PR6423, nuotrauka pateikta 3.35 paveiksle. Duomenys buvo įrašomi tuo pačiu daugiakanaliu virpesių analizatoriumi – kaupikliu OROS Mobipack, kurio nuotrauka pateikta 3.34 paveiksle.



**3.35 pav.** Poslinkių jutiklis „EPRO“, modelis PR6423

### 3.3.2. Eksperimentinių tyrimų rezultatai

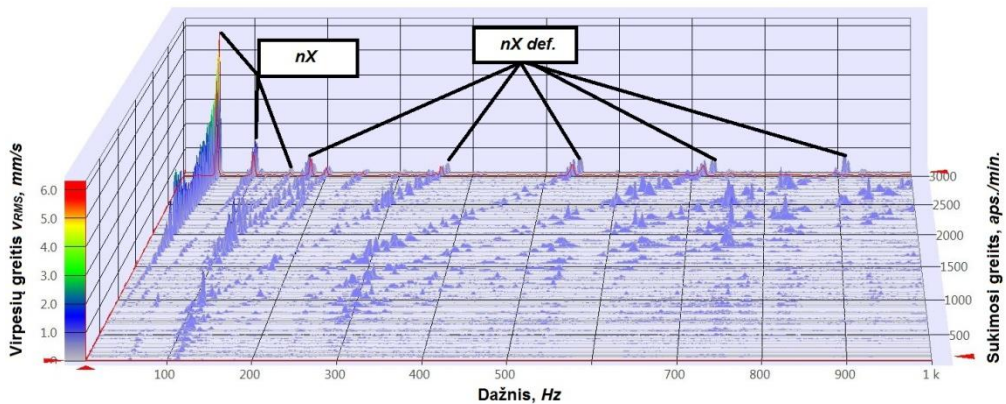
Siekiant išlaikyti tyrimų bei šio darbo vientisumą, eksperimentų metu išmatuoti virpesių greičio  $v_{RMS}$  duomenys, kaip ir ankstesniuose skyriuose, nagrinėjami išskiriant iš, GFT pagalba sudarytų, spektrų, vandens krioklio diagramų bei kaskadų, sinchroninio dažnio ir jo kartotinių dažniu bei defekto dažnio ir jo kartotinių dažnių virpesių greičių  $v_{RMS}$  reikšmes ir lyginant jas tarpusavyje. Rutulinio riedėjimo guolio 6004-Z2/C3 išorinio žiedo riedėjimo takelio defektas apskaičiuojamas vadovaujantis 3.3. matematine išraiška.

$$f_{ep.} = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left( 1 - \frac{d_{rut.}}{d_{ried.}} \cdot \cos \alpha \right) = \frac{9}{2} \cdot 50 \cdot \left( 1 - \frac{7,8}{31} \cdot 1 \right) \quad (3.3.)$$

kur:  $n$  – rutuliukų skaičius guolyje, *vnt.*;  $d_{rut.}$  – riedmens skersmuo, *mm*;  $d_{ried.}$  – riedmenų centro padėties skersmuo, *mm*;  $f_r$  – sinchroninis vidinio žiedo sukimosi dažnis, *Hz*.

Siekiant palyginti ir kiekybiškai įvertinti diagnostinių tyrimų specifika, esant skirtingo dydžio riedėjimo guolio išorinio žiedo defektui, kintant dinaminei disbalanso jėgai bei keičiant pasvirimo nuo vertikalės kampui, kaip ir ankstesniuose šio skyriaus poskyriuose, naudosime sudarytą, santykinį parametą – defekto atpažinimo rodiklį *DAR*. Kurio santykinė reikšmė rodo sinchroninio dažnio virpesių

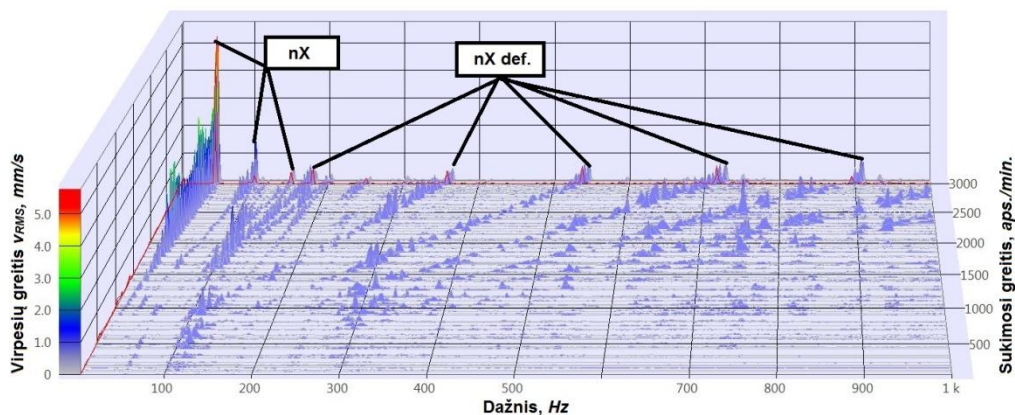
greičio  $v_{RMS}$  ir dominuojančios defekto indikacijos, t.y. kartotinio dažnio virpesių greičio  $v_{RMS}$  santykį. Taip apibūdinant ar virpesių greičių  $v_{RMS}$  spektruose, kaskadose ar vandens krioklio diagramose defekto dažnio ar jo kartotinių dažnių virpesių reikšmė bus pastebima, ar tam, kad ją išaiškinti būtina papildomai skaitmeniškai apdoroti virpesių signalą bei nagrinėti jį atskiromis dalimis. Santykinis dydis  $DAR$  apskaičiuojamas vadovaujantis 3.1. matematine išraiška. Analizuojamų, tyrimų metu gautų virpesių greičio  $v_{RMS}$  kaskados pateikiamos 3.36 ir 3.37 paveiksluose. Paveiksle 3.36 pateikiama virpesių greičio  $v_{RMS}$  kaskados išmatuotos kai rotorius pasviręs nuo vertikalės  $13,5^\circ$  kampu, antrojoje rotoriaus atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su  $3,0\text{ mm}$  išorinio žiedo defektu, ant darbo rato pridėta disbalanso masė sudaranti  $120\text{ gmm}$  disbalansą, duomenys gauti iš 2x pagreičių keitlio.



**3.36 pav.** Vertikalaus rotoriaus pasvirusio  $13,5^\circ$ , kaskados 2x pagreičių keitlio duomenys

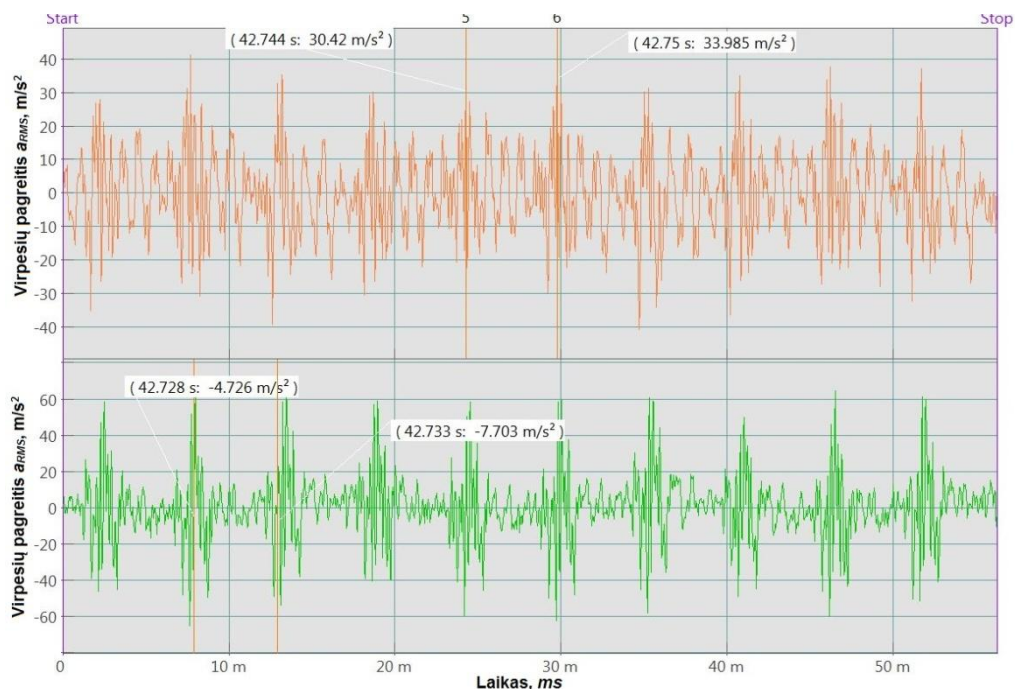
Paveiksle 3.37 pateikiama virpesių greičio  $v_{RMS}$  kaskados gautos atliekant matavimus, kai rotorius pasviręs nuo vertikalės  $13,5^\circ$  kampu, antrojoje rotoriaus atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su  $3,0\text{ mm}$  išorinio žiedo defektu, ant darbo rato pridėta disbalanso masė sudaranti  $120\text{ gmm}$  disbalansą, duomenys gauti iš 2y pagreičių keitlio.





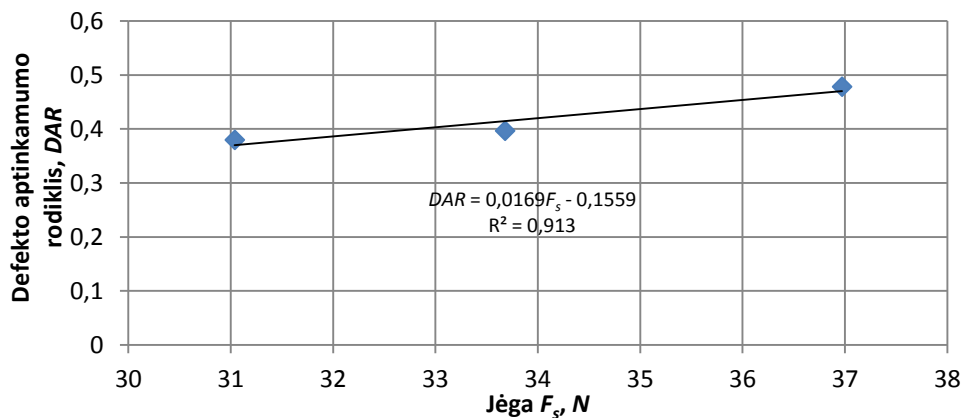
**3.37 pav.** Vertikalaus rotoriaus pasvirusio  $13,5^\circ$ , kaskados 2y pagreičių keitlio duomenys

Analizuodami pateiktas kaskadas matome, kad duomenys pateikti 3.31. paveiksle ir duomenys, kurie pateikti 3.32. paveiksle labai panašūs, neženkliai skiriasi, kai kurios duomenų reikšmės. Geriausia pastebima, kad truputį skiriasi sinchroninio dažnio virpesių greičio  $v_{RMS}$  reikšmės, kai rotoriaus sukimosi greitis yra 3000 aps./min. tai rodo, kad atramos, kuriose sumontuoti guoliai nėra visiškai izotropiškos, taip pat galime pastebėti, kad sinchroninio dažnio virpesių greičių reikšmės, didėjant sukimosi greičiui, kinta skirtingai. Sinchroninio dažnio virpesių greičio  $v_{RMS}$  kitimas didėjant sukimosi greičiui atspindi rotoriaus dinamikos reiškinius, kurie pasireiškia rotoriumi įgreitėjant. Guolių defektai identifikuojami ir analizuojant virpesių pagreičio  $a_{RMS}$  signalą laiko atžvilgiu, tačiau tokiai virpesių signalo analizei reikia papildomai nagrinėti išmatuotus duomenis pasitelkiant specialią, tam skirtą programinę įrangą. Toks defekto identifikavimo būdas gali būti naudojamas tik kaip papildomas, defekto egzistavimą įrodantis būdas, taip pat jis reikalauja nemažos tyrėjo patirties. Išorinio guolio defekto virpesių pagreičių  $a_{RMS}$  signalas laiko atžvilgiu pateikiamas 3.38 paveiksle. Paveiksle pateiktas antrosios atramos,  $x$  ir  $y$  krypties pagreičių keitlio signalas, išmatuotas, kai antroje atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su  $3,0\text{ mm}$  dydžio, rotorius pasvirus  $13,5^\circ$  nuo vertikalės, rotorius su  $120\text{ gmm}$  disbalansu.



**3.38 pav.** Išorinio guolio defekto indikacijos virpesių pagreičio  $a_{RMS}$  signalė laiko atžvilgiu

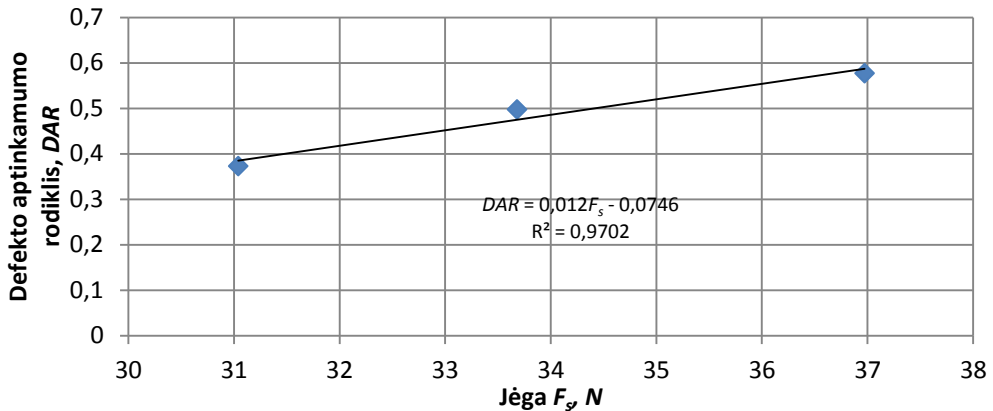
Apžvelgę ir panagrinėję tyrimų duomenų rezultatus, kuriuos analizuojant bus ieškoma sąryšių tarp rotoriaus atramas veikiančių jėgų, jų padėčių erdveje ir defektų indikacijų, pereikime prie tyrimų rezultatų analizės.



**3.39 pav.** Defekto atpažinimo rodiklis kintant suminei  $F_s$  jėgai, 1,4 mm išorinio žiedo defektas, 2x pagreičių keitlio duomenys

Paveiksle 3.39 pateikiamas vertikalaus rotoriaus, kurio atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su 1,4 mm dydžio, išorinio žiedo defektu, antrosios atramos,  $x$  krypties pagreičių keitlio duomenys. Nagrinėdami 3.39 paveiksle pateiktas  $DAR$  reikšmes matome, kad didėjant suminei rotoriaus atramą veikiančiai jėgai  $F_s$ , apskaičiuotai pagal 2 skyriuje apteiktą metodiką, defekto indikacijų ryškumas didėja.

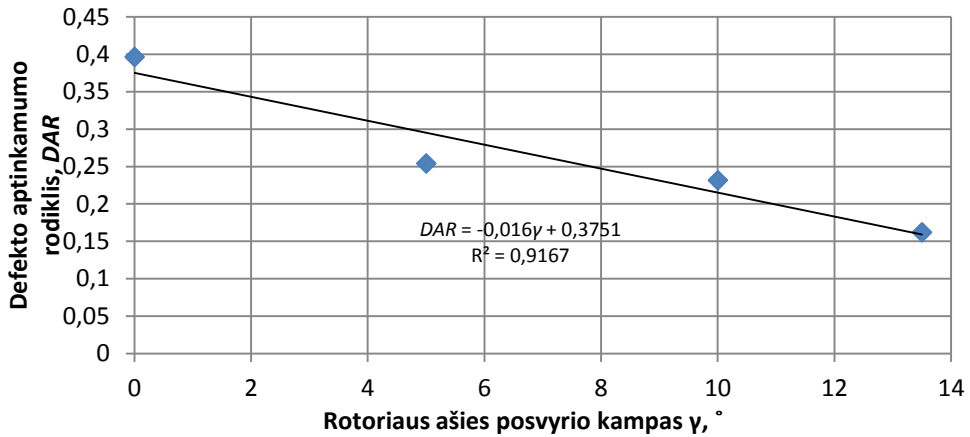
Paveiksle 3.40 pateikiamas vertikalaus rotoriaus, kai atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su 1,4 mm dydžio išorinio, žiedo defektu, antrosios atramos,  $y$  krypties pagreičių keitlio duomenys.



**3.40 pav.** Defekto atpažinimo rodiklis kintant suminei  $F_s$  jėgai, 1,4 mm išorinio žiedo defektas,  $2y$  pagreičių keitlio duomenys

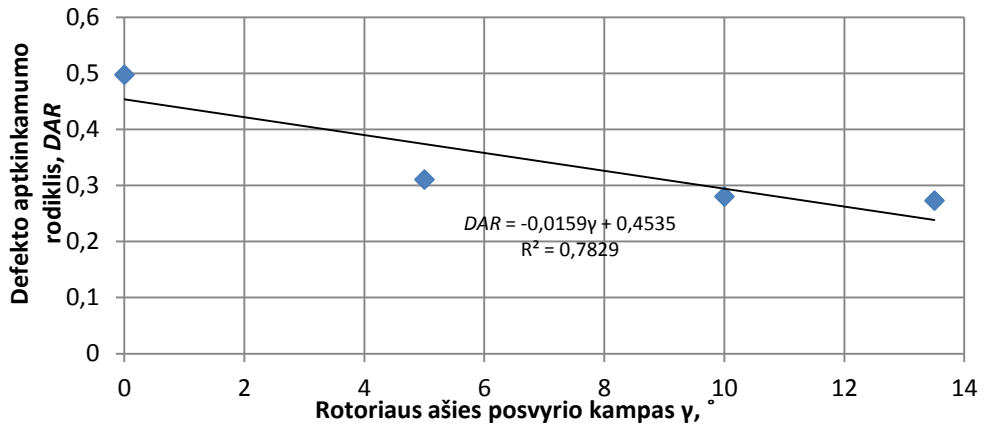
Analizuojant pateiktas  $DAR$  reikšmes pastebime, kad didėjant suminei rotoriaus atramą veikiančiai jėgai  $F_s$ , apskaičiuotai pagal 2 skyriuje apteiktą metodiką, defekto indikacijų ryškumas,  $y$  kryptimi, didėja.

Paveiksle 3.41 pateikiamas vertikalaus rotoriaus defekto aptinkamumo rodiklis, kai atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su 1,4 mm dydžio išorinio žiedo defektu, antrosios atramos,  $x$  krypties pagreičių keitlio duomenys. Sukimosi ašies pasvirimo nuo vertikalės kampas, tyrimų metu buvo keičiamas nuo 0 iki 13,5°.



**3.41 pav.** Defekto atpažinimo rodiklis kintant rotoriaus sukimosi ašies pasvirimo kampui  $\gamma$ , 1,4 mm išorinio žiedo defektas, 2x pagreičių keitlio duomenys

Paveiksle 3.42 pateikiamas vertikalaus rotoriaus defekto atpažinimo rodiklis, kai atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su 1,4 mm dydžio išorinio, žiedo defektu, antrosios atramos, y krypties pagreičių keitlio duomenys.

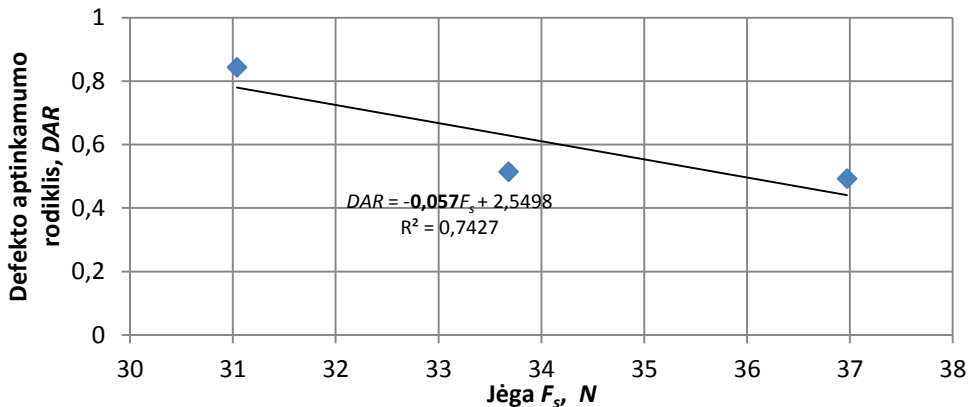


**3.42 pav.** Defekto atpažinimo rodiklis kintant rotoriaus sukimosi ašies pasvirimo kampui  $\gamma$ , 1,4 mm išorinio žiedo defektas, 2y pagreičių keitlio duomenys

Analizuojant paveiksluose 3.39 ir 3.40 pateiktus defekto atpažinimo rodiklio duomenis matome, kad reikšmės, kurios gautos didinat rotorinės sistemos disbalansą, skirtingomis matavimo kryptimis  $x$  ir  $y$  yra panašios, skiriasi neženkliai, tai rodo, kad defekto padėtis, kuri yra fiksuota atramoje, paveikia defekto aptinkamumo galimybes, vertinant defekto indikacijas santykinu dydžiu  $DAR$ .

Nagrinėdami paveiksluose 3.41. ir 3.42. pateiktus defekto atpažinimo *DAR* duomenis, kuomet kinta rotorinės sistemos pasvirimas nuo vertikalės, kuris vertinamas kampų  $\gamma$  matome, kad kai antrojoje rotorinės sistemos atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su santykinai nedideliu 1,4 mm išorinio žiedo defektu, defekto indikacijos paverčiant rotorių silpnėja. Pasvyrant rotoriumi net nedideliu kampų  $\gamma$ , santykinis rodiklis *DAR* mažėja.

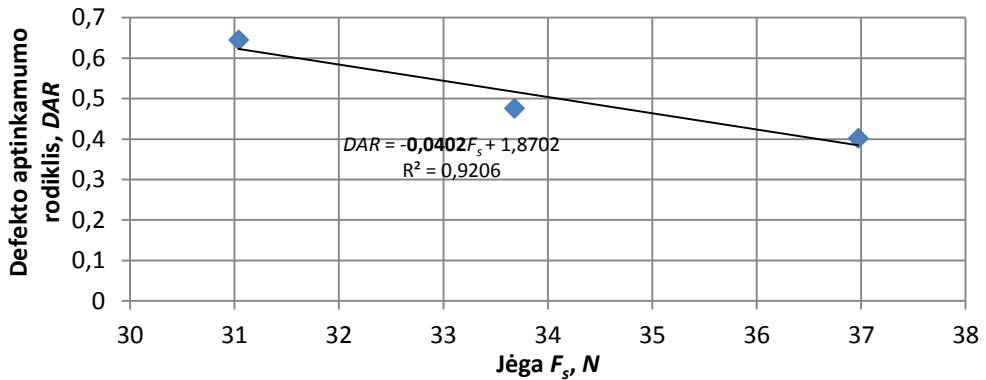
Siekiant įvertinti kaip defekto dydis paveikia defekto indikacijas t.y. defekto aptinkamumo rodiklį *DAR*, panagrinėkime tyrimų, kurių metu antrojoje rotoriaus atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su 3,0 mm išorinio žiedo defektu, duomenis.



**3.43 pav.** Defekto atpažinimo rodiklis kintant suminei  $F_s$  jėgai, 3,0 mm išorinio žiedo defektas, 2x pagreičių keitlio duomenys

Paveiksle 3.43 pateikiamas vertikalaus rotoriaus, kurio antrojoje atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su 3,0 mm dydžio, išorinio žiedo defektu,  $x$  krypties pagreičių keitlio duomenys. Analizuodami 3.43 paveiksle pateiktas *DAR* reikšmes matome, kad didėjant suminei rotoriaus atramą veikiančiai jėgai  $F_s$ , apskaičiuotai pagal 2 skyriuje apteiktą metodiką, defekto indikacijų ryškumas mažėja.

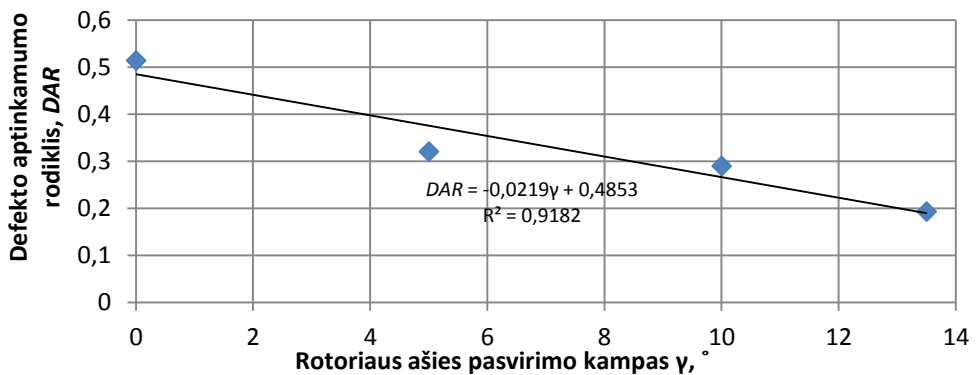
Paveiksle 3.44 pateikiamas vertikalaus rotoriaus, antrosios atramos, su joje sumontuotu riedėjimo guoliu, kuris turi 3,0 mm dydžio išorinio, žiedo defektą, antrosios atramos,  $y$  krypties pagreičių keitlio duomenys.



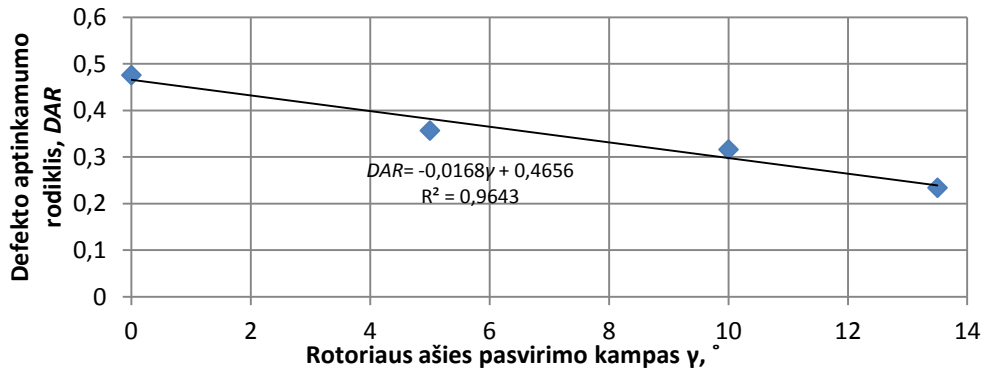
**3.44 pav.** Defecto aptinkamumo rodiklis kintant suminei  $F_s$  jėgai, 3,0 mm išorinio žiedo defektas, 2y pagreičių keitlio duomenys

Analizuojant pateiktas  $DAR$  reikšmes, pateiktas 3.44 paveiksle, pastebime, kad didėjant suminei rotoriaus atramą veikiančiai jėgai  $F_s$ , apskaičiuotai pagal 2 skyriuje apteiktą metodiką, defekto indikacijų ryškumas,  $y$  kryptimi, mažėja.

Paveiksle 3.45 pateikiamas vertikalaus rotoriaus defekto aptinkamumo rodiklis  $DAR$ , kai atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su 3,0 mm dydžio, išorinio žiedo defektu, antrosios atramos,  $x$  krypties pagreičių keitlio duomenys. Sukimosi ašies pasvirimo nuo vertikalės kampas, eksperimentų metu buvo keičiamas nuo 0 iki 13,5°.



**3.45 pav.** Defekto atpažinimo rodiklis kintant rotoriaus sukimosi ašies pasvirimo kampui  $\gamma$ , 3,0 mm išorinio žiedo defektas, 2x pagreičių keitlio duomenys



**3.46 pav.** Defekto atpažinimo rodiklis kintant rotoriaus sukimosi ašies pasvirimo kampui  $\gamma$ , 3,0 mm išorinio žiedo defektas, 2y pagreičių keitlio duomenys

Nagrinęjant paveiksluose 3.43 ir 3.44 pateiktus defekto atpažinimo rodiklio *DAR* duomenis matome, kad reikšmės, kurios gautos didinat rotorinės sistemos disbalansą, skirtingomis matavimo kryptimis *x* ir *y* yra panašios, tačiau neženkliai skiriasi, tai rodo, kad defekto pozicionavimas paveikia defekto aptinkamumo galimybes, vertinant defekto indikacijas santykiniu dydžiu *DAR*.

Analizuojant paveiksluose 3.45 ir 3.46 pateiktus defekto atpažinimo *DAR* duomenis, kuomet kinta rotorinės sistemos pasvirimas nuo vertikalės, kuris vertinamas kampu  $\gamma$  matome, kad kai antrojoje rotorinės sistemos atramoje sumontuotas riedėjimo guolis su daugiau nei dvigubai didesniu nei prieš tai tirtu, 3,0 mm išorinio žiedo defektu, defekto indikacijos paverčiant rotorių silpnėja. Pasvyrant rotoriumi net nedideliu kampu  $\gamma$ , santykinis rodiklis *DAR* mažėja. Analizuodami visus tyrimų duomenis apstebime, kad esant 1,4 mm išorinio žiedo defektui, didėjant suminei, rotoriaus antrąją atramą veikiančiai jėgai  $F_s$  defekto indikacijos stiprėja, *DAR* rodiklio reikšmė didėja. Kai antrojoje atramoje sumontuojamas guolis su dvigubai didesniu, 3,0 mm dydžio išorinio žiedo riedėjimo takelio defektu, didėjant suminei, rotoriaus antrąją atramą veikiančiai jėgai  $F_s$  defekto indikacijos silpnėja, *DAR* rodiklio reikšmė mažėja. Tai rodo, kad esant mažesniai išorinio žiedo defektui, kai suminė jėga  $F_s$  didėja, kampas  $\beta$ , kurio skaičiavimo metodika, aprašyta 2 skyriuje, pasiekia tokią reikšmę, kuomet rutulinio riedėjimo guolio riedmuo didesniu plotu prariedą defektą, dėl to defekto indikacijos ryškėja. Esant dvigubai didesniai 3,0 mm riedėjimo guolio išorinio žiedo defektui, riedmuo esant bet kokiam kampo  $\beta$  reikšmei rieda per defektą, dėl to didėjant suminei dinaminei jėgai  $F_s$  mažėja, dėl slopinamo šios jėgos poveikio.

### 3.3.3. Išvados

- kai rotorinės sistemos pasvirimas nuo vertikalės yra nedidelis iki  $5^\circ$  tyrimų duomenys gauti  $x$  ir  $y$  kryptimis yra panašūs, skiriasi neženkliai, skirtumų priežastis yra defekto padėties pozicionavimas atramoje;
- nustatyta, kad esant didesniems vertikalaus rotoriaus pasvirimo nuo vertikalės kampams  $\gamma$ , kai šio kampo reikšmė  $10^\circ$  ar  $15^\circ$ , rotoriaus dinamika labiau paveikia tyrimų duomenis gaunamus skirtingomis radialinėmis kryptimis, to priežastis pasireiškiantys dinamikos reiškiniai;
- analizuojant tyrimų rezultatus nustatyta, kad esant mažesniai išorinio žiedo defektui, kai suminė jėga  $F_s$  didėja, kampas  $\beta$ , pasiekia tokią reikšmę, kuomet rutulinio riedėjimo guolio riedmuo didesniu savo plotu prariedą defektą, dėl to defekto indikacijos ryškėja;
- nustatyta, kad esant didesniai  $3,0 \text{ mm}$  riedėjimo guolio išorinio žiedo defektui, kampo  $\beta$  reikšmės nebepaveikia defekto indikacijų, esant, bet kokiam kampui riedmuo rieda per defektą, dėl to didėjant suminei dinaminei jėgai  $F_s$  defekto indikacijos mažėja, taip pat mažėja ir  $DAR$  reikšmė, to priežastis yra slopinamasis  $F_s$  jėgos didėjimo poveikis, kuris nustatytas 3.1. skyriuje.



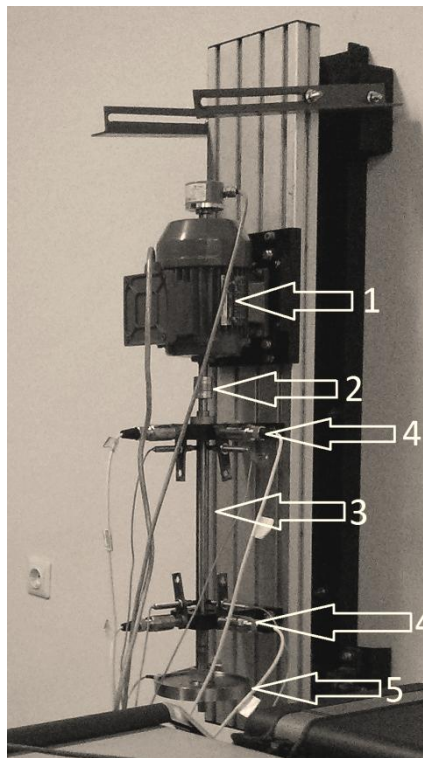
#### 4. TEORINIO MODELIO VERIFIKAVIMAS EKSPERIMENTINI TYRIMŲ REZULTATAIS

Šis skyrius skirtas teorinio vertikalaus rotoriaus modelio rezultatų patikimumo patikrai. Antrajame šio darbo skyriuje pateikiama vertikalaus rotoriaus atramas veikiančių jėgų skaičiavimo metodika, taip pat pateikiamas apibendrintas vertikalaus rotoriaus modelis, sudarytas baigtinių elementų pagalba, įvertinantis rotorių veikiančią gravitaciją ir rotoriaus atramų netiesiškumą (taip pat ir radialinius tarpus guoliuose). Kadangi visi eksperimentiniai tyrimai bei jų rezultatai gauti analizuojant pagreičių keitlių duomenis, kurie gauti netiesiogiai matuojant absoliučiuosius mechaninius atramų virpesius pagreičių keitliais. Pagreičių keitlių konstrukcija yra tokia, matuojami ne atramos absoliutieji virpesiai, bet pagreičių keitlyje esančios seisminės masės, kuri pritvirtinta prie pagreičių keitlyje esančios pjezo – medžiagos, matuojamas įtampos kitimas laike, dėl seisminės masės deformuojamos pjezo – medžiagos. Tokie matavimai nėra tiesioginiai, dėl to vertinti juos kaip atramos virpesius būtų ne visai teisinga. Kadangi nėra tiesioginio ryšio tarp teorinio modelio skaičiavimo rezultatų bei eksperimentinių tyrimų rezultatų buvo nuspręsta, kad siekiant susieti matavimų rezultatus su teorinio modelio skaičiavimo rezultatais būtina išmatuoti veleno kaklelio, ties rotoriaus atramomis, kinematinis poslinkius atramose. Atlikus matavimus palyginti eksperimentinių tyrimų duomenis su teorinio modeliavimo duomenimis ir nustatyti ar teorinis, vertikalaus rotoriaus, modelis sudarytas tinkamai ir ar skaičiavimo rezultatai atspindi rotoriaus dinamiką. Kadangi riedėjimo guolių standumas santykinai didelis, lyginant juos su slydimo trinties guoliais, dėl atramas veikiančių jėgų poslinkiai atramose su riedėjimo guoliais itin maži. Dėl minėtų priežasčių, teorinio modelio skaičiavimo rezultatų verifikavimui buvo pasirinkta atlikti eksperimentinius tyrimus su slydimo trinties atramomis, kurių standumas, lyginant su riedėjimo guoliais ženkliai mažesnis, be to, galima pasigaminti guolius su skirtingo dydžio radialiniu tarpu.

Eksperimentinių tyrimų stendas, pateiktas 4.1 paveiksle, sudarytas iš elektros varikio, pažymėto stendo nuotraukoje 1 – a pozicija, tamprios movos 2, dviejų atramų su jose sumontuotais slydimo trinties guoliais 3,  $d_v = 20 \text{ mm}$  skersmens veleno 4, disko ant kurio tvirtinama disbalanso masė 5, optinio keitlio, skirto sukimosi greičio matavimui 6. Ant kiekvienos iš rotoriaus atramų sumontuoti du poslinkio jutikliai EPRO PR 6423, kurie pateikti 3.29 paveiksle. Poslinkių jutikliai tyrimo metu buvo montuojami 2 statmenomis viena kitai kryptimis, taip, kad sudarytų matavimo plokštumą, pateikta 3.27 a) paveiksle. Pagrindiniai techniniai jutiklių duomenys pateikti 4.1. lentelėje. Sukimosi greičio matavimams naudotas optinis keitlis OPTEL II THEVON 152G7 gebantis matuoti iki 100 000 atspindžio pokyčių per sekundę. Eksperimentinių tyrimų metu, reliatyviųjų mechaninių virpesių duomenys buvo įrašomi daugiakanaliu virpesių analizatoriumi – kaupikliu

OROS Mobipack, kurio nuotrauka pateikta 3.28 paveiksle. Eksperimentinių tyrimų metu rotorius sukimosi ašis buvo orientuota vertikaliai. Tyrimų metu reliatyviųjų virpesių signalas buvo įrašinėjamas 51200 reikšmių per sekundę diskretinimo dažniu. Sudarinėjant GFT spektrus buvo naudojamas 20 ms vidurkinimo laiko intervalas.

Tyrimo rezultatuose pateikiami duomenys – 5 GFT spektrų vidutinės  $v_{RMS}$  reikšmės. GFT spektrų reikšmės buvo atrinktos ties 10 s, 20 s, 30 s, 40 s ir 50 s signalo laiko atkarpomis. Tokia GFT spektrų analizė buvo naudota siekiant įsitikinti, kad signalo vienodų parametru reikšmių sklaida yra patenkinama ir siekiant išsiaiškinti ar GFT spektruose stebimos kinematinių dažnių reikšmės kinta laike (rotoriui sukantis stacionariu režimu).

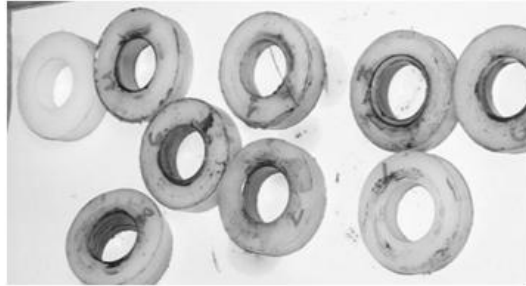


**4.1 pav.** Eksperimentinių tyrimų standas

**4.1. lentelė.** Poslinkių jutiklio EPRO PR 6423 techninės charakteristikos

Vardinis matuojamo tarpelio dydis	+/- 1,0 mm
Jautris	8 V/mm
Matavimo dažnių diapazonas	0–12 kHz
Keitiklio skersmuo	8,0 mm
Leistinosios matavimo darbo sąlygos, matavimo temperatūra	-35...+180° C

Ekspimentinių tyrimų metu pirmojoje rotoriaus atramoje buvo sumontuotas rutulinis riedėjimo guolis 6004 2Z/C3, antrojoje rotoriaus atramoje (esančioje greta disko) buvo montuojami slydimo trinties guoliai, pasigaminti iš medžiagos PET HD 500.



**4.2 pav.** Ekspimentinių tyrimų metu naudoti slydimo trinties guoliai pagaminti iš PET HD500

Tyrimams buvo naudoti penki slydimo guoliai su skirtingu vidinės kiaurymės skersmeniu. Kiaurymių skersmuo buvo išgręžtas taip, kad sudarytų atitinkamą tarpą tarp rotoriaus veleno ir slydimo trinties guolio. Radialinių tarpelių dydis pateikiamas 4.2. lentelėje. Tyrimams naudoti slydimo trinties guoliai pateikti 4.2 paveiksle. Ekspimentinių tyrimų rezultatai naudoti 2.2. skyriuje aprašyto, apibendrinto teorinio modelio skaičiavimo rezultatams verifikuoti. Ekspimentinių tyrimų metu, ant tyrimų stendo disko buvo tvirtinama disbalanso masė, siekiant ištirti dinaminės disbalanso jėgos poveikį vertikalios rotoriaus dinamikai. Tyrimų metu naudotos trys disbalanso masės, kurios sukuria 10 gmm, 85 gmm ir 145 gmm disbalansą.

**4.2. lentelė.** Ekspimentinių tyrimų metu naudoti slydimo trinties guoliai, sudarantys nurodytą radialinio tarpelio dydį

Guolio ženklinimo numeris, Nr.	Radialinio tarpelio dydis, (mm)
2	0,53
5	0,23
7	0,39
8	0,25
9	0,43

Skaičiavimams, kurie buvo atlikti vadovaujantis sudarytu apibendrintu teoriniu modeliu, buvo naudotos eksperimentiškai nustatytos slydimo guolio standžio reikšmės. PET HD 500 standumo matavimas atliktas pagal 2.12 a) paveiksle pateiktą bandymo schemą. Radialinio standžio kreivė pateikta 4.3 paveiksle.

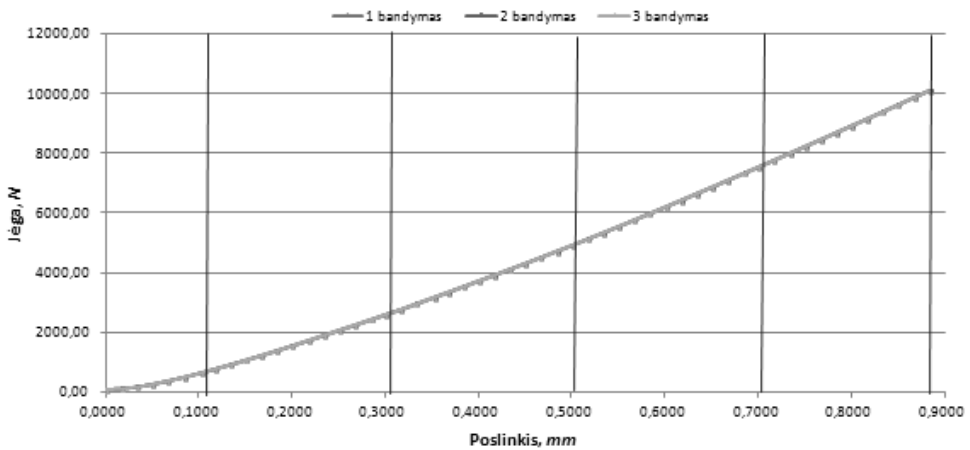
Siekiant atlikti skaičiavimus 2 – jame skyriuje aprašytuose apibendrintu teoriniu modeliu būtina įvertinti sistemos slopinimą, kai rotorius įvirtintas slydimo

trinties atramos. Tam buvo atliktas dar vienas smūginio žadinimo bandymas, pagal 2 skyriuje aprašytą metodiką nustatytas smūgio virpesių logaritminis dekrementas, pasitelkiant (2.13) matematine išraiška.

$$\log_{dec} = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{A_0}{A_n} = \frac{1}{3} \cdot \ln \frac{368,52}{33,71} = 0,7972 \quad (2.13.)$$

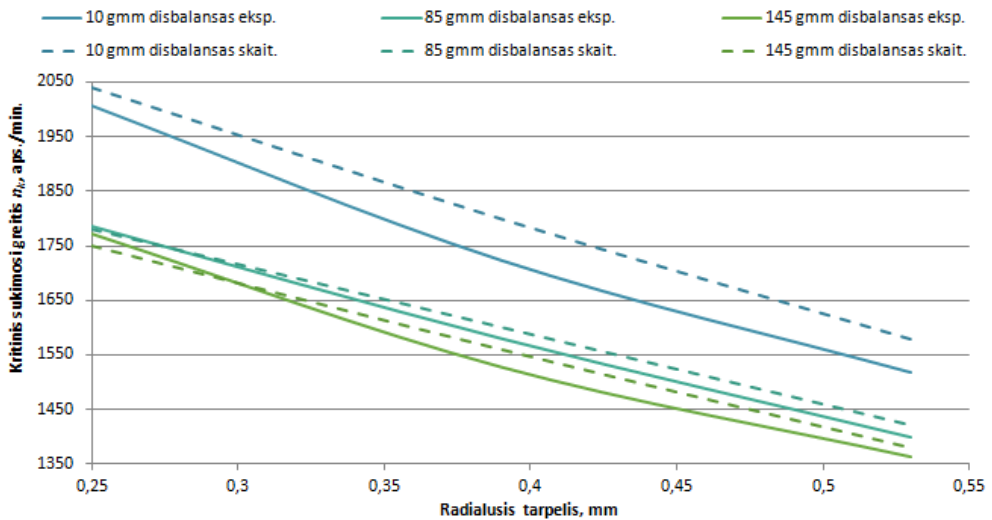
Tuomet slopinimo reikšmė:

$$C = \frac{\log_{dec}}{2\pi} = \frac{0,7972}{2 \cdot 3,142} = 0,1269 \quad (2.14.)$$



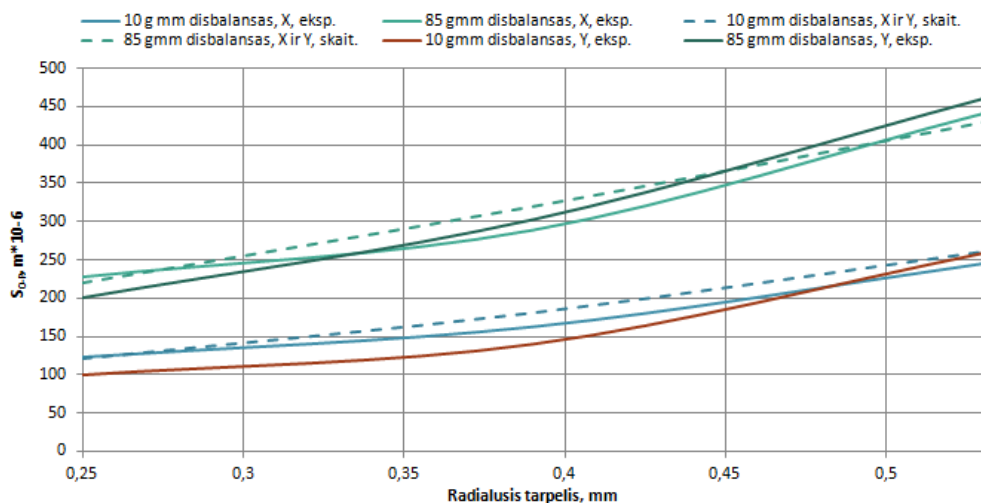
**4.3 pav.** Slydimo trinties guolio pagaminto iš PET HD 500 medžiagos radialinio standumo kreivė

Atliekant skaičiavimus teoriniu apibendrintu vertikalaus rotoriaus modeliu, antrosios atramos radialinis standumas buvo užsiduotas penkių taškų kreive, naudotos standumo reikšmės paveiksle 4.3 pažymėtos tiesėmis. Atlikus eksperimentinius tyrimu ir teorinius tyrimus buvo lyginamos šių tyrimų reikšmės. Viena svarbiausių rotoriaus dinamikos charakteristikų kritinis sukimosi greitis  $n_k$ . Dėl to reikšmių palyginimui buvo pasirinktas šis parametras. Teorinio tyrimo ir eksperimentinių tyrimų kritinių sukimosi greičių reikšmės pateikiamos 4.4 paveiksle. Paveiksle, punktyrinėmis kreivėmis žymimi teorinių tyrimų rezultatai, vientisomis kreivėmis žymimi eksperimentinių tyrimų rezultatai.



**4.4 pav.** Kritinių sukimosi greičių  $n_k$  reikšmės gautos teorinių ir eksperimentinių tyrimų metu

Analizuojant 4.4 paveiksle pateiktas pirmojo kritinio sukimosi greičio  $n_k$  reikšmes matome, kad tiek torinio tyrimų tiek eksperimentinių tyrimų reikšmės kinta tokiu pat dėsningumu. Teorinio modelio tyrimo rezultatų neatitikimas eksperimentinių tyrimų rezultatais pastebimas tyrime su 10 gmm disbalansu. Jo reikšmė yra didžiausia atliekant tyrimą, kuomet antrojoje rotoriaus atramoje sumontuotas guolis su 0,39 mm radialiniu tarpeliu. Teorinio tyrimo rezultatų neatitikimas eksperimentinių tyrimų rezultatais sudaro 2,94 %. Vadovaudamiesi gautais teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatais galime teigti, kad teorinis modelis sudarytas tinkamai, teorinio tyrimo rezultatai atspindi rotorinės sistemos dinamiką. Kitas, nemažiau svarbus, parametras atspindintis teorinio modelio tyrimo duomenų patikimumą – veleno kakliuko reliatyviųjų virpesių poslinkių amplitudės  $S_{0-P}$  ties rotoriaus atramomis. Paveiksle 4.5 pateikiamos vertikalaus rotoriaus veleno kaklelių poslinkių amplitudžių  $S_{0-P}$  eksperimentinių tyrimų metu gautos reikšmės, taip pat pateikiamos ir teorinio rotoriaus modelio, veleno kaklelių poslinkių amplitudžių  $S_{0-P}$  reikšmės. Paveiksle punktyrinėmis kreivėmis žymimi teorinių tyrimų rezultatai, vientisomis kreivėmis žymimi eksperimentinių tyrimų rezultatai.



**4.5 pav.** Poslinkių amplitudžių  $S_{0-P}$  reikšmės gautos teorinių ir eksperimentinių tyrimų metu

Palyginus teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatus didžiausias teorinio modelio neatitikimas eksperimentiniams tyrimų rezultatams, kaip ir prieš tai pateiktuose rezultatuose, gautas kuomet antroje rotoriaus atramoje buvo sumontuotas guolis su  $0,39 \text{ mm}$  radikaliuoju tarpu. Teorinio tyrimo rezultatų neatitikimas eksperimentinių tyrimų rezultatam sudaro  $2,41 \%$ . Vadovaudamiesi gautais teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatais galime teigti, kad teorinis modelis veikia tinkamai, teorinio tyrimo rezultatai atspindi rotorinės sistemos dinamiką.

## 4.1 Išvados

- Siekiant įvertinti teorinio modelio veikimo tikslumą, buvo papildomai atlikti eksperimentiniai tyrimai, kuomet antroje atramoje sumontuoti skirtingą radialinį tarpą turintys slydimo guoliai. Eksperimentiniu būdu išmatuotas slydimo guolio, pagaminto iš PET HD 500 medžiagos, standumas. Sudaryta  $5 - ių$  taškų standumo kreivė, kuri naudota guolio netiesiniam standumui, teoriniame modelyje, aprašyti.
- Palygintos teorinių ir eksperimentinių tyrimų pirmojo kritinio sukimosi greičio  $n_k$  reikšmės. Nustatyta, kad esant  $0,39 \text{ mm}$  radialiniam slydimo guolio tarpui, teorinis modelis parodė didžiausią,  $2,94\%$  neatitikimą eksperimentinių tyrimų rezultatų duomenim. Santykinės paklaidos reikšmės rodo, kad teorinis, apibendrintas vertikalaus rotoriaus modelis, gan dideliu

tikslumu atspindi rotorijų dinamikos reiškinius bei gali būti naudojamas rotorijų elgsenai tirti.

- Palygintos teorinių ir eksperimentinių tyrimų, veleno kaklelių poslinkių amplitudžių  $S_{0-P}$ , ties rotoriaus atramomis, reikšmės. Nustatyta, kad esant  $0,39 \text{ mm}$  radialiniam slydimo guolio tarpui, teorinio tyrimo rezultatai labiausia – 2,41% neatitiko eksperimentinių tyrimų rezultatų. Santykinės paklaidos reikšmės rodo, teorinis modelis sudarytas tinkamai ir tinkamas poslinkių amplitudžių  $S_{0-P}$  atramose ir atramas veikiančių jėgų skaičiavimams.

## BENDROSIOS IŠVADOS

1. Išnagrinėjus mokslinėje literatūroje išdėstytus rotorių dinamikos tyrimų mokslo pagrindus bei vystymosi etapus, išanalizuota šio mokslo vystymosi raida, apžvelgti ir išanalizuoti šiuolaikiniai rotorių dinamikos tyrimo metodai ir priemonės. Nustatyta, kad rotoriai, su vertikalia sukimosi ašimi, kaip tyrimo objektas, dažniausia nagrinėjami siekiant ištirti precesijos judesį, esant skirtingoms rotoriaus savybėms (masei, masės inercijos momentui, netiesiniam standžiui, kintant slopinimui, esant skirtingai rotoriaus konstrukcijai), arba siekiant išanalizuoti precesijos judesį, esant skirtingam atramų standžio netiesiškumui. Išanalizuota mokslinėje literatūroje pateikiama medžiaga, skirta tradiciniams, naujai kuriamiems rotorinių sistemų bei jų elementų defektų diagnostiniams bei techninės būklės stebėsenos tyrimams. Nustatyta, kad rotorinių sistemų techninės būklės identifikavimas ir defektų diagnostika ypač aktualūs kuriant šiuolaikines rotortronines sistemas ir atnaujinant ilgą laiką eksploatuotas. Dėl to, nuolat plėtojami eksperimentiniai tyrimai, tobulinant tradicinius diagnostinių tyrimų metodus ir priemones, siekiant sukurti automatinius netikėtų gedimų prevencijos ir prognozės metodus. Nustatyta, kad laboratorijose naujai kuriami diagnostinių tyrimų metodai, laboratorinėmis sąlygomis rodę teigiamus rotorių defektų identifikavimo rezultatus, ribotai realizuojami praktikoje, kai tyrimai atliekami in Situ. Taikant kuriamus diagnostinių tyrimų metodus praktikoje, tinkamai neįvertinama rotorių dinamika, kas ir apsunkina, taip pat riboja šių defektų diagnostinių metodų naudojimą. Išanalizavus minėtą mokslinę literatūrą, neaptikta darbų kuriuose būtų pateikiama kiekybinė išraiška tarp vertikalinių rotorių dinamikos ir jų defektų diagnostikos.
2. Sudaryta vertikalinių rotorių atramas veikiančių jėgų skaičiavimo metodika, atlikti vertikalinių rotorių radialines ašines apkrovas veikiančių jėgų skaičiavimai. Nustatyta, kad padidinus tiriamo rotorinio stendo disbalansą du kartus (nuo 80 gmm iki 154 gmm) rotoriaus atramą, esančią prie disko, veikianči suminė jėga  $F_s$ , esant  $n = 3000 \text{ aps./min.}$  rotoriaus sukimosi greičiui, išauga tik 5 N, o suminės jėgos  $F_s$  ir rotoriaus sukimosi ašies kampas  $\varphi$  išauga  $17^\circ$ . Nustatyta, kad didėjanti, radialinė, rotoriaus atramą veikianči jėga nuo disbalanso, ženkliai paveikia suminės, rotoriaus atramą veikiančios, jėgos  $F_s$  kryptį, šios jėgos dydį paveikdama neženkliai.
3. Sudarytas apibendrintas vertikalios rotoriaus modelis, įvertinantis giroskopo efektą bei rotorių veikiančią gravitacijos jėgą, kuriuo remiantis apskaičiuotos vertikalios rotoriaus atramas veikiančios radialinės – ašinės jėgos dėl disbalanso poveikio. Iš sudarytos Campbell diagramos nustatytas kritinis tiriamos sistemos kampinis greitis  $\omega_k = 559 \text{ rad/s}$ , t.y. kritinis rotoriaus sukimosi greitis  $n_k = 5340 \text{ aps./min.}$ . Nustatyta, kad net nedideliu kampu pavertus rotoriaus sukimosi ašį, nuo vertikalės, atsiranda subkritinis greitis, dėl antrosios atramos guolio radialinio tarpo, lemiančio jo dinaminį standį. Apskaičiuota, kad įvertinus rotoriaus dinamikos efektus, veikiančią rotorinę sistemą, esant  $n = 3000 \text{ aps./min.}$  rotoriaus sukimosi greičiui, padidinus disbalansą du kartus (nuo 80



gmm iki 154 gmm), prie disko esančią atramą veikianti suminė jėga  $F_s$  išauga nežymiai (6 N, nuo 31 N iki 37 N). Suminės jėgos  $F_s$  kampas  $\varphi$ , kurį ji sudaro su sukimosi ašimi išauga ženkliai 15,5 °. Esant kritiniam rotoriaus sukimosi greičiui  $n_k = 5340 \text{ aps./min.}$ , suminė, antrąją rotoriaus atramą veikianti jėga  $F_s$  išauga iki 123 N, o kampas  $\varphi$ , kurį ši jėga sudaro su rotoriaus sukimosi ašimi išauga neženkliai 6 °.

4. Atlikus palyginamuosius vertikalių ir horizontalių rotorių riedėjimo guolių defektų diagnostinius tyrimus, sukurtas naujas santykinis parametras – Defekto Atpažinimo Rodiklis (DAR). DAR leidžia kiekybiškai įvertinti rotorių defektų diagnostinių tyrimų rezultatų skirtumus. Atlikus tyrimus nustatyta, kad skirtingai orientuotos sukimosi ašies rotorinėse sistemose – horizontalios rotorinės sistemos defektų indikacijos daugeliu atveju ryškesnės, ir leidžia tyrėjui identifikuoti riedėjimo guolių defektus ankstyvose jų besivystymo stadijose. Nustatyta, kad horizontalaus rotoriaus guolio išorinio žiedo riedėjimo takelio defektas tiksliau identifikuojamas horizontalia statmena defektui plokštumos kryptimi, o vertikalių rotorių guolių – abejomis radialiosiomis kryptimis defektas identifikuojamas vienodai.
5. Atlikus rotoriaus su vidinio riedėjimo guolio žiedo defektu, dinamikos ir diagnostinius tyrimus, nesutampant dinaminės disbalanso jėgos ir guolio vidinio riedėjimo guolio žiedo takelio defekto fazės kampui, nustatyta, kad vertikalūs rotoriai yra ženkliai jautresnis disbalanso poveikiui, t.y. jų defekto indikacijų ryškumas labiau priklauso nuo dinaminės disbalanso jėgos  $F_c$  dydžio. Taip pat nustatyta, kad guolio vidinio riedėjimo žiedo takelio defekto identifikavimas vertikaliose rotorinėse sistemose yra paprastesnis, negu horizontaliosiose. Nustatyta, kad riedėjimo guolių vidinio žiedo riedėjimo takelio defekto identifikacija horizontaliuose rotoriuose, gravitacijos kryptimi yra neinformatyvi, defekto indikacijos nekinta net keičiant dinaminę disbalanso jėgą  $F_c$ .
6. Atlikus vertikalių rotorių su pasvirusia nuo vertikalės rotoriaus sukimosi ašimi, riedėjimo guolių diagnostinius tyrimus, nustatyta, kad kai rotorinės sistemos pasvirimas nuo vertikalės yra nedidelis iki 5° tyrimų duomenys gauti  $x$  ir  $y$  kryptimis yra panašūs, skiriasi neženkliai, skirtumų priežastis yra defekto padėties pozicionavimas atramoje (defektas buvo orientuotas  $y$  kryptimi). Esant didesniems vertikalaus rotoriaus pasvirimo nuo vertikalės kampams  $\gamma$  (10° - 15°), rotoriaus dinamika labiau paveikia tyrimų duomenis, gaunamus skirtingomis radialinėmis kryptimis, nes kinta atramų dinaminiai standžiai. Iširta, kad esant didesniam (3,0 mm) riedėjimo guolio išorinio žiedo riedėjimo takelio defektui, kampo  $\beta$  reikšmės nebepaveikia defekto indikacijų, nes riedmenys rieda per defektą ir dėl to didėjant suminei dinaminei jėgai  $F_s$  defekto indikacijos mažėja, taip pat mažėja ir parametro DAR reikšmė.

## LITERATŪROS SARAŠAS

1. Jeffcott H. H. The Lateral Vibration of the Loaded Shafts in the Neighbourhood of a Whirling Speed 11 Phil. Mag. 1919. -Vol. 6, no. 37. - P. 304-314.
2. Stodola A. Dampf- und Gasturbinen. 6-te Auflage edition. — Berlin: Springer, 1924,- 1157 pp.
3. Kimball A. Internal Friction Theory of Shaft Whirling // Phys. Review.- 1923. — no. 2. P. 703.
4. Kimball A. Internal Friction as a Cause of Shaft Whirling 11 Phil. Mag. — 1925. — Vol. 49. Pp. 724-727.
5. Newkirk B. L. Shaft Whipping // General Electric Review.- 1924.- Vol. 27, no. 3. Pp. 169-178.
6. Newkirk B. L., Taylor H. D. Shaft Whirling due to Oil Action in Journal Bearing // General Electric Review. 1925. - Vol. 28, no. 8. - Pp. 559-568.
7. Baker, J.G., 1933, Self-induced vibrations, Journal of Applied Mechanics, 1(1), 5-12.
8. Thomas, J.J., 1958, Instabile eigenschwingungen von turbinenlaufnern, Angefacht durch die spaltstromungen, in stopfbuchsen and beschauflungen, AEG-Sonderdruck, pp. 1039-1063.
9. Hori, Y., 1959, A theory of oil whip, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 26(2), 189-198.
10. Yamamoto, T., 1955, On the critical speed of a shaft of sub-harmonic oscillation, Trans JSME, 21(111), 853-858 (in Japanese).
11. Yamamoto, T., 1957, On the vibrations of a rotating shaft, *Mem. Fac. Eng. Nagoya Univ.*, **9**(1), 25-40.
12. Ruhl, R.L. and Booker, J.F., 1972, A finite element model for distributed paramter turbogenerator system, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, **94**(1), 126-132.
13. Nelson, F.C. and McVaugh J.M., 1976, The dynamics of rotor bearing systems using finite elements, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, **98**(2), 593-600.
14. Erik Swanson. A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes Sound and vibration 2005/May. 10-17 pp.
15. F. C. Nelson Rotor Dynamics without Equations. International Journal of COMADEM, 10(3) July 2007, PP. 2 – 10.
16. S. Sabin. Understanding and Using Dynamic Stiffness – A Tutorial. ORBIT Second Quarter 2000. PP 44-54.
17. Dong Wang, Peter W.Tse, Kwok Leung Tsui An enhanced kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings – 2011.
18. Pasynkova I.A. Whirling motion of an unbalanced rotor in linear and nonlinear elastic bearings. Vestnik.

19. A.Muszynska. Forward and Backward Precession of a Vertical Anisotropically supported Rotor, *Journal of Sound and Vibration*, V192, n 1, pp. 207-222. 1996.
20. Zhivotov A. Yu. At all. *New Theory of Rotor Dynamics: Dynamics of Umbrella – Type Rotor with Flexible Support*. ISCORMA – 2, Gdansk, Poland, 4 – 8 August 2003.
21. Genta G., Tonoli A. A Harmonic Finite Element for The Analysis of Flexural, Torsional and Axial Rotordynamic Behaviour of Discs. *Journal of Sound and Vibration*. (1996) 196 (1), pp 19 – 43.
22. Agostini, C.E., Capello Souza, E.A. Complex Modal Analysis Of A Vertical Rotor By Finite Elements Method. 9th Brazillian Conference on Dynamics, Control and their Applications. June 7 – 11, 2010.
23. Randall R., Jerome A. Rolling element bearing diagnostics – A tutorial. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 25 (2011). PP 485–520.
24. Sawalhi N., Randall R.B., Endo H. The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis. *Mechanical Systems and Signal Processing* 21 (2007) pp. 2616–2633.
25. Sawalhi N., Randall R.B. Vibration response of spalled rolling element bearings: Observations, simulations and signal processing techniques to track the spall size. *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011) pp. 846–870.
26. Wang D., Tse P. W., Tsui K. L. An enhanced Kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings. 35, 1–2, (2013). pp.176–199.
27. Mažeika P. Rotorių su riedėjimo guoliais diagnostikos ir gedimų prevencijos tyrimai. Daktaro disertacija. Kaunas. 2008.
28. Muruganatham B. at all. Roller element bearing fault diagnosis using singular spectrum analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. Vol. 35, Iss. 1–2, 2013, Pp 150–166.
29. Randall R.B. *Vibration Based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications*. Wiley (2011).
30. Interaktyvus [<http://www.vdmk.com/information/tdpk.htm>] žiūrėta 2014 07 10.
31. Bently D. E., Goldman P., Yu J. J. Rolling Element Bearing Defect Detection and Diagnostics Using REBAM Probes. *Orbit* 2001. Pp 12 – 25.
32. Samanta B., Al-Balushi K. R. Artificial neural network based fault Diagnostics of rolling element bearings using time-domain features. *Mechanical Systems and Signal Processing* (2003) 17(2). Pp. 317–328.

33. Wang H., Chen P. Intelligent diagnosis method for rolling element bearing faults using possibility theory and neural network. *Computers & Industrial Engineering* 60 (2011). pp. 511–518.
34. A.Muszynska. Forward and Backward Precession of a Vertical Anisotropically supported Rotor, *Journal of Sound and Vibration*, V192, n 1, pp. 207-222. 1996.
35. M. Santhosh Kumar. Rotor Dynamic Analysis Using ANSYS. Proceedings of the IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, held in New Delhi, India, arch 23 - March 26, 2009. PP 154 – 162.
36. Aline Beley, Pierre Theiffray. ANSYS structural Dynamics. Paskaitų medžiaga. 2006 ANSYS.
37. Y. H. Dai, Y. Yuan. A nonlinear conjugate gradient method with a strong global convergence property. *SIAM J. Optim.*, 1999, 10(1). PP 177–182.
38. D. Guo, F.L. Chu, and Z.C. Zheng. “The Influence of Rotation on Vibration of a Thick Cylindrical Shell”. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 242.3. PP 492. 2001.
39. H.D. Nelson and J.M. Mc Vaugh. The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements. *Journal of Engineering For Industry*. ASME. May 1976.
40. .Beley, A., C. Rajakumar, P. Thieffry. “Computational Methods for Rotordynamics Simulation.” *NAFEMS World Congress*, 2009.
41. Rao A., Rotordynamic Capabilities in ANSYS Mechanical. *ANSYS Advantage Vol. I, Issue 2*, 2007. PP 31-33.
42. Tuncay Karacay, Nizami Akturk „Experimental diagnostics of ball bearings using statistical and spectral methods“, *Tribology International*, vol. 42 (2009) 836–843 p.
43. Rujiang Hao, Fulei Chu “Morphological undecimated wavelet decomposition for fault diagnostics of rolling element bearings” *Journal of Sound and Vibration*”, vol. 320 (2009), 1164–1177 p.
44. Bo Taoa, Limin Zhub, Han Dinga, Youlun Xionga “An alternative time-domain index for condition monitoring of rolling element bearings—A comparison study”, “*Reliability Engineering and System Safety*”, vol. 92 (2007), 660–670 p.
45. Zeki Kiral, Hira Karagulle, “Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force”, “*Mechanical Systems and Signal Processing*”, vol. 20 (2006), 1967–1991 p.
46. Robert B.Randall, Jerome Antoni, „Rolling element bearing diagnostics - A tutorial”, “*Mechanical Systems and Signal Processing*” vol. 25 (2011), 485–520 p.
47. Sedat Karabay, Ibrahim Uzman, „Importance of early detection of maintenance problems in rotating machines in management of plants: Case studies from wire and tyre plants”, „*Engineering Failure Analysis*“, vol. 16 (2009), 212–224 p.

48. V. Barzdaitis, R. Jonušas, Z. Pocius, V. Žemaitis, “Flexible vertical rotor modeling and Dynamics“, “Mechanika”, vol. 33 (2002), ISSN 1392-1207, 35-41 p.
49. Ehrich F.: High-order subharmonic response of highspeed rotors in bearing clearance. “Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design - Transactions of the ASME” 1988, 110, p. 9-16.
50. P. Goldman and A. Muszynska 1994 Journal of vibration and Acoustics 116, 541547. Dynamic effects in mechanical structures with gaps and impacting: order and chaos.
51. Mevel B. Guyader J.L.: Routes to chaos in ball bearings. “Journal of Sound and Vibration” 1993, 162, p. 471-487.
52. R.B. Randall, Y. Gao, Masking effects in digital envelope analysis of faulty bearing signals. Sixth International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, ImechE, Oxford, 1996, pp. 351–359.
53. R.B. Randall, J. Antoni, S. Chobsaard, The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals, Mechanical Systems and Signal Processing 15 (5) (2001) 945–962.
54. Linfeng Deng, Rongzhen Zhao, A vibration analysis method based on hybrid techniques and its application to rotating machinery, Measurement 46 (2013), 3671-3682 p.
55. Diego Fernández-Francos, David Martínez-Rego, Oscar Fontenla-Romero, Amparo Alonso-Betanzos, Automatic bearing fault diagnosis based on one-class v-SVM, Computers & Industrial Engineering 64 (2013), 357–365 p.
56. Renata Klein, Eyal Masad, Eduard Rudyk, Itai Winkler, Bearing diagnostics using image processing methods, Mechanical Systems and Signal Processing, Available online 6 November 2013, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327013005128>.
57. Adam Docekal, Radislav Smid, Marcel Kreidl, Pavel Krpata, Detecting dominant resonant modes of rolling bearing faults using the niching genetic algorithm. Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011) 2559–2572 p.
58. Yu Guo, Ting-Wei Liu, Jing Na, Rong-Fong Fung. Envelope order tracking for fault detection in rolling element bearings. Journal of Sound and Vibration 331 (2012) 5644–5654 p.
59. P. Borghesani, P. Pennacchi, R.B. Randall, R. Ricci. Order tracking for discrete - random separation in variable speed conditions. Mechanical Systems and Signal Processing 30 (2012) 1–22 p.

60. V. N. Patel, N. Tandon, R. K. Pandey. Vibration Studies of Dynamically Loaded Deep Groove Ball Bearings in Presence of Local Defects on Races. *Procedia Engineering* 64 (2013) 1582 – 1591 p.
61. D. Ho, R. B. Randall. Optimization of Bearing Diagnostic Techniques Using Simulated and Actual Bearing Fault Signals. *Mechanical Systems and Signal Processing* (2000) 14(5), 763-788 p.
62. Y. Ming, J. Chen, G. Dong. Weak fault feature extraction of rolling bearing based on cyclic Wiener filter and envelope spectrum. *Mechanical Systems and Signal Processing* (2011) 25, 1773 – 1785 p.
63. N. Sawalhi, R.B. Randall, H. Endo. The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2007 (21), 2616–2633 p.
64. H. Wang, P. Chen. Intelligent diagnosis method for rolling element bearing faults using possibility theory and neural network. *Computers & Industrial Engineering* 60 (2011) 511–518 p.
65. B. Samanta, K. R. Al-Balushi. Artificial neural network based fault diagnostics of rolling element bearings using time - domain features. *Mechanical Systems and Signal Processing* (2003) 17(2), 317–328 p.
66. D.J. Bordoloi, R.Tiwari. Optimum multi-fault classification of gears with integration of evolutionary and SVM algorithms. *Mechanism and Machine Theory* 73 (2014) 49 – 60 p.
67. Docekal, R. Smid, M. Kreidl, P. Krpata. Detecting dominant resonant modes of rolling bearing faults using the niching genetic algorithm. *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011) 2559–2572 p.
68. Y. Zhang, R.B. Randall. Rolling element bearing fault diagnosis based on the combination of genetic algorithms and fast kurtogram. *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009) 1509–1517 p.
69. Samuelsson J. Rotor dynamic analysis of 3D modeled gas turbine rotor in ANSYS. *Doktoro disertacija. Linkopings, Sweden* 2009.
70. Rao J. S., Sreenivas R. Dynamics of Asymmetric Rotors using Solid Models. *Proceedings of the International Gas Turbine Congress. Tokyo, 2003.* 1 – 6 p.
71. Fleming D. P. et al. Transient Response of Rotor on Rolling Element Bearings with Clearance. *Proceedings of 7th IFToMM Conference on Rotor Dynamics.* ID 209. Viena, 2006. 1 – 8 p.
72. Interneto prieiga [<http://rodyn.com/pdf/torsionaltimetransanalysis-leaderver3.pdf>] Malcolm E. Leader, P.E. Time Transient Analysis And Non – Linear Rotordynamics. Applied Machinery Dynamics Co.
73. ISO 13373-1:2002 „Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures. 2002.

74. ISO 13373-2:2005 „Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data. 2005.
75. ISO 13379:2003 „Condition monitoring and diagnostics of machines –General guidelines on data interpretation and diagnostics techniques“. 2003.
76. ISO 2954:2012, „Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery – Requirements for instruments for measuring vibration severity“. 2012.
77. ISO 7919-1:1996 „Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 1: General guidelines“. 1996.
78. ISO 7919-2:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min“. 2009.
79. ISO 7919-3:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 3: Coupled industrial machines“ 2009.
80. ISO 7919-4:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings“. 2009.
81. ISO 7919-5:2005 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants“. 2005.
82. ISO 10816-1:1995 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines“. 1995.
83. ISO 10816-2:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min“. 2009.
84. ISO 10816-3:2009 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in Situ“. 2009.
85. ISO 10816-4:2009 „Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings“. 2009.
86. ISO 10816-5:2000 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants“. 2000.
87. ISO 10816-6:1995 „Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW“. 1995.
88. Interneto prieiga [<http://www.spminstrument.com/Measuring-techniques/Shock-Pulse-Monitoring/>], žiūrėta 2014 08 20.
89. Interneto prieiga [[http://www.adash.cz/doc/ApplicationNotes/low\\_speed\\_condition\\_monitorng.pdf](http://www.adash.cz/doc/ApplicationNotes/low_speed_condition_monitorng.pdf)], žiūrėta 2014 08 20.

90. Jean-Claude Luneno Cases of Coupled Vibrations and Parametric Instability in Rotating Machines. Daktaro disertacija. Lulea University of Technology 2012 Lulea Sweden.

## **MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS**

### **Mokslinės informacijos instituto (ISI) pagrindinio sąrašo leidiniuose**

1. Barzdaitis, Vytautas; Tadžijevas, Artūras; Mažeika, Pranas; Grigonienė, Jurga; Modeling and diagnostics of vertical axis rotary system powered by multi gear drive // Journal of Vibroengineering. Kaunas: Vibrotechnika. ISSN 1392 – 8716. 2012, vol. 14, iss. 1, p. 171-178. [ISI Web of Science; INSPEC].
2. Artūras Tadžijevas, Vytautas Barzdaitis, Marius Vasylius, Pranas Mažeika; The Comparison of Diagnostic Features between the Vertical and Horizontal Axis Rotors // Journal of Vibroengineering. Kaunas: Vibrotechnika. ISSN 1392 – 8716. 2013, vol. 15, iss. 2, p. 1011 - [ISI Web of Science; INSPEC].
3. Artūras Tadžijevas, Vytautas Barzdaitis, Pranas Mažeika, Marius Vasylius; Influence of Imbalance Force Angular Position to Vertical and Horizontal Rotors Rolling Bearings Defects Diagnostics // Journal of Vibroengineering. Kaunas: Vibrotechnika. ISSN 1392 – 8716. 2014, vol. 16, iss. 3. [ISI Web of Science; INSPEC].
4. Barzdaitis, Vytautas; Barzdaitis, Vytautas V.; Maskvytis, Robertas; Tadžijevas, Artūras; Vasylius, Marius. "New deep groove ball bearings high frequencies vibration testing" // ISSN 1392-1207. Mechanika. 2014 Volume 20(3), p. 287-293.



# PRIEDAI

## Virpesių signalo analizatoriaus – kaupiklio OROS bei programinės įrangos paketu NVGate ir OGBIGate techniniai duomenys

### Instruments

Channels count	1 OR34	1 OR35	1 OR36	1 Mobi-Pack™	1 OR38
Inputs	12 / 4	14/6/8	14/8/12/16	14/8/12/16	18/16/24/32
Inputs connectors	1 BNC	1 BNC and Lemo*	1 BNC or Lemo*	1 BNC or Lemo*	1 BNC or Lemo*
Ext. Synch (Triggers/Tach)	12	12	12 (+4*)	12 (+4*)	12 (+4*)
Outputs	11	12	12 (+4*)	12 (+4*)	12 (+4*)
Auxiliary DC channels*	1-	14	12/4	12/4	12/4
DC channels*	1-	1-	1 Blocks of 4	1 Blocks of 4	1 Blocks of 8

### Inputs

Sampling	12 kS/s to 66,536 kS/s or 102.4 kS/s - 24 bits delta sigma ADC				
Accuracy	1 Phase $\pm 0.02^\circ$ - amplitude $\pm 0.02$ dB - Dynamic > 120 dB				
Conditioning	1 AC/DC/CP/TEDS - $\pm 17$ mV to $\pm 10$ V		1 AC/DC/CP/TEDS - $\pm 17$ mV to $\pm 40$ V		

### Auxiliaries

Outputs	1 DC to 40 kHz - $\pm 10$ V range - 24 bits DACs - THD < 0.002%				
Ext. synch (Trigger / Tach)	1 64 x over sampled - Resolution < 160 ns (0.06° @ 1 kHz) - $\pm 10$ V range ( $\pm 40$ V on OR36, Mobi-Pack™ & OR38)				
DC channels*	1 Sampling 10 Hz - 50 Hz/60 Hz rejection - reproducibility < 1 mV				

### System

Hard disk	1 PC	1 PC	1 60 GB removable	1 60 GB removable	1 60 GB removable
Processors (DSP)	11	11 or 2*	11 to 4*	11 to 4*	11 to 8*
Internal battery	115 min	11h30 min	130 min	130 min	115 min
Power supply	1 AC (100 V to 240 V) / DC (10 V to 28 V)				
Link to PC	1100 Mbit/s Ethernet - 3 m cable		13 & 10 m cable	13 & 10 m cable	
Weight	11.4 kg/3 lbs	12.8 kg/6.2 lbs	15.2 kg/11.5 lbs	12 kg/26.5 lbs with the controller PC	18.2 kg / 18 lbs
Dimensions (w.h.d) mm	1163 x 54 x 215	1254 x 67 x 232	1114 x 280 x 350	1470 x 180 x 360	1114 x 410 x 350
Dimensions (w.h.d) inches	16.4" x 2.1" x 8.4"	110" x 2.6" x 9.2"	14.5" x 11" x 13.8"	118.5" x 7" x 14"	14.5" x 16" x 13.8"

\*optional features

### NVGate® (software base)

#### Graphics

##### Graphical features

Windows management	1 to 16 Layouts - 1 to 32 windows/layout - 1 to 32 traces/window - automatic windows generation on channels activation - linked cursors between windows
Trace management	Multi-trace - Multi-graph - Magnitude gathering - Memorization - saved/on-line trace overlay
Zoom & translation	Mouse driven X, Y or Z translation - Area/axis zoom - Adjustable X, Y, Z scale
Scale management	Lin, log or dB Y scale - RMS, Pk, Pk-Pk, EUP, PSD, ESD and RMS PSD unit - acoustics weightings
Markers/cursors	Dual cursors with Dx/Dy- peaks and max automatic detection (interpolated) - adjustable labels, sideband, harmonic and power band markers

##### Displays type

Time domain	Triggered, weighted and filtered blocks - File overview / Zoom - X/Y (lissajous)
Narrow band	Magnitude - Phase- Bode - Imaginary & real part - Polar - 3D cascade
1/n Octave	1, 3, 12 and 24 band/octave - linear and weighted overall levels
Profiles	RPM - DC - kurtosis - Orders - power band - overall- Time, RPM or DC X axis
View meter	Digital - Magnitude/phase - Continuous with colored alarms
3D	Waterfall (narrow band/ 1/n Octave) - color spectrograms - sonogram - orthogonal or isometric views - XY, Yref, order/freq extraction views - sections management

#### Data management

##### Project manager

Setups	Load, save and recall workbook with: instrument setup, analysis setup, layouts, control panel, report setup - Generates models
Measurements	Save selected results and raw data automatically - Direct recall of measurement setup - Recall, edit and save measurement layouts
Projects	Project manager tree - filters (date, keyword, owner) - allows direct access to saved results - manage multiple project databases - import setups and measurement from files

#### Real-time analysis

The following real-time capabilities are guaranteed for one computation DSP. For higher specifications, additional DSP can be added.

##### Performance per computaion DSP

Gap free recording	8 channels - 40 kHz - compressed format
Real-time FFT analysis	8 channels - 20 kHz - 401 lines or 6 channels - 40 kHz - 401 lines
Synchronous order analysis	4 channels - order max 100 - resolution 1/8th of order - 12 000 RPM - 20 kHz
Time domain analysis	8 channels - 40 kHz - no filtering
1/n Octave	4 channels - 25.6 kHz - 1/3rd Octave
Overall acoustics levels	8 channels - 25.6 kHz - All detectors activated

## I/O functions

### Tachs / keyphasor

Sources	Pulses detection from ext. Synch or inputs - virtual (compute gear ratio), DC
Number	4 tachs from input - 2 to 6 ext. tach - 4 fractional tach - 4 DC tachometers
Settings	Adjustable Signal filtering – pre-divider 2 to 1024 - averaging - pulse/rev
Frequency to voltage converter (option)	200 ns resolution - 1 to 1024 pulse/rev –integrator filter – smoother - 12 000 RPM max with 200 pulse/rev –up to 6 inputs
Math combined tachometer (option)	RPM computation from 2 tachs – Editor with +, -, *, /, log, exp, power, sqrt and trigonometrical operators – Ideal for Continuously Variable Transmission

### Triggers

Edge	From input or ext. synch - Adjustable threshold, Slope, Hold off, Hysteresis, pre and post-divider
Level & delta level	From input DC, RMS, Skew, Kurtosis or DC channel - Adjustable start, stop, delta levels and slope
RPM & delta RPM	From any tach - adjustable start, stop, delta RPM and slope - Interpolation
Miscellaneous	Manual - time period (2) - Combination (and, or, before) - generators steps, stabilization and burst - result availability from every plug-in

### Generators

Pure tone	
Noises	2 independent fixed sine - 1 to 6 correlated fixed sine with sweep transition - amplitude and phase adjustable 4 uncorrelated random (white/pink) - 4 independent multi-sine - 2 chirp - Adjustable bandwidth, filtering, amplitude, phase, resolution and burst
Swept sine	1 to 6 simultaneous outputs - phase and amplitude offset - adjustable sweep speed (lin/log), cycles, steps, frequency span and settling time
Play-back	File (recorded/imported) - Inputs - Simultaneous with real-time analysis

## Compatibility

### Automation

Macros	Automate any NVGate® operation - Graphical editor - Records user operations - Algorithmic instructions - Interactive query management - Sub procedures - Debug/log window
Mask & Alarms	Mask editor for spectra (freq/order), profiles and CPB - Dual mask (min/max) - Mask crossing alarms - Linked to macro
Sequencer	Imports acquisition setup sequences from Excel® - Sequence navigator (replay, jump to, pause) - Sequence editor (control applied settings)
NVDrive®	TCP/IP language for control/command of NVGate® - Modifies setup - Collects data - Injects result - Operates on-line and offline modes - Operates locally or through LAN/WAN

### Import / Export

Signal import (time domain)	OROS wav - Audio wav (with frequency conversion) - UFF (58) - Txt
Result import (others)	AE2 - TXT - Excel® (mask)
Export	UFF - TXT - SDF - Matlab® - Audio wav - OROS wav
Report	MS Word® - Copy/paste WMF

## Modules (software options)

The following modules (plug-ins) run independently. They operate simultaneously on any inputs with separate bandwidths, averaging modes, triggering and filtering. (i.e. an input can be analyzed by the FFT plug-in in the 2 kHz bandwidth while it is integrated and orders are extracted from it by the SOA plug-in)

### Standard plug-ins

#### Recorder

Bandwidths	2 independent bandwidth/record - 0.8 Hz to 40 kHz - Records DC channels at low rate - Records ext. synch at over sampled resolution - Compressed (16 bits) or native (32 bits) formats - Throughput max: 6.4 Mb/s (32 ch. x 40 kHz)
Tracks	Up to 32 tracks + 6 auxiliaries - Files can be divided by tracks and/or duration
Modes	Start to time - Start to stop - Time to stop (up to 2 GSamples) - Records on PC or on local disc - Multiple records on one files

#### Player

Modes	Playback on outputs - Post-analysis - repeat mode
Tracks update	Sensibilities - Units - Adjustable duration and start offset

#### Monitor

Sources	4 channels - hot plug of any input (do not stop real-time analysis/recording) - Runs on an independent DSP
Fixed setup	401 lines - Hanning window - Spectral domain exponential averaging
Detectors	Adjustable band pass filter with by-pass - adjustable averaging duration - DC, RMS, Max, Min, skew and kurtosis detectors.

#### Waterfall

Stacks results from	Monitor (detectors) - FFT (power band, blocks, spectra, FRFs) - CBT and SOA (Orders, order spectra) - 1/n Oct (instantaneous, max & min hold, averaged CPB spectral) - OVA (Leq, short Leq)
Acquisition modes	One shot or continuous scrolling - Synchronized on any event or result availability - 1 to 100 000 slices - On-line 3D & color map displays

## Virpesių signalo analizatoriaus ADASH A4400 PRO techniniai duomenys

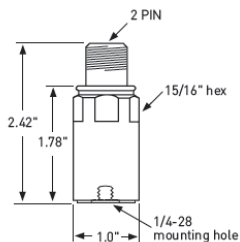
### A4400 - VA4Pro - Technical specification:

<b>Input channels:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 4 AC, ICP® power supply on/off</li> <li>• 4 DC for process values</li> <li>• 1 TACHO for external trigger</li> </ul>	<b>Data processing:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• FFT real time analysis</li> <li>• DEMOD - ENVELOPE analysis</li> <li>• ACMT - low speed bearing analysis</li> <li>• order analysis</li> <li>• user band pass analysis</li> <li>• RPM measurement</li> <li>• DC measurement</li> <li>• Orbit measurement</li> </ul>
<b>Input range:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• AC +/- 12 V peak-peak</li> <li>• DC +/- 24 V</li> </ul>	<b>Signal Recorder:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 64 kHz sampling frequency</li> <li>• 4 Ch memory consumption 3 GB/hour</li> <li>• 4 Ch total recording - 35 hours</li> </ul>
<b>AD conversion:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 24 bit, 64 bit internal signal processing</li> <li>• No AutoGain function!</li> </ul>	<b>Trigger:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• manual, external, signal level, time</li> <li>• use for signal recording trigger</li> <li>• speed change, time interval</li> </ul>
<b>Dynamic range S/N:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 120 dB</li> </ul>	<b>Display:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• colour 800 x 600 pixels, LCD</li> </ul>
<b>Frequency ranges:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• max. 76 kHz (1 Ch, 196 kHz sampling)</li> <li>• max. 25 kHz (4 Ch, 64 kHz sampling)</li> <li>• min. 25 Hz (4 Ch, 64 Hz sampling)</li> </ul>	<b>Communication:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• USB</li> </ul>
<b>Sampling mode:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• fully simultaneous for 4 channels</li> </ul>	<b>Temperature range:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• -10°C to +50°C</li> </ul>
<b>FFT resolution:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• min. 100 lines</li> <li>• max. 25 600 lines</li> </ul>	<b>Power:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• battery 5 hours operation, AC 230 V</li> </ul>
<b>Unit modes:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Analyser - analytic measurement</li> <li>• Data-collector - route measurement</li> <li>• Balancer - on-site balancing</li> <li>• Run up / Coast down measurement</li> <li>• Recorder - signal recording</li> <li>• Stethoscope</li> <li>• FASIT -expert system for fault detection</li> <li>• Octave analyzer</li> <li>• Bump test</li> </ul>	<b>Case:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aluminium Heavy Duty</li> </ul>
<b>Processor:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Intel Atom 1,6 GHz</li> </ul>	<b>Size &amp; Weight:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 230 x 140 x 60 mm</li> <li>• 2200 g</li> </ul>
<b>Memory, Route:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 120 GB, max. 4 GB for one route, number of routes is limited by free memory only</li> </ul>		



**Features**

- Corrosion resistant
- Ground isolated
- Rugged design
- Hermetic seal
- ESD protection
- Reverse wiring protection
- Overcurrent protection



**Wilcoxon Research model 793  
Premium PiezoFET® accelerometer**

**Dynamic**

Sensitivity, ± 5%, 25° C .....	100 mV/g
Acceleration range, VDC >25V .....	80 g peak
Amplitude nonlinearity .....	1%
Frequency response:	
± 5% .....	1.5 - 5,000 Hz
± 10% .....	1.0 - 7,000 Hz
± 3 dB .....	0.5 - 15,000 Hz
Resonance frequency .....	25 kHz
Transverse sensitivity, max .....	5% of axial
Temperature response:	
-50° C .....	-15%
+120° C .....	+20%

**Electrical**

Power requirement:	
Voltage source .....	18 - 30 VDC
Current regulating diode .....	2 - 10 mA
Electrical noise, equiv. g:	
Broadband 2.5 Hz to 25 kHz .....	600 µg
Spectral	
10 Hz .....	8 µg/√Hz
100 Hz .....	5 µg/√Hz
1000 Hz .....	5 µg/√Hz
Output impedance, max .....	100 Ω
Bias output voltage .....	12 VDC
Grounding .....	case isolated, internally shielded

**Environmental**

Temperature range .....	-50 to 120° C
Vibration limit .....	500 g peak
Shock limit .....	5,000 g
Sealing .....	hermetic
Base strain sensitivity .....	0.0005 g/µstrain

**Physical**

Sensing element design .....	PZT / compression
Weight .....	112 g
Case material .....	316L stainless steel
Mounting .....	1/4-28 tapped hole
Output connector .....	2 pin, MIL-C-5015 style
Mating connector .....	R6 type
Recommended cabling .....	J10 / J9T2A

**Connections**

Function	Connector pin
ground	shell
power/ signal	A
common	B

Accessories supplied: SF6 mounting stud (metric mounting available), calibration data (level 3)  
Options: Intrinsic safety certifications (consult factory)

## Poslinkių jutiklių EPRO PR6423 pagrindiniai techniniai duomenys Technical data:

If not stated otherwise, the technical data apply to all versions of the PR 6423.		Temperature error: Zero point: 200 mV / 100 K Sensitivity: < 2%/100 K Long-term drift: 0,3 % max. Influence of supply voltage: <20 mV / V	1 m at the transducer + 3 m extension cable  Other cable lengths possible according to order matrix.
<b>Measuring range:</b> static: ±1,0 mm dynamic: 0...50...500 µm		<b>Operating temperature range:</b> -35...+180°C short-term: up to +200°C	<b>Max. cable temperature:</b> +200°C
<b>Sensitivity:</b> 8 V/mm			<b>Connection of transducers to converters CON 011/CON 021:</b> Lemo plug <b>Connection of transducers to converters CON 031/CON 041:</b> open cable ends for screw terminal
<b>Measuring target:</b> Material: Electrically conducting steel Form of the measuring target: Cylindrical shafts, plain surfaces, measuring collars at machine shafts Height of the measuring collar on the shaft surface with 1% additional error: ≥25 mm Peripheral speed of the shaft: 0...2500 m/s Shaft diameter: ≥25 mm Nominal gap (centre of measuring range): 1,5 mm	<b>Temperature range for storage and transport:</b> -40...+70°C	<b>Thread of sensor housing:</b> M10 x 1 or 3/8"-24-UNF-2A	<b>Direct connection of PR 6423 with Lemo - plug to the following MMS 3000 transmitters:</b> MMS 3110 MMS 3210 MMS 3311
		<b>Housing material:</b> stainless steel	<b>Cable protection:</b> PTFE
<b>Measuring error:</b> After calibration and in connection with a CON 0... the specification are related to the f.s.d. Linearity error: ≤ ±1 %	<b>Endurance to pressure (uniform influence on transducer and cable):</b> 2 bar	<b>Vibration and shock (nominal values at max. 25 C):</b> 5 g at 60 Hz	<b>Weight:</b> net weight without / with metal protection tube: 0,1 / 0,3 kg gross weight without/with metal protection tube: 0,2 / 0,5 kg
	<b>Cable length:</b> PR 6423/000-000; PR 6423/100-000; PR 6423/010-000:		<b>Dimensions:</b> The dimensions for the standard versions can be found in the drawings fig. 1 and fig. 2.

### Static output characteristic:

