

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Andrius TRUMPA

IŠCENTRINIŲ PIENO  
SEPARATORIŲ ROTORINIŲ  
SISTEMŲ SU VIRPESIŲ  
SLOPINTUVAIS TYRIMAS IR  
DIAGNOSTINIAI MATAVIMAI

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,  
MECHANIKOS INŽINERIJA (09T)



LEIDYKLA  
Vilnius TECHNIKA 2015

Disertacija rengta 2002–2015 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Disertacija ginama eksternu.

### **Mokslinis konsultantas**

prof. habil. dr. Vladas VEKTERIS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

### **Pirmininkas**

prof. habil. dr. Rimantas KAČIANAUSKAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T).

### **Nariai:**

prof. habil. dr. Genadijus KULVIETIS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T),

prof. dr. Vytautas TURLA (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T),

prof. habil. dr. Piotr VASILJEV (Lietuvos edukologijos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T),

prof. habil. dr. Mihails ZAKRŽEVSKIS (Rygos technikos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T).

Disertacija bus ginama viešame Mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2015 m. spalio 9 d. 13 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto senato posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel. (8 5) 274 4956, faks. (8 5) 270 0112, el. paštas doktor@vgtu.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti **2015 m. rugsėjo 8 d.**

Disertaciją galima peržiūrėti interneto svetainėje <http://dspace.vgtu.lt/> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto bibliotekoje (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva).

VG TU leidyklos TECHNIKA 2325-M mokslo literatūros knyga

ISBN 978-609-457-832-8

© VG TU leidykla TECHNIKA, 2015

© Andrius Trumpa, 2015

*audrius.trumpa@vgtu.lt*

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Andrius TRUMPA

**INVESTIGATION AND  
DIAGNOSTICS MEASUREMENT  
OF CENTRIFUGAL MILK  
SEPARATOR ROTOR SYSTEMS  
WITH VIBRATION DAMPING**

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,  
MECHANICAL ENGINEERING (09T)



LEIDYKLA  
Vilnius TECHNIKA 2015

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2002–2015.

The dissertation is defended as an external work.

### **Scientific Consultant**

Prof Dr Habil Vladas VEKTERIS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – 09T).

The Dissertation Defense Council of Scientific Field of Mechanical Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

### **Chairman**

Prof Dr Habil Rimantas KAČIANAUSKAS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – 09T).

### **Members:**

Prof Dr Habil Genadijus KULVIETIS (Vilnius Gediminas Technical University, Technological Sciences, Mechanical Engineering – 09T),

Prof Dr Vytautas TURLA (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – 09T),

Prof Dr Habil Piotr VASILJEV (University of Educational Sciences, Mechanical Engineering – 09T),

Prof Dr Habil Mihails ZAKRŽEVSKIS (Riga Technical University, Mechanical Engineering – 09T).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defense Council of Mechanical Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **1 p. m. on 9 October 2015**.

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.

Phone: +370 5 274 4956; fax: +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vgtu.lt

A notification on the intend defending of the dissertation was send on 8 September 2015.

A copy of the doctoral dissertation is available for review at the Internet website <http://dspace.vgtu.lt/> and at the Library of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania).



# Reziუმė

Išcentrinių pieno separatorių dinaminių charakteristikų ir diagnostinių matavimų problemos aktualumą ir sprendimo būtinybę pirmiausia lemia sparčiai didėjantys patikimumo ir našumo poreikiai. Vienas pagrindinių tokių sistemų diagnostavimo kriterijų yra netikėtų gedimų atsiradimas ar ekologinės avarijos tikimybė. Disertacijoje pagrindinis dėmesys skirtas ištirti netiesioginių diagnostinių matavimų ir išcentrinio pieno separatoriaus elementų virpesių įtaką technologinio proceso stabilumui ir maksimaliai išnaudoti technines įrenginių galimybes bei kiek įmanoma ilgiau pratęsti efektyvaus naudojimo laiką.

Darbe sprendžiami keli pagrindiniai uždaviniai: netiesioginių matavimų įtakos diagnostavimo tikslumui nustatymas ir virpesių matavimo rezultatų patikimumo tyrimas. Pirmasis uždavinys suformuluotas, nes, atlikus literatūros apžvalgą, nustatyta, kad išcentrinių pieno separatorių su virpesių slopinimo sistemomis dinaminiais tyrimams buvo skirta mažai dėmesio. Antrasis siejasi su pirmojo uždavinio sprendimu, nes kai matuojamieji dydžiai matuojami netiesiogiai, labai svarbu įvertinti virpesių matavimo rezultatų patikimumą.

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai ir rezultatų apibendrinimas.

Įvadiniamе skyriuje nagrinėjamas problemos aktualumas, formuluojamas darbo tikslas ir uždaviniai, aprašomas mokslinis darbo naujumas, pristatomi autoriaus pranešimai ir publikacijos, disertacijos struktūra.

Pirmasis skyrius skirtas literatūros apžvalgai. Jame pateikti išcentrinių pieno separatorių, turinčių rotorius su virpesių slopinimo sistemomis, dinaminių charakteristikų tyrimai, riedėjimo guolių pažeidimų analizė ir virpesių matavimo sistemų bei jų paklaidų analizė. Skyriaus pabaigoje formuluojamos išvados ir tikslinami disertacijos uždaviniai.

Antrajame skyriuje nagrinėjamos sistemos elementų matematinis ir dinaminis modeliai, atliktas jų modeliavimas.

Trečiajame skyriuje eksperimentiškai tiriami išcentrinių pieno separatorių elementų virpesiai ir diagnostiniai matavimai laboratorinėmis ir gamybinėmis sąlygomis.

Šiame skyriuje taip pat pasiūlyta virpesių matavimo sistemos neapibrėžties įvertinimo metodika.

Disertacijos tema paskelbti penki straipsniai ir perskaityti penki pranešimai Lietuvos ir kitų šalių konferencijose: trys – straipsnių rinkiniuose, įtrauktuose į *Thomson ISI* sąrašus, vienas – konferencijų straipsnių rinkinyje, referuotuose ISI duomenų bazėje, du – INSPEC duomenų bazėje cituojamuose žurnaluose, du – recenzuojamuose tarptautinių konferencijų straipsnių rinkiniuose, du – respublikinių konferencijų straipsnių rinkiniuose.

# Abstract

Dynamic characteristics and diagnostic measurement problem actuality and solution necessity of centrifugal milk separators first of all determine quickly growing requirements of reliability and productivity. One of the main of such systems diagnostic criterions is uprise of unexpected failures and probability of an ecological accident. Main attention in the dissertation (theses) is given to investigate influence of indirect measurements and vibration of centrifugal milk separator elements on stability of technological process and to use maximally technical possibilities of equipment and as much as possible to elongate the time of effective exploitation. Some main tasks are solved in the work: definition of influence of indirect measurements on diagnosis accuracy and research of reliability of measurement results. The first task was formulated for the reason that after accomplishing of literature review it was defined that for dynamic research of centrifugal milk separators with vibration damping systems small attention was pointed. The second is connected with solution of the third task, because at measurement of values very important is to evaluate reliability of oscillation measurement results. Dissertation is composed of introduction, three chapters and summarize of results. Actuality of the problem is analyzed in the introduction chapter, aim and tasks of the work are formulated, scientific novelty of the work is described, author's reports and publications, dissertation structure are introduced. The first chapter is destined for literature review. Research of dynamic characteristics of centrifugal milk separators, containing rotors with vibration damping systems, analysis of rolling bearing faults, analysis of vibration measurement systems and their errors are presented. At the end of the chapter conclusions are formulated and tasks of the dissertation are corrected. At the second chapter mathematical and dynamic models of the analyzed system are presented and their modelling is accomplished. At the third chapter vibrations and diagnostic measurements of centrifugal milk separator elements at laboratory and production conditions are experimentally researched. Methodic of uncertainty evaluation of vibration measurement systems is also proposed in this chapter.

5 papers are published and 5 reports are presented in Lithuanian and other country conferences on the subject of the dissertation: three – paper selections, included into Thomson ISI lists, one – in conference proceedings, two – in INSPEC data basis cited materials, two – in reviewed material of international conferences and two – in location conference materials.

---

# Žymėjimai

## Simboliai

$I_T$  – skersinis inercijos momentas;

$I_z$  – separatoriaus inercijos momentas pagrindinės centrinės ašies  $z$  atžvilgiu;

$\gamma$  – kampas tarp  $x$  koordinatės ir ekscentriciteto;

$M$  – matematinės vilties simbolis.

## Santrumpos

FT – Furjė transformacija;

FFT – sparčioji Furjė transformacija;

IFT – atvirkštinė Furjė transformacija;

IFFT – atvirkštinė sparčioji Furjė transformacija;

ADCH – amplitudinė dažninė charakteristika;

VC – kintamojo paslankumo dažnis;

FTF – guolio separatoriaus sukimosi dažnis;

CRB – Kramerio–Rao rėžiai.



---

# Turinys

IVADAS .....	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	3
Darbo tikslas.....	3
Darbo uždaviniai .....	3
Tyrimų metodai .....	4
Mokslinis darbo naujumas.....	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė .....	4
Ginamieji teiginiai.....	5
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	5
1. IŠCENTRINIŲ PIENO SEPARATORIŲ ROTORINĖS SISTEMOS VIRPESIŲ TYRIMŲ IR DIAGNOSTINIŲ MATAVIMŲ ANALIZĖ .....	7
1.1. Išcentrinių pieno separatorių rotoriai su virpesių slopinimo sistemomis.....	7
1.2. Rotorinių sistemų dinamikos tyrimų apžvalga .....	13
1.3. Pažeidimų diagnozavimas rotorinėse sistemose .....	22
1.4. Riedėjimo guolių gedimų analizė .....	25
1.5. Riedėjimo guolių gedimų diagnostika .....	30
1.6. Riedėjimo guolių gedimų prognozavimas .....	37
1.7. Pirmojo skyriaus išvados ir tyrimo uždavinių tikslinimas .....	45

2. IŠCENTRINIŲ PIENO SEPARATORIŲ ROTORINĖS SISTEMOS	
DINAMINIAI TYRIMAI.....	47
2.1. Rotorinės sistemos elementų tyrimo metodologija.....	47
2.2. Virpesių slopinimo sistemos elemento tyrimas formantiniais modeliais .....	49
2.3. Virpesių slopinimo sistemų perduodamumo tyrimas .....	62
2.4. Pieno srauto judėjimo separatoriuje modeliavimas .....	66
2.5. Rotorinės sistemos modeliavimas .....	73
2.6. Antrojo skyriaus išvados .....	78
3. EKSPERIMENTINIAI IŠCENTRINIŲ PIENO SEPARATORIŲ	
DINAMIKOS TYRIMAI IR DIAGNOSTINIAI MATAVIMAI .....	79
3.1. Išcentrinių pieno separatorių rotorinės sistemos elementų tyrimo	
priemonės ir metodai .....	79
3.2. Išcentrinio pieno separatoriaus elementų virpesių tyrimas.....	91
3.3. Rotorinės sistemos virpesių diagnostiniai matavimai.....	98
3.4. Pramoninių išcentrinių pieno separatorių ir baktofugų virpesių	
diagnostiniai matavimai.....	114
3.5. Diagnostinių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis.....	121
3.6. Trečiojo skyriaus išvados .....	126
BENDROSIOS IŠVADOS .....	129
LITERATŪROS SĄRAŠAS .....	131
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS .	143
SUMMARY IN ENGLISH.....	145
PRIEDAI* .....	163
A priedas. Bendraautorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje .....	164
B priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos.....	168

---

\*Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje

---

# Contents

INTRODUCTION .....	1
Problem formulation .....	1
Relevance of the thesis .....	2
The object of the research .....	3
Aim of the thesis .....	3
Objectives of the thesis.....	3
Methodology of research.....	4
Scientific novelty of the thesis .....	4
Practical value of research findings.....	4
Defended statements .....	5
Approval of the research findings .....	5
Structure of the thesis .....	5
1. ANALYSIS OF VIBRATION RESEARCH AND DIAGNOSTIC MEASUREMENT OF CENTRIFUGAL MILK SEPARATOR ROTOR SYSTEMS .....	7
1.1. Rotors of centrifugal milk separators with vibration damping systems .....	7
1.2. Review of the dynamics investigation of rotor systems .....	13
1.3. Diagnostics of faults of rotor systems .....	22
1.4. Analysis of faults the rolling bearings.....	25
1.5. Diagnostics of faults rolling bearings.....	30
1.6. Bearing fault prognostication .....	37
1.7. First Chapter conclusions and work tasks .....	45

2. RESEARCH OF DYNAMICS OF THE CENTRIFUGAL MILK SEPARATOR ROTOR SYSTEMS .....	47
2.1. Investigation methodology of rotor system elements .....	47
2.2. Investigation of vibration damping system elements by formants models.....	49
2.3. Investigation of the vibration damping system transmissibility .....	62
2.4. Simulation of milk flow in a separator .....	66
2.5. Simulation of a rotor system.....	74
2.6. Conclusions of the 2 <sup>nd</sup> chapter.....	78
3. EXPERIMENTAL RESEARCH OF DYNAMICS OF CENTRIFUGAL MILK SEPARATOR AND DIAGNOSTICS OF MEASUREMENT .....	79
3.1.Means and methods of research of a centrifugal milk separator .....	79
3.2. Research of vibration of centrifugal milk separator elements .....	91
3.3. Diagnostic measurements of vibration of a rotor system .....	98
3.4. Diagnostic measurements of vibration of industrial centrifugal milk separators and bactofuges.....	114
3.5. Uncertainty of results of diagnostic vibration in direct measurements.....	121
3.6. Conclusions of the 3 <sup>rd</sup> chapter .....	126
GENERAL CONCLUSIONS .....	129
REFERENCES .....	131
LIST OF AUTHOR'S SCIENTIFIC PUBLICATIONS ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION .....	143
SUMMARY IN ENGLISH.....	145
ANNEXES* .....	163
Annex A. The co-author's agreement to present the publication material in the dissertation.....	164
Annex B. Copies of author's scientific publication copies on the topic of the dissertation.....	168

---

\*The annexes are supplied in the enclosed compact disc



## Problemos formulavimas

Aukštųjų technologijų pažanga kelia vis didesnius diagnostinių matavimų tikslumo ir maisto pramonės įrenginių funkcionavimo patikimumo reikalavimus.

Vienas sudėtingų iššūkių, su kuriais susiduria taikomasis mokslas ir aukštųjų technologijų pramonė, yra vis didėjantis poreikis tyrimais įvertinti vertikalių rotorių riedėjimo guolių su slopintuvais pažeidimų įtaką tiesiogiai technologiniams procesams, atliekant tikslius diagnostinius matavimus kur kas sudėtingesnėje negu laboratorijų aplinkoje. Šį uždavinį įmanoma išspręsti tik gerai suprantant matavimų paklaidas, atlikus išsamius tyrimus ir diagnostinius matavimus.

Šiuo metu rotorinių sistemų diagnostika ir monitoringas, atliekant mechaninių virpesių tyrimus, yra pakankamai gerai išvystyti. Daugelis labai sudėtingų ir atsakingų rotorinių sistemų veikia su stacionariai įdiegtomis gedimų diagnostikos sistemomis. Mažiau sudėtingų ir atsakingų rotorinių sistemų gedimų diagnostika gali būti atliekama periodiškai. Bet kuriuo atveju mechanizmų eksploatacijoje naudojant gedimų diagnostikos ir monitoringo sistemas, gaunamas didelis ekonominis efektas. Atlikus tyrimus nustatyta, kad, naudojant gedimų diagnostikos ir monitoringo sistemas, mechanizmų eksploatacinės ir remonto išlaidos sumažėjo 30–40 %. Šių sistemų įrengimo išlaidos, palyginti su gaunamu pelnu, yra mažos – 1:10 (Noremark 1994).

Deja, praktikoje yra rotorinių sistemų, kurių diagnostika problemiška. Tai pieno separatorių vertikalios rotorinės sistemos su virpesių slopintuvais, kurių mechaninių virpesių parametrų darbo sąlygomis tiesiogiai nustatyti neįmanoma, o pritaikyti žinomas diagnozavimo sistemas be naujų tyrimų nėra galimybių. Tokios sistemos kardinaliai skiriasi nuo kitų rotorinių sistemų savo virpesių slopintuvais ir pieno separavimo specifika. Norint išspręsti šią problemą, reikia naujų idėjų ir tyrimų.

Tokius poreikius galima patenkinti tik kuriant kokybiškai naujas diagnostinių matavimų metodikas, atitinkančias šiuolaikinius mokslo ir technikos pasiekimus ir optimaliai tenkinančias specifinius reikalavimus, taip pat tobulinant esamas metodikas, vadovaujantis fundamentaliais tiksliosios inžinerijos principais (Nakazava 1994).

Rotorių dinamikos ir diagnostikos problemos plačiai tyrinėjamos daugelio pasaulio šalių mokslininkų. Daug nuveikė ir mūsų šalies universitetai (KTU ir VGTU) bei šie mokslininkai: K. Ragulskis, R. Jonušas, V. Barzdaitis, V. Volkovas, V. Augustaitis, R. Bansevicius, B. Bakšys, V. Turla, V. Vekteris, M. Jurevičius ir kiti.

Darbe siekiama nustatyti pieno separatoriaus rotorinės sistemos elementų virpesių įtaką netiesioginių diagnostinių matavimų tikslumui dinamiu režimu ir nustatyti, kokią paklaidų biudžeto dalį sudaro paklaida, atsirandanti dėl tokio matavimo. Nors atliekami tyrimai taikomi išcentrinių pieno separatorių rotorinių su virpesių slopinimo sistemomis diagnostinių matavimų tikslumo uždaviniams spręsti, jų rezultatai turi platesnę taikomąją prasmę ir gali būti naudojami tiriant ir kitos paskirties išcentrines sistemas, turinčias virpesių slopintuvus.

## Darbo aktualumas

Viena iš svarbiausių ir aktualiausių uždavinių visose pramonės šakose yra mašinių, mechanizmų ir kitos įrangos patikimumo bei kokybės didinimas, taikant įvairias diagnozavimo priemones. Didėjant išcentrinių pieno separatorių našumo ir saugumo poreikiams, vis didesnę įtaką įgauna virpesiai ir jų poveikis rotorinių sistemų guolių sutrikimams. Norint įvertinti virpesių įtaką išcentrinių pieno separatorių rotorinių sistemų guolių su slopintuvais sutrikimams, reikia išspręsti kai kuriuos naujus mokslinius ir techninius uždavinius. Atliekant virpesių matematinę analizę, susiduriama su sudėtingo tiriamos sistemos analitinio modelio sudarymo bei reikalingų skaičiuoti koeficientų nustatymo problemomis. Tam reikia atlikti kruopščią išcentrinių pieno separatorių rotorinių sistemų su slopintuvais dinaminių charakteristikų analizę, nes konstrukcijos specifiskumas neleidžia naudoti pramonėje paplitusių diagnostikos ir monitoringo sistemų guolių sutrikimų stebėsenai.

Naujausi tyrimai parodė, kad rotorinių sistemų guolių su virpesių slopintuvais diagnostikos problema nėra išspręsta, o dinaminiai procesai, vykstantys tokiose sistemose, reikalauja naujų teorinių ir eksperimentinių tyrimo metodų įvertinančių guolių sutrikimų atsiradimą. Todėl tokių sistemų tyrimas ir diagnostinis įvertinimas yra aktuali problema.

## **Tyrimų objektas**

Darbo tyrimų objektas – išcentrinių pieno separatorių rotorinės sistemos su virpesių slopintuvais.

## **Darbo tikslas**

Darbo tikslas – sukurti išcentrinių pieno separatorių rotorinių sistemų su virpesių slopintuvais dinaminių tyrimų ir defektų diagnostikos metodiką, įgalinančią prognozuoti guolių sutrikimus.

## **Darbo uždaviniai**

Darbo tikslui pasiekti reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Pasiūlyti rotorinių sistemų slopinimo elementų virpesių perdavimo funkcijoms įvertinti taikyti formantinius modelius.
2. Pasiūlyti rotorinių sistemų su slopintuvais dinaminių tyrimų ir defektų diagnostikos metodiką, leidžiančią vertinti rotoriaus guolių sutrikimus.
3. Atlikti eksperimentinius rotorinės sistemos su slopintuvais virpesių tyrimus, išanalizuoti jų rezultatus ir įvertinti guolių defektų diagnozavimo patikimumą.
4. Išanalizuoti virpesių tiesioginių ir netiesioginių matavimo rezultatų neapibrėžtis ir paklaidas, pasiūlyti sprendimus, leidžiančius padidinti diagnostinių matavimų patikimumą.

## Tyrimų metodai

Darbe atlikti teoriniai tyrimai pagrįsti teorinės mechanikos, virpesių teorijos ir matavimų teorijos principais, taikant analitinius, empirinius ir skaitinius tyrimo metodus ir naudojant programinę įrangą „Matlab“, „Pulse“, „Origin“ ir „Flow Simulation“. Skaičiavimai taip pat buvo atlikti naudojant statistinius paketus „Microsoft Excel“ ir „Origin“.

Eksperimentinę medžiagą sudaro virpesių matavimo sistemų duomenys. Eksperimentai buvo atlikti VGTU Vibroakustinių tyrimų ir diagnostikos mokslo laboratorijoje. Virpesių parametrams matuoti panaudotos Danijos firmos „Brüel & Kjær“ ir „Adach A4300-VA3“ matavimo priemonės.

## Mokslinis darbo naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie mechanikos inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Pasiūlytas ir įvertintas rotorinės sistemos slopinimo elementų formantinis modelis, leidžiantis nustatyti dažnius, susijusius su guolio gedimais.
2. Pasiūlyta originali rotorinių sistemų su slopintuvais dinaminių charakteristikų tyrimo ir defektų diagnostikos metodika, pagrįsta teoriniais ir eksperimentiniais tyrimais. Sukurtoji metodika leidžia nustatyti ir įvertinti rotorinių sistemų guolių sutrikimus pagal spektrinių tankių tarpusavio koreliacines funkcijas.
3. Diagnozavimo tikslumui padidinti pasiūlytas naujas rotorinių sistemų guolių su virpesių slopintuvais defektų analizės metodas ir jį realizuojanti matavimo sistema.

## Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Atlikus teorinių ir analizinių modelių tyrimus, taip pat ištyrus šiuolaikinių aukštųjų technologijų teikiamas galimybes, nustatytos išcentrinio pieno separatoriaus rotorinės sistemos dinaminės charakteristikos, priklausančios nuo virpesių poveikio ir veikiamos daugelio fizikinių reiškinių:

- virpesių slopinimo sistemos;
- išcentrinio pieno separatoriaus elementų virpesių.

Gauti duomenys panaudoti netiesioginių diagnostinių matavimo rezultatų neapibrėžčiai įvertinti ir dėl virpesių poveikio atsirandantiems sutrikimams nustatyti.

Tyrimo rezultatai panaudoti maisto pramonėje išcentrinių pieno separatorių diagnostiniams matavimams tobulinti ir diagnostinėms sistemoms diegti.

## Ginamieji teiginiai

1. Sukurta tyrimo metodika leidžia nagrinėti slopinimo sistemos elementų elgseną, taikant formantinius modelius guolio defektingiems dažniams nustatyti.
2. Pasiūlytą išcentrinių pieno separatorių rotorinių sistemų su virpesių slopintuvais dinaminį charakteristikų nustatymo ir diagnostinių matavimų metodiką galima taikyti guolių sutrikimų prognozei.
3. Virpesių įtakos išcentrinio pieno separatoriaus rotorinės sistemos diagnozavimo kokybės kontrolei galima taikyti statistinę matavimų neapibrėžties įvertinimo metodiką.

## Darbo rezultatų apibavimas

Disertacijos tema paskelbti penki straipsniai ir perskaityti penki pranešimai Lietuvos bei kitų šalių konferencijose: trys – straipsnių rinkiniuose, įtrauktuose į *Thomson ISI* sąrašus, vienas – konferencijų straipsnių rinkinyje, referuotose ISI duomenų bazėje, du – INSPEC duomenų bazėje cituojamuose žurnaluose, du – recenzuojamuose tarptautinių konferencijų straipsnių rinkiniuose, du – respublikinių konferencijų straipsnių rinkiniuose.

## Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas ir trys skyriai, bendrosios išvados, literatūros šaltinių sąrašas, autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašas, santrauka anglų kalba.

Darbo apimtis – 144 puslapiai, neskaitant priedų. Tekste panaudotos 76 numeruotos formulės, 79 paveikslai ir 4 lentelės. Rašant disertaciją buvo panaudoti 162 literatūros šaltiniai.



---

## **Išcentrinių pieno separatorių rotorinės sistemos virpesių tyrimų ir diagnostinių matavimų analizė**

Skyriuje analizuojamos pieno separavimo rotorinės sistemos guolių su virpesių slopinimo mechanizmais diagnostika, teorinių ir eksperimentinių tyrimų apžvalga, riedėjimo guolių ir kitų mechanizmų tyrimo specifika, teigiami ir neigiami aspektai. Dalis šio skyriaus medžiagos paskelbta autoriaus publikacijose (Trumpa, Vekteris 2005; Vekteris *et al.* 2003).

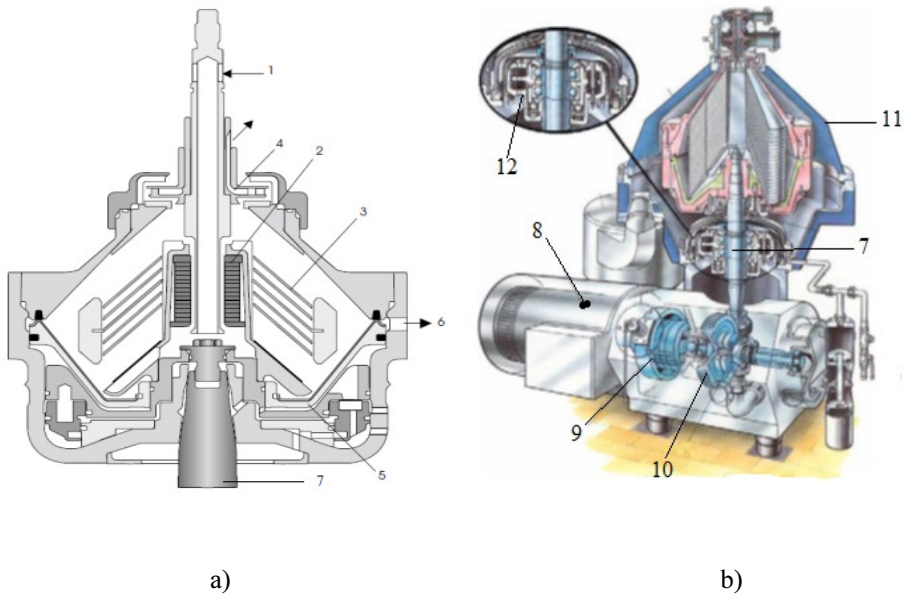
### **1.1. Išcentrinių pieno separatorių rotoriai su virpesių slopinimo sistemomis**

Separavimo procesas vyksta besisukančio indo viduje (1.1 pav.), kuris gali sužadinti išcentrines jėgas arba padidinti disbalanso poveikį. Maistas arba skystis tiekiamas per stacionarų įleidimo vamzdį (1) ir yra pagreitinamas skirstytuve (2) prieš įeinant į diskatorių terpę (3). Skirstytuvas yra suprojektuotas taip, kad būtų užtikrinamas sklandus skysčio akceleravimas. Skystosios ir kietosios dalelės atskiriamos tarp diskų, kur jos pakyla iki centrinio lygio ir yra išpumpuojami iš

rotoriaus pjaunamaisiais diskais (4). Kietosios dalelės sukaupiamos periferijoje, iš kurios iškraunamos į kietųjų dalelių kaupiklį. Kietosios dalelės iškraunamos naudojant hidraulinę sistemą, kuri tam tikrais intervalais priverčia slenkantį indo dugną (5) nusileisti, ir tokiu būdu nuleidžiami periferijos prievadai (6), per kuriuos kietosios dalelės palieka separatoriaus įrenginį. Tokiu būdu pieno separavimo procesas veikia įrenginio rotorinę sistemą, ypač riedėjimo guolius. Vienas iš būdų, padedantis sumažinti rotorinių sistemų virpesius, yra virpesių slopinimo sistemų naudojimas riedėjimo guolių atramos (1.2 ir 1.3 pav.). Yra daugybė žinomų techninių sprendimų, leidžiančių sumažinti ir redukuoti virpesių perdavimą iš vieno mašinos dalių kitoms. Jie įvardijami kaip virpesių slopintuvai (dempferiai) arba pakabų mechanizmai, pavyzdžiui, įvairūs amortizatoriai, tampriosios pagalvės, įvairiausios mechaninės spyruoklės, pneumatiniai ir hidrauliniai įtaisai bei įvairiausi jų deriniai. Įprastinės pasyvios virpesių slopinimo sistemos dažnai naudojamos aukštiesiems dažniams slopinti ir virpesių rezonansui kontroliuoti, kai reikalingas aukšto lygio virpesių slopinimas (Kornopp 1973; Snyder 1997; Bies 1996; Fuller 1996; Soong 1990; Rao 1995; White 1982). Pasyvios sistemos turi eksploatacinių apribojimų (Snyder 1997; Fuller 1996). Pasyvi sistema yra veiksminga tik esant žadinimams dažniu, daug didesniu nei jos savasis dažnis. Vis dėlto praktikoje išorinis žadinimas gali turėti dažnį, kintamą laike, ar gali sudaryti dažnių spektrą. Tokiu atveju virpesių slopinimo sistemos veiksmingumas sumažėja, kai žadinimo dažnis artimas savajam sistemos dažniui. Nustatant sistemos slopinimo parametrus, kai reikia suderinti skirtingų dažnių slopinimą ir apibendrinti sistemos efektyvumą, skirtingo našumo išcentrinių pieno separatorių rotorinių guoliams naudojamos skirtingo tipo virpesių slopinimo sistemos (1.2 ir 1.3 pav.). Tokios rotorinės sistemos su guolių virpesių slopintuvu plačiai paplitusios pieno perdirbimo pramonėje. Kadangi sukimosi tikslumas ir sukimosi greičiai padidėja, rotorinių sistemų, paremtų riedėjimo guoliais, virpesių ir triukšmo klausimai tampa svarbūs. Riedėjimo guoliai, kaip vieni iš sistemos virpesių ir triukšmo šaltinių, dėl jų įtakos didelio greičio rotorinių sistemų dinaminėms charakteristikoms, kurios priklauso nuo Herco jėgų, paslankumo varijavimo, vidinių tarpelių ir *t. t.*, traukia nuolatinį tyrėjų dėmesį (Bai *et al.* 2013). Ši situacija sukuria augantį domėjimąsi riedėjimo guolių ir rotorinių sistemų virpesių analize. Išcentrinių pieno separatorių rotorinės sistemos, priklausomai nuo įrenginio našumo, parodytos 1.2 pav. Vieni iš tokių problematinių mechanizmų yra maisto pramonėje naudojamų separatorių, valytuvų ir baktofužų rotorinių guoliai (1.2 pav.). Riedėjimo guoliai turi labai sudėtingą dinaminę elgseną dėl riedėjimo elementų skaičiaus, išskyrus fiksuotą išorės ar vidinį žiedą. Ne tik tai, bet ir jo judesio elgsena yra labai jautri pradinėms sąlygoms. Kiekvienas rotorius paremtas iš abiejų galų dviem rutuliniais guoliais su užtvirtintu separatoriumi. Šis separatorius gali sukurti disbalanso ar išcentrines jėgas. Šios jėgos nuolat kinta keičiantis rotoriaus greičiui ir keičia visos sistemos dinaminę



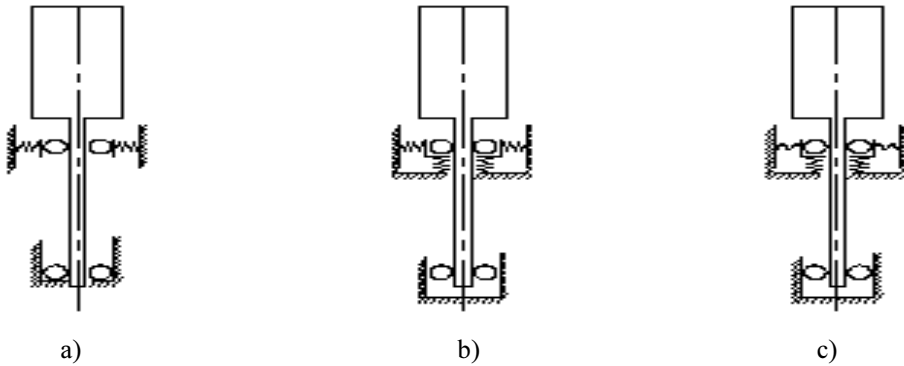
elgseną. Taigi reikia tirti disbalanso ir išcentrinių jėgų įtaką rotoriaus sistemos dinaminei elgsenai (Yadav *et al.* 2013).



**1.1 pav.** Išcentrinis pieno separatorius: a) schema ir b) bendras vaizdas:  
 1 – įleidimo vamzdis; 2 – skirstytuvas; 3 – diskatorių terpė; 4 – pjaunamųjų  
 diskų terpė; 5 – slenkantis indo dugnas; 6 – periferijos prievadai;  
 7 – rotorius; 8 – variklis; 9 – mova; 10 – multiplikatorius; 11 – separatorius;  
 12 – virpesių slopintuvas (Laval... 2014)

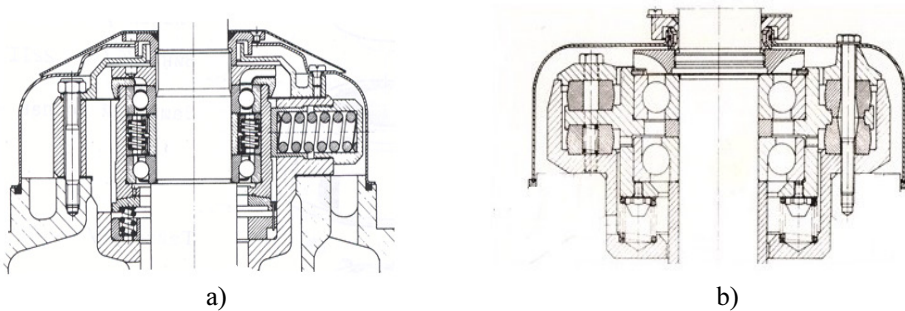
**Fig. 1.1.** Centrifugal milk separator: a) and its common view; b): 1 – inlet tube;  
 2 – distributor; 3 – medium of discators; 4 – medium of cutting disks;  
 5 – sliding bowl bottom; 6 – periphery ports; 7 – rotor; 8 – motor;  
 9 – clutch; 10 – multiplier; 11 – separator; 12 – vibration damping  
 (Laval... 2014)

Pažeidžiamiausias šio mechanizmo mazgas yra guolių sistema (1.3 pav.) su virpesių slopintuvu. Diagnostiniu požiūriu ši guolių sistema yra sudėtinga, nes neįmanoma tiesiogiai išmatuoti jos virpesių parametru. Tam trukdo virpesių slopinimo sistema, kuri iškraipo virpesių matavimo rezultatus.



**1.2 pav.** Separatorių rotorių tipai: a) iki 10 t/h našumo separatoriai, turintys tik skersinę, spyruoklinę virpesių slopinimo sistemą; b) daugiau nei 10 t/h našumo separatoriai, turintys skersinę ir ašinę spyruoklines virpesių slopinimo sistemas; c) daugiau nei 10 t/h našumo separatoriai, turintys ašinę spyruoklinę ir skersinę guminių įvorių virpesių slopinimo sistemas (Laval 2014)

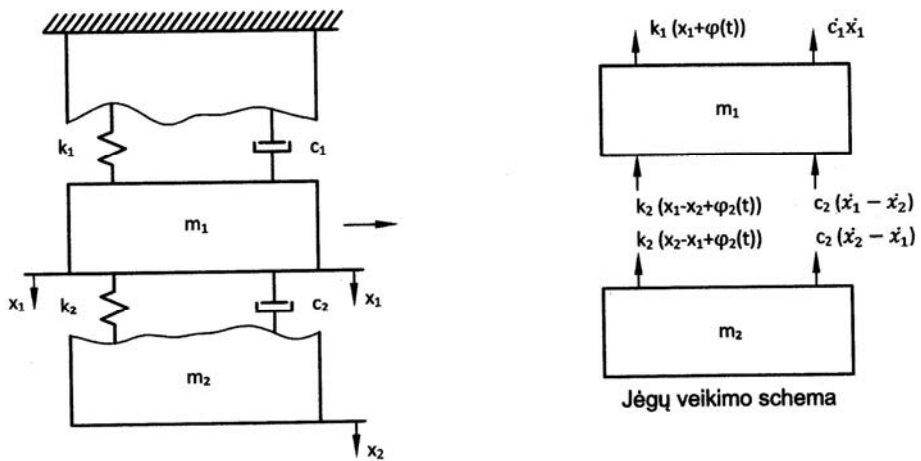
**Fig. 1.2.** Types of separator rotors: a) separators with productivity up to 10 t/h, having only a traverse, spring type vibration damping system; b) separators with productivity over 10 t/h, having traverse and axial spring damping systems; c) separators with productivity over 10 t/h, having an axial spring and traverse rubber bushes damping system (Laval 2014)



**1.3 pav.** Rotoriaus guolių virpesių slopinimo sistemos: a) tampriojo klampaus slopinimo; b) histerezinio slopinimo (Laval 2014)

**Fig. 1.3.** Vibration damping systems of rotor bearings: a) with an elastically-viscous damping; b) with an hysteresis damping (Laval 2014)

Tokios guolinės sistemos dažnai pateikiamos dinaminiais modeliais (Jonušas *et al.* 2001), parodytais 1.4 paveiksle.



1.4 pav. Apibendrintas guolių mazgo, kaip dinaminės sistemos, modelis (Jonušas *et al.* 2001)

Fig. 1.4. Generalized model of bearing assembly unit, as dynamic system (Jonušas *et al.* 2001)

Autoriai teigia, kad pavaizduotas modelis leidžia įsivaizduoti, kad dauguma realių mechaninių sistemų yra iš dalies defektinės, taigi, prieš naudojant svarbiame mazge ar mechanizme, turi būti atlikta jų analizė. Jie siūlo guolių sistemos, mazgo ar net atskiro guolio funkcinius ryšius aprašyti tokia lygtimi:

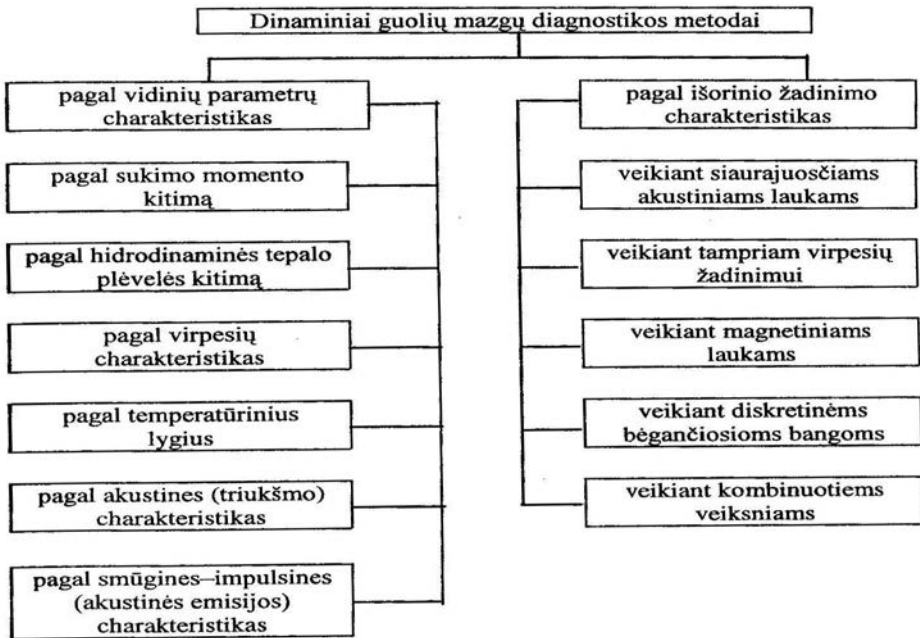
$$F\{v(t), b(t), t\} = 0, \quad (1.1)$$

čia  $v(t)$  – guolių mazge vykstančių procesų kintamieji (tai gali būti virpesių parametrai ir kt.);  $b(t)$  – techninę būklę lemiantys parametrai (tai gali būti pasipriešinimo sukimui dedamosios, virpesių charakteristikos) per laiką  $t$ . Kintamuosius  $v(t)$  galima išskirti į galimus išmatuoti įėjities parametrus  $u(t)$  ir nekontroliuojamus trikdžius  $z(t)$ . Įėjities ir išėjities parametrų pokyčio santykis rodo, kaip keičiasi guolių mazgo darbo režimas arba darbo sutrikimas, tačiau tai nėra diagnostiniai parametrai, kurie nusakytų sutrikimų pobūdį. Parametro  $u(t)$  pokytis yra tik matavimo galimybių ir informatyvumo išraiška. Nekontroliuojamiems trikdžių parametrams nustatyti reikalingi standiniai tyrimai. Išskaidžius (1.1) lygties parametras  $v(t)$  į  $x(t)$  ir  $u(t)$ , šią lygtį galima užrašyti taip:

$$u(t) = M\{x(t), z(t), b(t)\}. \quad (1.2)$$

Šioje lygtyje autoriai (Jonušas *et al.* 2001) išskiria diagnostinį parametras  $b(t)$ . Jie teigia, kad jis priklauso nuo visų guolių sistemą veikiančių veiksnių, todėl laikui bėgant gali keistis. Tačiau autoriai pabrėžia, kad daugumai guolių sistemų, prie kurių priskirtos ir riedėjimų guolių atramos bei atskiri guoliai, bū-

dingi laiko intervalai – kvazistacionarumo intervalai, kurie laikui bėgant nekinta. Tada kvazistacionarumo intervalui siūloma sudaryti objekto funkcionavimo lygtį su pastoviais parametrais. Kadangi parametrai  $x(t)$ ,  $u(t)$  gali būti nustatyti, tai, išmatavus diagnostinį parametą  $b(t)$ , sprendžiant kvazistacionarumo lygtį, galima būtų identifikuoti defektus. Autoriai pažymi, kad diagnostiniais parametrais gali būti ir išėjimo parametrai  $u(t)$ , nes tarp daugelio  $u(t)$  ir  $b(t)$  parametų yra koreliacinė priklausomybė. Be to, minėti autoriai pateikia diagnostinių metodų klasifikaciją (1.5 pav.).



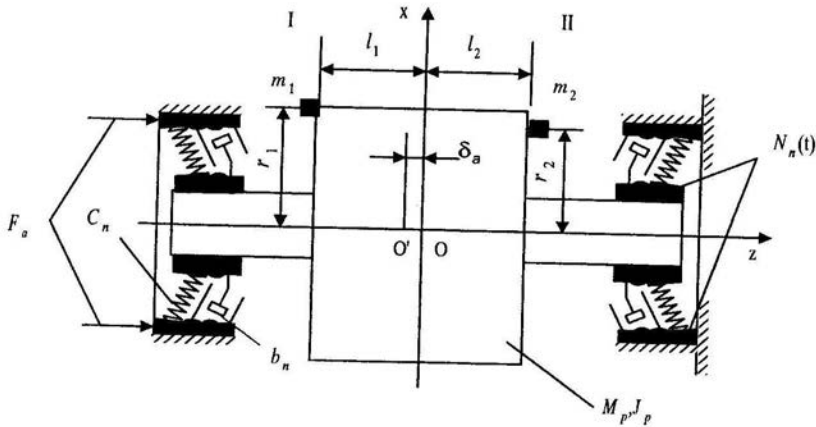
1.5 pav. Guolių ir guolinių mazgų diagnostikos metodų klasifikavimas (Jonušas *et al.* 2001)

Fig. 1.5. Classification of diagnostics methods of bearing assembly units (Jonušas *et al.* 2001)

Pateikti tyrimai tinka guoliams ir guolinėms sistemoms, tačiau išcentrinių pieno separatorių rotorinių guolių su virpesių slopinimo sistemomis reikalingas kitoks požiūris šios problemos sprendimui ir naujo tipo diagnostinių matavimų metodika su neapibrėžčių nustatymais nei šiuo metu naudojamos metodikos.

## 1.2. Rotorinių sistemų dinamikos tyrimų apžvalga

Dažniausiai rotoriaus, kaip standaus kūno, virpesiams aprašyti naudojamos klasikinės judesio lygtys, kurių pavyzdžių galima rasti daugelyje literatūros šaltinių (Jalan, Mohanty 2009; Mizutani *et al.* 2004; Bai *et al.* 2013, Ma *et al.* 2013; Bourdon *et al.* 2014; Dyniewicz *et al.* 2014; Hung, Kung 2003; Yadav *et al.* 2013; Jonušas *et al.* 2001). Paprastai, nagrinėjant rotoriaus virpesius, sudaromas dinaminis modelis, kuriuo įvertinama rotoriaus masė ir standumas, atramų masės, standumai, atsirandantis atramos slopinimas (1.6 pav.).



1.6 pav. Rotorinės sistemos, turinčios penkis laisvumo laipsnius, dinaminis modelis (Jonušas *et al.* 2001)

Fig. 1.6. Dynamic model of a rotor system, having five degrees of freedom (Jonušas *et al.* 2001)

Kaip žadinimo jėgos paprastai nagrinėjamos jėgos, atsirandančios dėl disbalanso poveikio arba išcentrinų jėgų. Rotorinė sistema moderniaame išcentrinio pieno separavimo įrenginyje reikalauja tikslios ir patikimos diagnostikos, susijusios su jo dinaminėmis charakteristikomis. Išcentrinis pieno poveikis, variklis, reduktorius ir rotoriaus disbalansas yra pagrindiniai virpesių šaltiniai. Tobulai subalansuoti įrenginį praktiškai neįmanoma. Net jeigu tobulas balansas galiausiai būtų pasiektas, jo būtų neįmanoma išlaikyti įrenginio veikimo metu dėl įvairiausių veiksnių, tokiu kaip terminis iškraipymas, guolių įtvirtinimas, diferencinis terminis dalių plėtimasis ir t.t. Tačiau reikia kuo labiau sumažinti atsirandančius virpesius įrenginyje, todėl įrenginiai modeliuojami virtualioje aplinkoje, o tai leidžia tiksliai keisti įrenginio parametrus, mažinti išlaidas bereikalingiems įrenginio gadinimams ir taupo laiką. Įrenginio modeliavimas virtualioje aplinkoje padeda numatyti galimus sistemos gedimus ir taip užkirsti kelia

sunkiems padariniams. Yra stebima įrenginio būseną ir tokie parametrai, kaip slėgis, temperatūra, virpesiai, o pastebėjus didesnius pokyčius sugeneruojamas pavojaus signalas, įspėjantis apie galimą pavojų sistemoje (Hu, Marangoni 1994; Chow, Willsky 1984; Gertler 1993; Isermann 1995; Jalan, Mohanty 2009). Likutinę generavimo problemą galima konstatuoti atsižvelgiant į dinaminę sistemą su žinomu nominaliu matematinio modeliu (Jalan, Mohanty 2009).

Išcentrinių pieno separatorių rotoriaus disbalansas yra dažnas ir vienas pagrindinių virpesių šaltinių. Dėl disbalanso kinta dinaminis sistemos elgesys.

Harsha (2005) yra pirmasis, kuris studijavo disbalanso jėgų įtaką cilindriniam riedėjimo guoliui, turinčiam aštuonis ritinėlius. Buvo prieita prie išvados, kad kelias chaoso link yra kintantis procesas. Tiwari *et al.* (2000) tyrė neišbalansuoto rotoriaus, paremto gilių griovelių rutuliniu guoliu SKF 6002, turinčių 9 rutuliukus, įtaką. Buvo atliekamas kartu ir skaitmeninis, ir eksperimentinis tyrimas. Nustatyta, kad chaotinė elgsena būdinga tokio tipo guoliams. Taip pat buvo prieita išvada, kad dažnių spektras rodė padaugintas 1X ir VC (kintamojo paslankumo) amplitudes ir linijinę judviejų kombinaciją.

Upadhyay *et al.* (2010) detaliau tyrė neišbalansuoto rotoriaus įtaką kartu su vidiniu radialiniu, kaip netiesiniu, tarpeliu guolyje. Išdavoje buvo nustatytos įvairios periodinės, kvaziperiodinės ir chaotiškos sritys. Sunnersjo (1978) tyrė teoriškai ir eksperimentiškai kintamojo paslankumo virpesius, įvertindamas inercijos ir slopinimo jėgas. Fukata *et al.* (1985) pirmiausia ėmėsi tirti kintamojo paslankumo virpesius ir netiesinį dinaminį atsaką rutuliniams guoliams, paremiantiems subalansuotą horizontalų rotorių su nuolatinėmis vertikaliomis jėgomis. Tai labiau detali analizė, palyginti su Sunnersjo darbais, nes atrasti superharmoniniai, subharmoniniai, chaotiškos elgsenos režimai.

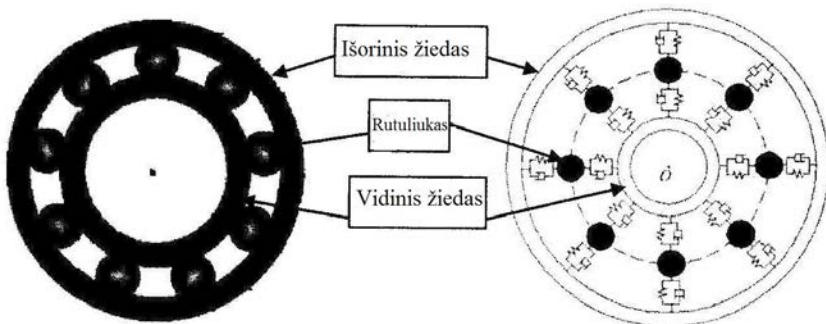
Kintamojo atitikimo efektą teoriškai tyrė Perret (1950), vertindamas gilaus griovelio rutulinį guolį su tampriąja deformacija tarp takelio ir rutuliukų, sumodeliuotą pagal Herco teoriją. Meldau (1951) teoriškai tyrė veleno centro dviejų dimensijų judesį. Abu, Perret ir Meldau, atliko kvazistatinę analizę, nes inercijos ir slopinimo jėgos nebuvo vertinamos. Mevel ir Guyader (1993) išvystė rutulinio guolio, remiančio subalansuotą horizontalų standų rotorių, su pastovia vertikalia radialine jėga teorinį modelį. Tai panašu į Fukata ir kitų padarytą darbą, bet daugiau rezultatų buvo pateikta atliktiems parametriniams tyrimams ir nevertinant chaoso. Šitame guolio modelyje buvo nurodyta, kad chaosas gaunamas iš subharmoninės ir kvaziperiodinės išeigos. Datta ir Farhang (1997) išvystė riedėjimo guolių struktūrinių virpesių netiesinį modelį, nagrinėdami standumą, kur elementai kontaktuoja su vienas kitu, bet šiame modelyje nevertinami pasiskirstę defektai. Tiwari *et al.* (2000) tyrė radialinio vidinio tarpelio įtaką – subharmoninės ir Hopfo bifurkacijos vaizdas yra matomas teoriškai, ten, kur pakilimas piko atsake taip pat matomas eksperimentiškai.

Harsha *et al.* (2003) analizavo didelio greičio horizontalaus subalansuoto rotoriaus, paremto rutuliniais guoliais, netiesinę elgseną. Šio darbo išvada rodo, kad didžiausi virpesiai atsiranda, kai kintamojo paslankumo dažnis (VC) ir jo harmonikos sutampa su savuoju dažniu. Harsha (2005) tyrė radialinio vidinio tarpelio ir rotoriaus įtaką. Teoriškai matomos periodinės, subharmoninės, chaotinės ir Hopf bifurkacijos. Bet jis aptarinėjo tik netiesinį standumą. Harsha (2006) tyrinėjo rotoriaus greičio su geometriniais pažeidimais įtaką. Rezultatai yra iš didelio skaičiaus skaitmeninio integravimo, ir yra daugiausia pateikti Poincare žemėlapių ir dažnio spektro forma.

Autoriai (Yadav *et al.* 2013) siūlo kaip netiesiškumą tirti nebalansuotą rotorių su vidiniu radialiniu tarpeliu.

Scheminė riedančio elemento guolio diagrama parodyta 1.7 pav. Struktūrinių riedančiojo elemento guolio virpesių charakteristikų tyrimui, guolio surinkimas (surinkimo vienetas) gali būti laikomas kaip spyruoklės, masės ir slopintuvo sistema. Tamprioji deformacija tarp takelių ir rutuliukų duoda netiesinį jėgos ir deformacijos santykį, kuris gaunamas iš Herco teorijos.

Matematinio modeliavimo srityje riedėjimo elementas – guolis – laikomas kaip spyruoklės, masės ir slopintuvo sistema, riedėjimo elementai veikia kaip netiesinė kontaktinė spyruoklė (1.8 pav.).



1.7 pav. Riedėjimo guolio rutuliukų netiesinė spyruoklių ir slopintuvų sąveika tarp žiedų (Yadav *et al.* 2013)

Fig. 1.7. The flexibility of the rolling contacts in a rolling element bearing is represented by non-linear spring and non-linear damper (Yadav *et al.* 2013)

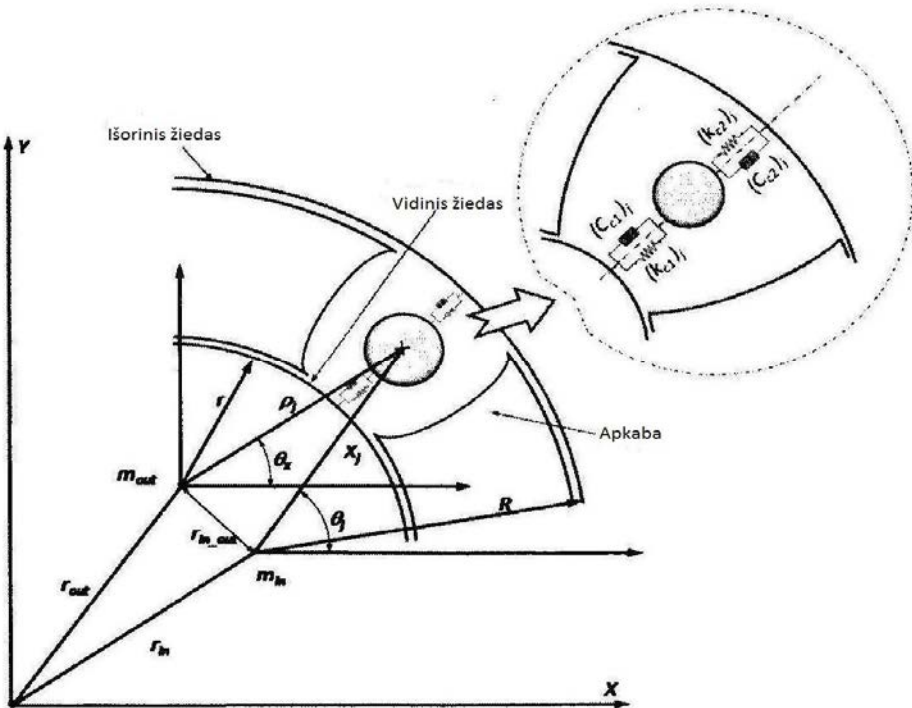
Kadangi Herco jėgos pasireiškia tik tada, kai yra kontaktinė deformacija, reikalaujama, kad spyruoklės veiktų tik slegiant. Kitais žodžiais, atitinkama spyruoklės jėga pradeda veikti, kai momentinis spyruoklės ilgis yra mažesnis negu neapkrautas ilgis, kitu atveju tarp rutuliukų ir takelių susidarys tarpas, ir atstoja-

moji jėga nustatoma į nulį. Žadinimas yra dėl guolio kintamojo paslankumo virpesių, kurių kyla dėl guolio surinkimo vieneto geometrinių ir tamprumo charakteristikų, besikeičiančių dėl separatoriaus padėties.

Judesio lygtys, aprašančios viso modelio dinaminę elgseną, išvestos naudojant Lagranžo lygtį nepriklausomų bendrųjų koordinacių deriniui:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\{p\}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \{p\}} + \frac{\partial V}{\partial \{p\}} + \frac{\partial P_d}{\partial \dot{\{p\}}} = \{f\}, \quad (1.3)$$

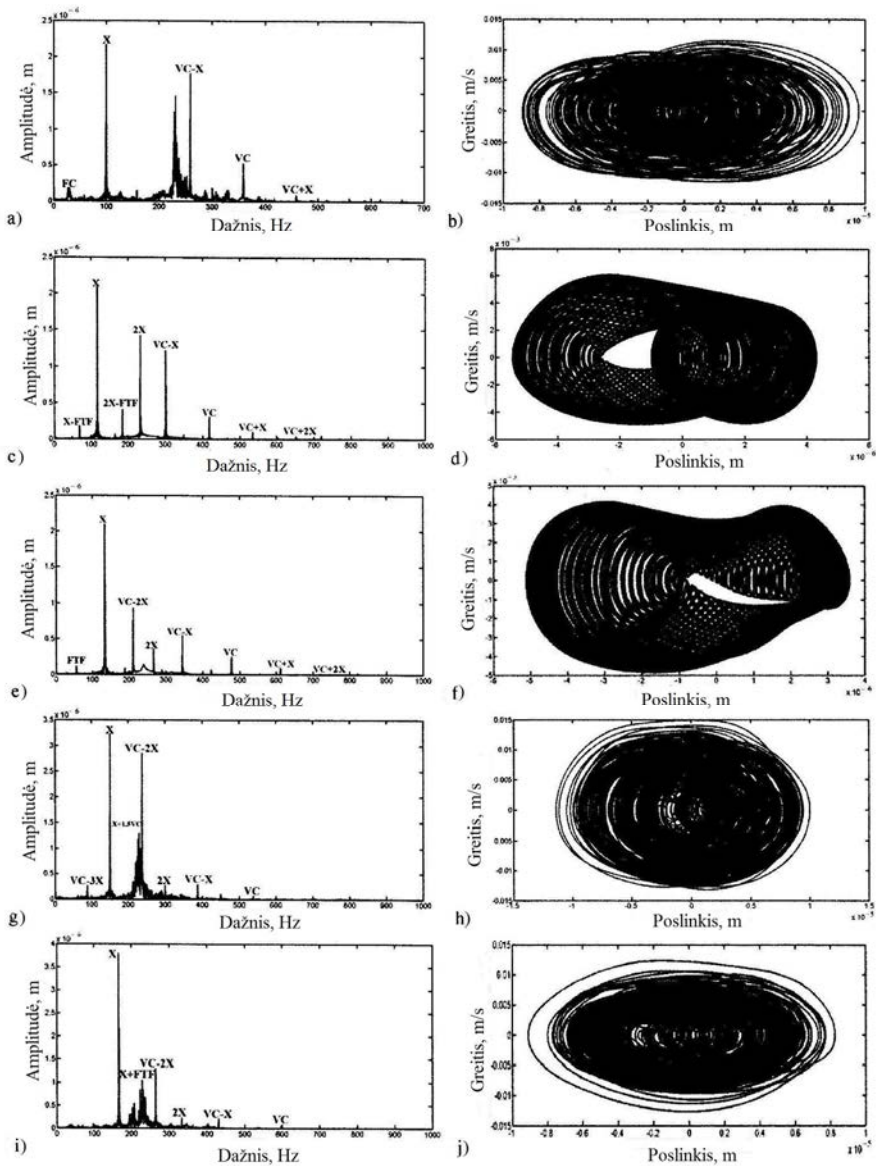
čia  $T$ ,  $V$ ,  $p$  ir  $f$  – kinetinė energija, potencinė energija, vektoriaus su bendru laisvės laipsniu (DOF) koordinatė ir atitinkamai vektorius su bendromis kontaktinėmis jėgomis;  $P_d$  atstovauja disipacinei (išsisklaidančiai) slopinimo energijai dėl slopinimo. Kinetinė ir potencinė energijos gali būti padalijamos į priklausančias nuo įvairių komponentų (sudedamųjų dalių), t. y. nuo riedančių elementų, vidinio žiedo, išorinio žiedo ir rotoriaus.



1.8 pav. Guolio riedėjimo elementų masės, spyruoklės ir slopintuvai  
(Yadav *et al.* 2013)

Fig. 1.8. Mass-spring-damper of rolling element bearing  
(Yadav *et al.* 2013)





1.9 pav. FFT laukai (a) 6000 RPM, (c) 7000 RPM, (e) 8000 RPM, (g) 9000 RPM, (i) 10 000 RPM ir Poincare laukai (b) 6000 RPM, (d) 7000 RPM, (f) 8000 RPM, (h) 9000 RPM, (j) 10 000 RPM (Yadav *et al.* 2013)

**Fig. 1.9.** FFT plots at (a) 6000 RPM, (c) 7000 RPM, (e) 8000 RPM, (g) 9000 RPM, (i) 10 000 RPM and Poincaré plot at (b) 6000 RPM, (d) 7000 RPM, (f) 8000 RPM, (h) 9000 RPM, (j) 10 000 RPM (Yadav *et al.* 2013)

Kinetinė energija ir potencinė energija, priklausanti nuo vidinio žiedo, išorinio žiedo, rutuliukų, rotoriaus ir spyruoklių, judesio lygtims gauti gali būti diferencijuojama bendrųjų koordinačių  $\rho_j (j = 1, 2, \dots, N_b)$ ,  $x_m$  ir  $y_m$  atžvilgiu (Yadav *et al.* 2013).

Čia autoriai parašė tiesioginę judesio lygtį, judesio lygties išvedimas detaliai paaiškintas Upadhyay ir kitų (Upadhyay *et al.* 2009) straipsnyje.

Norint po perdavimo gauti patenkinamas pastovaus būvio sąlygas, skaitmeninis modeliavimas paleidžiamas 2 s. Skaičiavimo laikui sutaupyti panaudotas dirbtinis slopinimas,  $c = 50$  Ns/m. Šiame tyrime panaudotas DGB SKF 6205 tipo, 3 klasės guolis, kurio vidinis radialinis tarpelis yra 13  $\mu$ m. Kiti geometriniai ir fiziniai parametrai yra nurodyti darbe (Yadav *et al.* 2013).

Šiame darbe subalansuoto standaus rotoriaus svoris (50 N) yra priimtas kaip pastovi radialinė apkrova ( $W$ ) ir įvairūs netiesinės elgsenos tipai yra identifikuoti greičių ruožui nuo 1000 aps./min iki 10000 aps./min. Nesubalansuotas svoris imamas 10 % standaus rotoriaus svorio. Šio tyrimo modeliavimo rezultatai, kaip Puankare diagrama ir horizontalaus poslinkio galios spektras, parodyti 1.9 pav. Kai greitis keičiasi, sistemos dinaminė elgsena keičiasi. Iš šio tyrimo buvo nustatyta, kad esant 4000 aps./min, 5000 aps./min, 6000 aps./min, 9000 aps./min ir 10 000 aps./min čia įvyksta chaosas per kvaziperiodinius chaoso srautus.

1.9 pav. parodo galios spektrus ir Poincare žemėlapius esant atitinkamai 6000–10 000 aps./min horizontaliajam judesiui. Kintamojo paslankumo dažnio (VC) pikai su jų daugialypumais ir sukimosi dažniais (X) pateikti greitosiose Furjė transformacijos (FFT) diagramose (1.9 pav.). Esant 6000 aps./min, pagrindiniai pikai yra X ir VC-X, ir aplink juos yra pastovi plati juosta, kaip parodyta 1.9 pav., a. Tanki orbita Poincare žemėlapiu centre, kaip parodyta 1.9 pav., b, rodo chaotišką judesį.

Yra labai mažas individualus narvo FFT dažnio pikas, kaip parodyta 1.9 pav., a. Tinklo tipo struktūra (1.9 pav., d) reiškia kvaziperiodinį judesį esant 7000 aps./min. Taip pat du pagrindiniai dažniai ir jų moduluotas dažnis yra abiejose FFT diagramose, kaip parodyta 1.9 pav., a. Taip pat, tik aštrūs pikai yra FFT diagramoje. Tai pažymi, kad chaotiškas judesys baigėsi, ir sistema turi antrosios eilės kvaziperiodinį judesį. Esant 8000 aps./min, judesys yra trečiosios eilės tipo kvaziperiodinis, kas gali būti patvirtinta trijų pagrindinių dažnių VC, X ir FFT aštrių pikų buvimu. Visiškai tvarkinga tinklo struktūra, kaip parodyta 1.9 pav., f, rodo tą patį faktą, kad judesys yra kvaziperiodinis.

Dabar, esant 9000 aps./min, abi FFT diagramos turi pastovią plačią juostą aplink VC-2X, kaip parodyta 1.9 pav., g. Tai rodo chaotinį judesį. Poincare žemėlapiu centre (1.9 pav., h) yra labai tanki orbita. Taigi, suprantama, kad esant 9000 aps./min judesys yra chaotiškas.

Taip pat gali būti stebimi moduluotų dažnių, tokių kaip VC-2X, VC-X ir VC-3X, pikai. Dabar chaotiškas judesys tęsiasi prie 10 000 aps./min, o tai taip

pat gali būti patvirtinta labai tankia orbita Poincare žemėlapiu centre (1.9 pav., j). 1.9 pav., i, pagrindiniai pikai yra X ir VC-2X ir, be to, parodyti du pastovūs galios spektrai, kurie taip pat atstovauja chaotiniam judesiui. Autoriai savo tyrimu nustatė, kad sistema yra chaotiškos prigimties, esant 4000, 5000, 6000, 9000 ir 10 000 aps./min per kvaziperiodinį kelią į chaosą. Esant 10 000 aps./min, sistema turi nepastovią kvaziperiodinę antrosios eilės tipo elgseną. Esant 2000, 3000 ir 7000 aps./min, sistema elgiasi kaip stabili kvaziperiodinė antrosios eilės tipo sistema. Esant 8000 aps./min, dinaminė sistemos prigimtis yra trečiosios eilės kvaziperiodinio judesio. Galios spektre sukimosi dažnis X yra dėl nesubalansuotų jėgų. Palyginus su balansuotu rotoriumi, esant nesubalansuotam rotoriumi superharmonikų ir subharmonikų buvimas galios spektre yra mažesnis. Esant balansuotam rotoriumi, sistema turi daugiaperiodę elgseną ir kelias į chaosą yra beveik VC harmonikos, o nebalansuoto rotoriaus atveju kelias į chaosą yra kvaziperiodinis nestabilus judesys. Kvaziperiodinio stabilaus judesio atveju Poincare žemėlapis turi gerai orientuotą „tinklo“ struktūrą. Sistema vertikaliaja kryptimi varijuoja labiau palyginus su horizontaliaja kryptimi, o tai taip pat pažymėta Harsha (2005), Upadhyay (Upaghyay *et al.* 2010), Cao (Cao, Xiao 2008), Tiwari (Tiwari *et al.* 2000) ir Fukata (Fukata *et al.* 1985). Vertikalaus poslinkio dydis mažesnis, palyginti su horizontaliu poslinkiu, kas taip pat yra pažymėta Harsha, Upadhyay, Cao, Tiwari ir Fukata. Gustafssonas *et al.* (1963) tyrė virpesius, susijusius su rutulinių guolių kintamuoju paslankumu. Jų eksperimentiniai tyrimai parodė, kad guolio tarpelis tarp riedančių elementų ir kreipimo griovelių yra svarbus parametras virpesiams dėl paslankumo keitimosi. Childs (Childs 1982) perturbacijų būdu tyrė nesimetrinio tarpelio įtaką rotoriaus judėjimui. Saito (1985) analizavo radialinio tarpelio įtaką nesubalansuotam Jeffcoto rotoriumi, paremtam rutuliniais guoliais, naudodamas skaitmeninę harmoninio balanso techniką. Aktūrkas *et al.* (1997) panaudojo trijų laisvės laipsnių standaus veleno, paremto pora kampinio kontakto rutuliniais guolių, dinaminį modelį radialinių ir ašinių virpesių tyrimui. Liew *et al.* (2002) susumavo keturis skirtingus rutulinių guolių dinaminis modelius, būtent dviejų ar penkių laisvės laipsnių su ar be išcentrinės jėgos, kuri galėjo būti pridėdama rutulinių guolių ir rotoriaus sistemos virpesių reakcijai nustatyti. Jang ir Jeong (2002) pasiūlė rutulinių guolių banguotumo žadinimo modelį guolio virpesių tyrimui. Jang, Jeong (2003), vertindami rutuliuko išcentrinę jėgą ir giroskopinį momentą, jie išvystė analitinį rutulinių guolių charakteristikų skaičiavimo būdą, esant banguotumo efektui.

Mevel *et al.* (1993) aprašė įvairius kelius į chaosą, publikacijoje (Mevel *et al.* 2008) varijuodami valdymo parametru ir eksperimentinio bandymo stendu numatytiems keliams į chaosą patvirtinti.

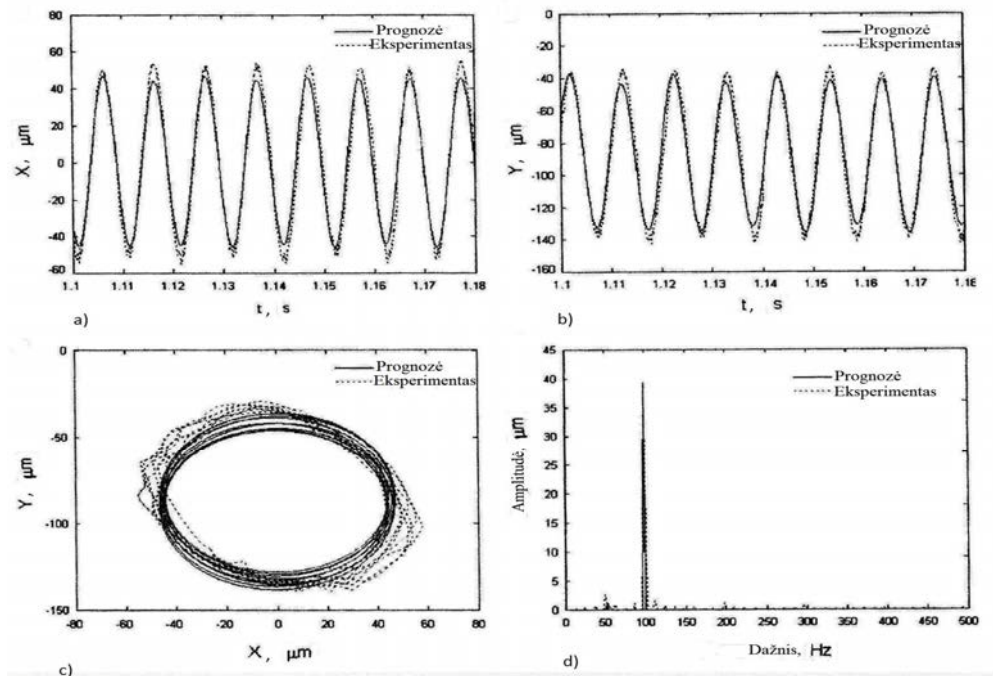
Lee *et al.* (2000) aprašė rutulinių guolių standumo charakteristikas kaip apkrovų ir sukimosi greičio funkciją ir pritaikė guolių bei rotoriaus sistemos dinaminio funkcionavimo analizei, siekiant pateikti efektyvų projektavimo požiūrį.

Panda ir Dutt (2003) pagrindė nuo dažnio priklausančias optimalaus parėmimo charakteristikas, tuo pat metu mažindami reakciją į disbalansą ir maksimuojant rotorinės sistemos su rutuliniais guoliais stabilumo ribos greitį.

Gupta *et al.* (2000, 2002, 2008) nagrinėjo balansuoto ir nebalansuoto horizontalaus paslankaus rotoriaus, paremto rutuliniais guoliais, netiesinę dinaminę reakciją ir gavo daug vertingų rezultatų. Harsha *et al.* (2006, 2008, 2010) atsižvelgė į įvairius netiesiškumo šaltinius, tyrė rutulinių guolių ir rotoriaus sistemos netiesinę dinaminę elgseną. Vertindami praktiniuose sukimosi įrenginiuose matomą sukimosi greičio nepastovumą, Lioulios *et al.* (2006) aptarė greičio nepastovumo įtaką rutulinių guolių ir rotoriaus sistemos dinaminei elgsenai. Wang *et al.* (2008) analizavo sistemos parametrų įtaką netiesinėms dinaminėms rutulinių guolių ir rotoriaus sistemų su penkiais laisvės laipsniais charakteristikoms. Bai *et al.* (2008) tyrė ašinės išankstinės apkrovos įtaką lankščiam rotoriumi, paremtam kampinio kontakto rutuliniais guoliais. Taikant harmoninio balanso metodą, publikacijose (Villa *et al.* 2008; Sinau 2009) buvo atlikta lankstaus rotoriaus, paremto rutuliniais guoliais, skaitmeninė analizė netiesinio disbalanso atsakui iširti. Ishida *et al.* (2008) teoriškai ir eksperimentiškai tyrė priverstinius ir parametriškai sužadinamus nesimetrinio veleno, paremto rutuliniais guoliais, netiesinius virpesius. Chen (2009) analizavo nesubalansuoto rotoriaus, paremto rutuliniais guoliais, netiesinį dinaminį atsaką (reakciją). Šiuose minėtuose tyrimuose pagrindinis dėmesys buvo kreipiamas į rutulinių guolių modeliavimą ir dinaminių savybių analizę pagal paprastus guolių ir rotoriaus modelius.

Ishida *et al.* (2009), atlikdami eksperimentus ir skaitmeninį modeliavimą, tyrė radialinio tarpelio įtaką lankstaus rotoriaus netiesiniam rezonansui ir susižadinantiems virpesiams. Buvo rasta, kad netiesinių virpesių subharmoniniai rezonansai ir susižadinantys virpesiai bei jų įveržimo reiškiniai vyksta ir gali būti paaiškinti teoriškai, tiriant periodinių sprendimų stabilumą. Nurodytieji tyrimai parodė, kad subharmoninis rezonansas rutulinių guolių ir rotoriaus sistemoje yra pastebimas, išskyrus būdingą rutulinių guolių netiesiškumą. Herco sąlyčio jėgos ir guolių vidinis tarpelis, paimti kartu, nėra įvertinti jų tyrimuose. Šiame dešimtmetyje kai kurie tyrėjai – Tiwari *et al.*, Harsha *et al.*, Bai *et al.* ir t. t., taikė dviejų laisvės laipsnių ar penkių laisvės laipsnių dinaminis modelius, įskaitant Herco sąlyčio ir rutulinių guolių vidinio tarpelio įtaką, analizuodami netiesinę dinaminę reakciją. Pabrėžta, kad subharmoninis rezonansas vyksta kai kuriais atvejais. Bet visi šie darbai taiko paprastą dinaminį modelį, kuris per daug glaudtas atstovauti praktinių rutulinių guolių ir rotoriaus sistemų dinaminėms charakteristikoms, nes paprastas modelis negali gerai įvertinti rotoriaus virpesių charakteristikų, ypač kai naudojami slopintuvai. Bai *et al.* (2006) taikė baigtinių

elementų metodą  $LH_2$  turbininio siurblio rotorius sistemai, paremtai rutuliniais guoliais. Skaitmeniniai duomenys rodo, kad subharmoninis rezonansas, taip pat kaip ir sinchrorezonansas, pasireiškia paleidimo (starto) procese. Bai *et al.* (2010) pasiūlė lankstaus rotorius, paremtu rutuliniais guoliais, eksperimentinį ir skaitmeninį tyrimą netiesinei dinaminei funkcijai tirti. Eksperimentiniai ir skaitmeniniai tyrimai parodo subharmoninio rezonanso kilimą. Toks įgimtas subharmoninio rezonanso mechanizmas ir išorinių apkrovų įtaka subharmoniniam rezonansui minėtoje publikacijoje nebuvo aptariama. Tačiau dar trūksta detalaus rutulinių guolių ir rotorius sistemų subharmoninio rezonanso eksperimentinio ir skaitmeninio tyrimo (Bai *et al.* 2013).



**1.10 pav.** Prognozės ir eksperimento palyginimas, esant 5900 aps./min:  
 a) laiko srities atsakai X poslinkiams; b) laiko srities atsakai Y poslinkiams;  
 c) disko centro orbita; d) Y amplitudės spektras (Bai *et al.* 2013)

**Fig. 1.10.** Comparisons for prediction and experiment at 5900 rpm: a) time domain responses for X – displacement; b) time domain responses for Y – displacement; c) orbit of disc center; d) amplitude spectrum of Y (Bai *et al.* 2013)

Bai *et al.* (2013) įvertindami riedėjimo guolių netiesiškumo ir rotorius virpesių charakteristikas, pateikė šešių laisvės laipsnių riedėjimo guolių ir rotorius

sistemos dinaminį modelį, kuris jungia rutulinių guolių netiesiškumą, Herco sąlyčio jėgas ir vidinį guolio tarpelį bei rotoriaus lenkimo virpesius. Jie pasiūlė eksperimentinį įrenginį subharmoninio riedėjimo guolių ir rotoriaus sistemos rezonansui tirti. Dinaminė reakcija tiriama naudojant orbitos ir amplitudinio spektrą, ir analizuojamas netiesinės sistemos stabilumas remiantis Fluoquet teorija (Frulla 2000). Teigiama, kad gauti rezultatai gerai atitinka eksperimento duomenis, ir pasiūlyto modelio korekcija yra patikrinta (1.10 pav.).

Periodinė rotorinės sistemos reakcija praranda stabilumą per periodinę – dvigubą bifurkaciją (išsišakojimą) į 2-ojo periodo judesį, t. y. į subharmoninį rezonansą. Skaitmeniniai ir eksperimento rezultatai rodo, kad subharmoninis rezonansas vyksta, kai greitis artimas dvigubam sinchrorezonanso dažniui. Rutulinių guolių netiesiškumas, Herco sąlyčio jėgos ir guolio vidinis tarpelis kartu indukuoja subharmoninį rezonansą. Nors pastangos veikti rutulinius guolius pradine ašine apkrova gali sumažinti ar net pašalinti vidinį tarpelį, jos negali eliminuoti subharmoninio rezonanso.

Disbalanso apkrova turi mažą įtaką rutulinių guolių ir rotoriaus sistemos subharmoniniam rezonansui. Tačiau reakcijos amplitudė ir rotoriaus sistemos subharmoninė dedamoji pakyla smarkiai, kai poros momentas padidėja. Pažymėtina, kad poros momentas turi impulsinę įtaką rutulinių guolių ir rotoriaus sistemos subharmoniniam rezonansui. Tačiau šiuose darbuose nepateikta tyrimų apie dvieilius riedėjimo guolius be vidinio tarpelio, naudojamo pieno separatorių rotorinėse sistemose.

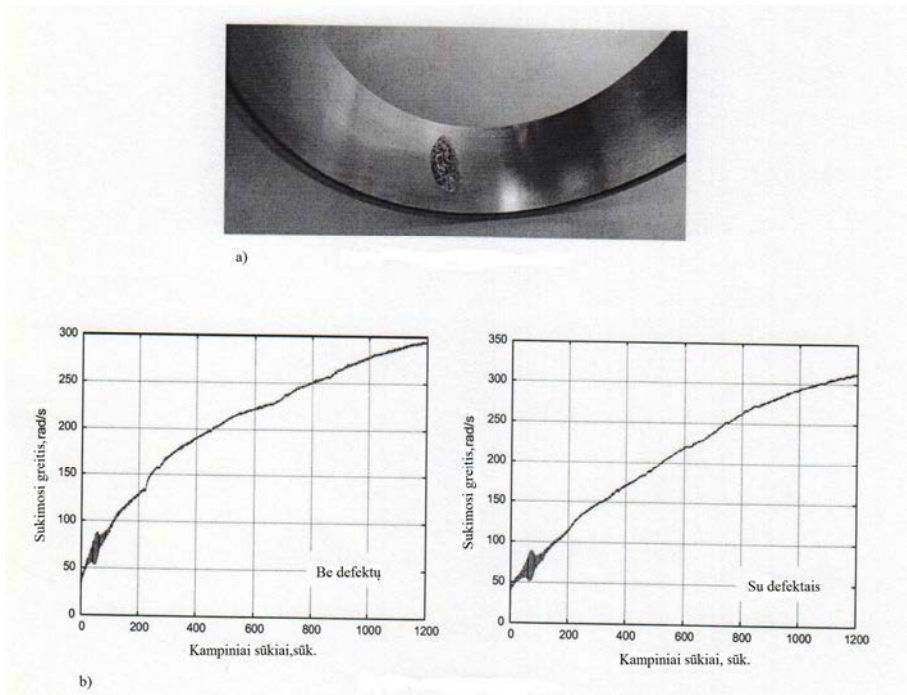
### 1.3. Pažeidimų diagnozavimas rotorinėse sistemose

Kai kurie autoriai (Bourdon *et al.* 2014) nagrinėjo labiau specifiskai – lokalizuotų pažeidimų diagnozavimą tokiuose komponentuose su periodine geometrija, kaip krumpliaračiai ar guoliai. Eksperimentinis darbas, atliktas su daugeliu įtaisų ir įvairiomis darbo sąlygomis, parodė, kad vietinių defektų ant krumpliaračio krumplio ar guolio žiedo buvimas veda prie nedidelio įtaiso dinaminės elgsenos pasikeitimo. Trikdžiai, kylantys dėl mažų dydžių defektų, yra trumpalaikiai, bet pasireiškia cikliškai su kampiniu periodu, kuris priklauso tik nuo defektinio komponento geometrijos. Dauguma diagnozės technikos gedimo buvimui nustatyti grindžiama šiais charakteringais dažniais. Krumpliaračiams tai yra kabinimo dažnis. Jis priklauso tik nuo krumpliaračių krumplių skaičiaus. Guoliai taip pat turi charakteringus dažnius, kurie priklauso nuo tokios jų geometrijos, kaip riedėjimo elementų perbėgimo išoriniu žiedu dažniai. Šių dažnių skaičiavimas reikalauja tiksliai žinoti vidinę guolio geometriją, tai būna retais atvejais. Bet dauguma guolių gamintojų pateikia šiuos charakteringus dažnius, taip pat kaip ir apkrovų galias. Tačiau turėtų būti pažymėta, kad šie dažniai yra apskaičiuoti

idealioms darbo sąlygoms ir be slydimo, ir iš tiesų jos gali skirtis nuo 1 % iki 2 %. Tokios rūšies komponentų tikrinimo iššūkis – išstobulinti įrankius, galinčius aptikti šias mažas dinaminės elgsenos variacijas ir analizuoti, kaip jas naudoti norint gauti informaciją apie gedimus. Didžioji dauguma šių darbų liečia akcelerometro signalų tyrimą, kuriame gali būti susekti trikdžiai dėl gedimų buvimo.

Tyrimas apima staigių kampinio greičio signalų analizę ir kampinių pavyzdžių atrinkimo naudojimą. Kampinius pavyzdžius galima parinkti tiesiogiai ar laiko bandinių ėmimu, parenkant skirtingas interpoliacijos procedūras (Andre *et al.* 2010). Visi šitie kampiniai priartėjimai dabar labai gerai žinomi (Bonnardot *et al.* 2005) ir naudojami įvairių rūšių signalams, paprastai akcelerometrų signalams. Keli autoriai parodė staigaus kampinio greičio signalų efektyvumą (Jianguo *et al.* 2001) ir panaudojo juos įvairiems atvejams (Yuhua *et al.* 2005; Yu, Zhang 2010; Gu *et al.* 2006). Staigaus kampinio greičio signalai yra labai vertingi ir jautrūs įvairių pažeidimų tikrinimui bei diagnozavimui riedėjimo komponentuose, kurių geometrija periodinė, įvairiomis darbo sąlygomis (Remond, Mahfoudh 2005; Gu *et al.* 2006). Tačiau šie eksperimentiniai priartėjimai neleidžia suprasti, kaip pažeidimai ant išorinio žiedo gali priversti sukimosi greitį keistis. Jie turi būti sujungti su skaitmeninių modelių formulavimu, kuriuose darbo sąlygos ir įtaiso geometrija gali būti kontroliuojama ir keičiama. Tokių modelių sudarymas reikalauja įjungti perturbacijas (trikdžius), kurios, manoma, būtų mechanizmo defektai. Šiame kontekste atrodo natūralu išplėsti kampinį priartėjimą, eksperimentais realizuotą skaitmeniniuose modeliuose (Bourdon *et al.* 2010). Autorių siūlomas priartėjimas yra labai naujas ir skiriasi nuo klasikinio modeliavimo. Buvo sunku rasti panašius modeliavimo metodus kitose mokslo srityse ir, autorių žiniomis, publikacijų šiuo klausimu pasirodo retai.

Tyrimo rezultatai parodė kampinio priartėjimo svarbą virpesių signalų parinkimui, analizei ir staigaus kampinio greičio signalą besisukančių mašinų tikrinimui. Šie tyrimai parodė, kad guolio defektai gali būti nustatyti paprasta spektrine staigaus kampinio greičio analize, jei greitis parinktas iš kampinės srities. Tačiau atlikti matavimai, neleidžia aiškiai identifikuoti santykio tarp mechaninių trikdžių ir defektų įtakos globaliai mašinos elgsenai. Norint tiksliau suprasti šiuos reiškinius, buvo pasiūlytas originalus priartėjimas, įvertinantis vietinius ir kampinius periodinius defektus. Pirmųjų eksperimentinių ir skaitmeninių rezultatų palyginimas patvirtino pasiūlytą priartėjimą. Šie rezultatai taip pat patvirtino pradinę nuomonę apie sukimosi kaitaliojimąsi, sukeltą defekto išoriniame kūginio guolio takelyje (1.11 pav.). Šie rezultatai yra pirmieji žingsniai tiriantys guolio defektus, grindžiamus metodu, pateikiančiu klasikinės virpesių analizės alternatyvą.



**1.11 pav.** Išorinio guolio žiedo defektas (a) ir sukimosi įsibėgėjimo greitis (b) (Bourdon *et al.* 2014)

**Fig. 1.11.** Defect on a bearing outer-ring (a) and rotation speed run-up (b) (Bourdon *et al.* 2014)

Visi šie rezultatai yra labai padrąsinami. Jie susiję su matavimų tobulinimu esant įvairioms darbo konfigūracijoms (greičio ir apkrovos) ir įvairiems guolio išorinio takelio defektams. Ši bandymų analizė gali padėti tirti „fizikinius“ šaltinius (įtempius, slopinimą ir t. t.), žadinimą, skatinantį keistis staigų kampinį greitį. Tai taip pat turėtų padėti tirti ryšį tarp struktūros modų, ypač sukimosi modų ir atsako į periodinius kampinius trikdžius, bei naudinga įvertinant optimalios greičio jutiklio padėties įtaką. Metodologiniu požiūriu nėra priežasties, dėl ko rezultatas negali būti pasiektas: priartėjimas, pateiktas Bourdon *et al.* (2014) darbe, išlieka galioti, tik lieka klausimas – kaip tokiuose kampiniuose modeliuose gali būti pateiktas guolio standumas ir įvertinta slopinimo sistema.

Autoriai (Dyniewicz *et al.* 2014) siūlo rotorinių sistemų virpesiams sumažinti naudoti prisitaikančias (adaptyvias) technologijas, kurios sumažintų poslinkius ir nuovargį, o tai padidina sistemos saugumą. Virpesių slopinimas, amplitudės sumažinimas ir tolygus struktūros atsakas į išorės apkrovą, atrodytų, turėtų būti plačiausia inžinerinės veiklos šaka struktūros dinamikos srityje. Tačiau siū-



lomi adaptyvūs magnetiniai ir elektoreologiniai virpesių slopintuvai yra sunkiai pritaikomi išcentrinių pieno separatorių rotorių – guolių sistemoms.

## 1.4. Riedėjimo guolių gedimų analizė

Riedėjimo guolių gedimas – vienas iš pagrindinių įvairių mechanizmų gedimo priežasčių. Tokie gedimai gali sukelti sudėtingų padarinių ir brangių prastovų. Norint laiku sustabdyti tokius gedimus, buvo sukurtos įvairios guolių stebėjimo priemonės. Virpesių analizė – pagrindinis guolių būsenos stebėjimo būdas (Li *et al.* 2008).

Deja, praktikoje virpesių signalai skleidžia didelį triukšmą dėl sudėtingos tiriamosios konstrukcijos (Li *et al.* 2008). Kartais gauti analizės signalai yra tiesiog silpni dėl pradinių nedidelių pažeidimų. Tokiais atvejais analizės paremtos virpesiais gali pateikti klaidingas diagnozes. Dėl to reikia naudoti stipresnio signalo analizės būdą, kad gauti duomenys būtų kuo tikslesni.

Signalai, gauti iš riedėjimo guolių gedimų, dažniausiai yra trumpalaikiai ir moduluoti aukštojo dažnio signalo (Khalid 2007, He *et al.* 2007).

Vieni iš populiariausių guolių gedimo signalo apdorojimo metodų yra demoduliuojimo arba gaubtinės metodai, kur virpesių signalas pirmiausia yra apdorojamas klasikinio aukštojo dažnio filtro (CHPF) siekiant išgauti aukštą signalo ir triukšmo santykio (SNR) signalą, tuomet Hilberto transformavimas naudojamas gaubtinei gauti. Jeigu periodiniai impulsai, sužadinti defektų, atsiranda gaubtinėje, kuri atitinka guolių dažnį (BCF), tuomet galima daryti išvadas, kad guolis ima gesti. Daugeliu atvejų gaubtinės metodas yra veiksmingas, tačiau pasirinkti tinkamą klasikinio filtro ribinį dažnį vis tiek yra sunki užduotis, juolab kad triukšmo tipas ir dažnio riba yra nežinomi (Feng *et al.* 2011). Banginė transformacija yra dar vienas populiarus guolių gedimo nustatymo signalo apdorojimo metodas (Peng 2004). Jis turi vietines laiko srities savybes ir dažnio srities, o jo laiko ir dažnio langas yra pakeičiamas. Guolių gedimų diagnostikoje jis veikia geriau nei tradicinių savybių išgavimo metodai. Diskrečioji banginė transformacija (DWT) gali būti naudojama kaip efektyvi priemonė nustatant vienkartinis ir kartotinius guolių defektus. Vėliau buvo pasiūlytas banginių filtrų paremtas metodas, kuris naudoja banginės transformacijos filtravimo savybes fiksuotoje skalėje. Vėliau (Su *et al.* 2010) buvo palygintas DWT ir banginio filtro veiksmingumas aptinkant guolių defektus. Rezultatai buvo banginio filtro metodo naudai, kuris vėliau dar buvo priskirtas defektinių savybių signalams išgauti (impulsyvus signalas) iš triukšmo signalo. Nors buvo padarytas tam tikras progresas šioje srityje, mažiausiai dvi svarbios kliūtys turi būti apeitos. Pirmiausia, egzistuoja daugybė pagrindinių signalų apdorojimo bangelių, bet ne kiekviena bangelė tinkama gedimo signalams išgauti iš virpesių signalo (Peng, Chu 2004).

Misiti *et al.* (2007) pristato 15 panašių bangelių šeimų. Be viso ko, tam tikros šeimos, tokios kaip Symlets, Coiflets ir Daubechies, turi daugybę banginių pagrindų su skirtingomis užduotimis. Bangelių transformavimo koeficientas nusako vietinio signalo ir atitinkamų bangelių pagrindų panašumus. Kuo didesnis koeficientas, tuo panašesnės abi dalys. Skirtingi bangelių pagrindai duos gana skirtingus signalų analizės rezultatus (Mallar 2009; Sun, Tang 2002). Todėl tinkamos pagrindinės bangelės parinkimas turi būti apsvarstytas labai atidžiai. Daugiausia panašumų turinti pagrindinė bangelių funkcija pavarų virpesių signalams (Rafiee *et al.* 2009) buvo paremta statistiniu algoritmu, kuris vadinamas SUMVAR dėl paprastumo (Rafiee *et al.* 2010). Remiantis statistiniu kriterijumi, buvo išstudijuotos 324 pagrindinės bangelės. Rezultatai parodė, kad Daubechies 44 (db44) turi panašiausią formą pavaros ir guolių virpesių signalams. Antra, banginio filtro veiksmingumą labai veikia jo parametrai. Todėl turi būti nustatytas patikimas banginių parametrų parinkimo metodas. Be to, galima pasirinkti banginę funkciją iš esamų, taip pat įmanoma sukonstruoti bangelę, kuri iš prigimties yra panaši į gedimų virpesių signalus iš signalo modelio požiūriu. Skirtingai negu pirmiau aprašytoje literatūroje, Feng *et al.* (2011) siūlo banginį filtrą iš gedimų savybių signalo modelio, pagrįsto formantiniu vaizdavimu. Mūsų tikslas – išgauti impulsyvias gedimų savybes, o bangelė, kuri taisyklingai suderinta su impulso atsako funkcija, gali gerai pavaizduoti defektus. Filtras vadinamas antisimetriniu realiuoju Laplaso banginiu (ARLW) filtru, tuo siekiama išskirti jį iš minėtojo kompleksinio Laplaso banginio filtro (Khalid 2007) ir impulso atsakomojo filtro (Cheng *et al.* 2007; Shukin *et al.* 2004). ARLW filtras yra tiesiogiai konstruojamas iš guolių gedimo signalo modelio, kuris yra realus eksponentinis virpesių signalas. Norint gauti banginį filtrą su linijinių fazės dažnio atsaku, kuris naudingas signalo triukšmo mažinimui ir atkūrimui, išplečiamas virpesių signalo antisimetrinis tyrimas. Atsižvelgiant į tai, kad banginio filtro pagrindo metodo veiksmingumą labai veikia parametrų parinkimo strategija, priimta visuotinis optimizacijos algoritmas, pavadintas diferencine evoliucija (DE), siekiant optimizuoti banginius parametrus. Nustatyta (He *et al.* 2009), jog DE konvergencijos greitis yra kur kas greitesnis už genetinį algoritmą (GA). Taikant metodą (Feng *et al.* 2011), pirmiausia filtruojami originalūs virpesių signalai naudojant DE – optimizuotą ARLW filtrą, toliau filtruotas signalas demoduliuojamas ir apskaičiuojamas gaubtinis jo spektras. Šis metodas gali izoliuoti gedimų žymes nuo labai žemo SNR (pvz., pradinį gedimo signalą). Modeliuojamų ir tikrųjų guolių virpesių signalų su išoriniu ar vidiniu gedimu analizės rezultatai parodė, kad gedimo savybė gali būti efektyviai išreikšta pasiūlytu metodu (Feng *et al.* 2011).

Guolio riedėjimo rutuliukų defektų virpesių signalo modelis buvo tyrinėtas (Feng *et al.* 2011). Tuomet, kai defektas atsiranda ant guolio riedančio elemento, šis atsitrenkia ir atsiranda impulsų. Dėl to, kad trumpalaikis impulsas yra laiki-

nas, guolių sistemos savojo dažnio rezonansas pakyla. Guolio virpesių sistema laikoma kaip nepakankamai slopinama antrojo laipsnio masės spyruoklės slopin-tuvo sistema.

Norint išreikšti impulsinio atsako simptomus, sužadintus gedimo, reikia tiesio-giai suprojektuoti bangelę, kuri sutampa su atsako funkcija, kuri gali suteikti retesnę guolio gedimo signalo atstovavimą nei kitokios bangės. Taigi, galima tikėtis, kad ši bangelė sugeba užgniaužti triukšmą ir tiksliau išreikšti gedimo sa-vybes iš matuojamojo signalo. Kompleksinė Laplaso bangelė yra viena iš tų, kuri atitinka šią sąlygą (Khalid 2007; Lawrence *et al.* 1999). Imama bangelė, kuri yra antisimetriška, reali ir eksponentiškai slopinama.

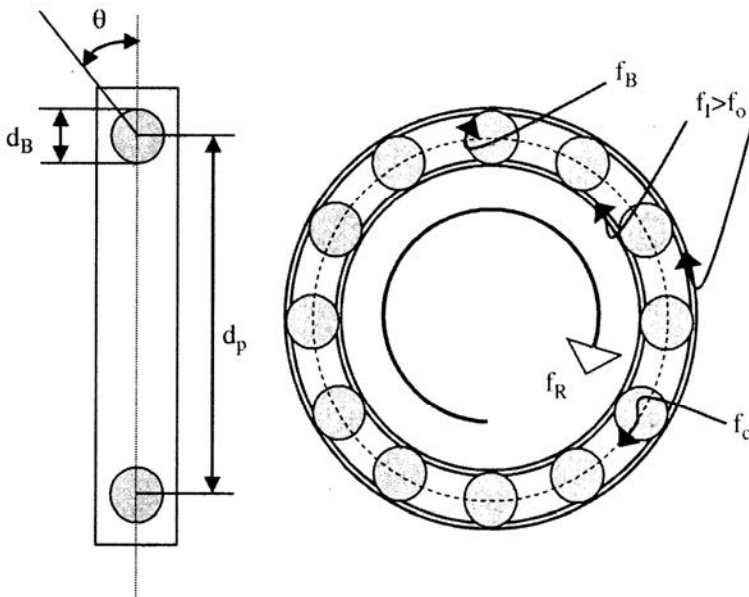
Šita bangelė yra lygi realiai Laplaso bangės daliai (Khalid 2007), išskyrus fazės uždelsimą ir antisimetrinį išsiplėtimą. Ši bangelė vadinama antisimetrine realiąja Laplaso bangele (ARLW). ARLW dar vadinama impulsinio atsako ban-gele (Cheng *et al.* 2007).

(Feng *et al.* (2011) darbe parodyta, kaip nulinio susikirtimo savybės, gautos iš rotoriaus virpesių laiko srities, yra naudingos ankstyvam guolių pažeidimo identifikavimui ir nustatymui. Siūlomas pažeidimų nustatymo modelis nereika-lauja išankstinio rotoriaus sukimosi dažnio nustatymo ar guolių matmenų, taip pat nereikia transformuoti laiko srities signalo į kitą pamėgtą spektrinę sritį. Tin-kamai parinkus stebėjimo langus ir nulinio susikirtimo intervalus, nulinio susi-kirtimo savybės, sujungtos su ANN, tampa aukštos kokybės ir mažai klaidingos. Guolių defektai gali būti suskirstyti į kategorijas: išorinio žiedo pažeidimai, vi-dinio žiedo pažeidimai, rutuliukų pažeidimai, tarpžiedinis pažeidimas. Būsenos stebėjimas, naudojant virpesius, buvo sėkmingai pritaikomas nustatant ir identi-fikuojant guolių pažeidimus (Lou, Loparo 2004).

Dauguma mašinų stebėjimo algoritmų naudoja sudėtingus algoritmus, kad išgautų būdingas savybes iš spektrinės srities (Li *et al.* 2000) arba banginės koe-ficientų srities sudėtiniais mašinų virpesiams spręsti (Abbasian *et al.* 2007; Altmann *et al.* 2007). Kai atliekant diagnostiką, naudojant statistinius paramet-rus (Immovilli *et al.* 2009), tokius kaip vidutinė kvadratinė reikšmė, asimetrijos koeficientas, maksimumo koeficientas ir t. t. Likęs (Gebraeel *et al.* 2004) nau-dingas mašinos gyvavimo laikotarpis nusakomas naudojant virpesių signalą iš gendančio guolio. Dauguma metodų siūlo sujungti laiko srities savybes su kitais, išgautais iš dažnio srities (Li *et al.* 2007), norint geriau patikslinti virpesių diag-nostiką. Tai geriau paaiškina banginių koeficientų skaičių nustatant guolių de-fektus. Pažanga mikroelektromechanikos sistemose (MEMS), mažos galios sig-nalo veikimo technikos plėtra ir diagnostikos algoritmai paskatino jutiklių plėtrą.

Nulinio susikirtimo (ZC) savybės buvo sėkmingai naudojamos daugybėje signalų apdorojimo ir atpažinimo užduotyse, tokiose kaip balso atpažinimas (Niederjohn 1975), transporto priemonės atpažinimas (William *et al.* 2008), ir taikymui biomedicinoje (Nakagawa *et al.* 1997). Tokių savybių gavimo papras-

tumas daro juos patrauklius, lyginant su spektrinėmis ir banginėmis savybėmis. William, Hoffman (2011) apžvelgia laiko srities modelį, skirtą guolių pažeidimams nustatyti ir identifikuoti naudojant nulinio susikirtimo (ZC) savybes. Savybės gaunamos iš virpesių signalo, patikslinant informaciją, esančią nulinio susikirtimo (ZC) signaluose. Skirtingai negu kitokie sudėtingi atvejai, kurie reikalauja virpesių, akustikos ar esamo signalo pavyzdžių su aukštos rezoliucijos analoginiu skaitmeniniu keitikliu tam, kad aptiktų specifinių defektų dažnines charakteristikas ar moduluojamas kampines juostas, nulinio susikirtimo (ZC) savybės generuojamos tiesiogiai iš nulinio susikirtimo intervalų skaičiaus ar trukmės. Guolių virpesių duomenų dydis gali būti potencialaus defekto indikatorius. Ankstyvas pažeidimų nustatymas ir diagnozė reikalauja papildomai apdoroti virpesių duomenis, nes kartais pažeidimai neperteikia didelio skaičiaus pokyčių virpesių duomenyse tol, kol beveik neįvyksta visiškasis gedimas. Vieno taško guolio defektas pateiks harmoninę seriją su fundamentaliais dažniais, lygiais vienai iš keturių dažnių savybių, nelygu ant kokio guolio paviršiaus atsiradęs defektas. Darant prielaidą, kad vidinis žiedas sukasi su velenu, o išorinis yra įtvirtintas, šios keturios dažninės savybės yra pateikiamos (Stack *et al.* 2004; Li *et al.* 2000; Ocak *et al.* 2004).



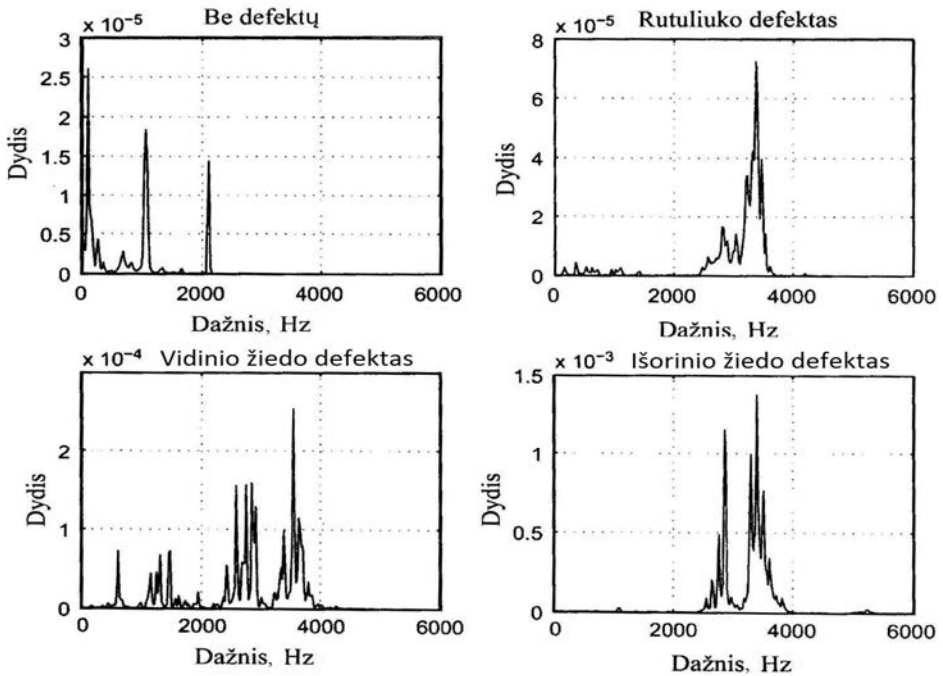
1.12 pav. Guolio matmenys ir defektinių savybių dažniai  
(William, Hoffman 2011)

Fig. 1.12. Bearing dimension and characteristic defect frequencies  
(William, Hoffman 2011)

1.12 paveiksle pateikti guolių matmenys ir jų ryšys su defektnių savybių dažniais (William, Hoffman 2011).

Normalių operacijų metu be jokių defektų gali būti nustatytas tik  $x_1$ . Antroji harmonikų serija atsiranda su vieno taško defektu guolyje, ir jos harmoninė amplitudė didėja, kartu didindama trečiąjį komponentą didinant pažeidimo rimtumą.

Dabar iš spektro (1.13 pav.) aišku, kad esant normaliai operacijai be jokio defekto, virpesių energija koncentruota apatiniame 2 kHz diapazone tik su trimis atskiramis harmonikomis.



1.13 pav. Guolio virpesių spektriniai tankiai be defektų ir su defektais  
(William, Hoffman 2011)

Fig. 1.13. Vibration signal spectrum during normal operation and three single point defects (William, Hoffman 2011)

Nors sukimosi greitis yra ties 29,53 Hz, egzistuoja dvi viršūnės ties 1 ir 2,1 kHz, kurios gali būti susijusios su mikroskopinių defektų, kurie sukėlė guolio virpesius pradiniuose natūraliuose guolio sistemos dažniuose (500–2000 Hz daugumai guolių sistemų). Trečiojoje stadijoje esant guolio defektui, defekto dažnis ir jo harmonikos tampa moduluotos su sukimosi dažniu, kuris didina šonus su energija tarp 2 ir 4 kHz. Tai yra aiškia matoma 1.13 paveiksle. Norint patei-

sinti reikšmingą spektrinių viršūnių atsiradimą ir nustatyti defekto tipą / šaltinį, sukimosi greitis turi būti nustatytas ir guolio matmenys bei rutuliukų skaičius turi būti žinomas – kas dažnai neįmanoma.

Tam, kad būtų galima ieškoti tarp pasireiškiančių pažeidimų savybių dažnių, gali būti vykdoma sparčioji Furjė transformacija (FFT) su spektrine raiška apie 1 Hz.

Patikimas pažeidimų nustatymas, naudojant virpesių signalo spektrą, reikalauja viso spektro analizės, o tam reikia atlikti sudėtingus skaičiavimus, norint įrengti atitinkamus mažos galios mikrovaldiklius ant jutiklio modulio.

Atlikti tyrimai rodo bendras guolių gedimų tendencijas, tačiau pieno separatorių rotorinių dveiliams guoliams gauti rezultatai nepakankami defektų aptikimui, todėl reikalingi papildomi tyrimai.

## 1.5. Riedėjimo guolių gedimų diagnostika

Laiko ir dažnių informacija, kuri gaunama, atliekant guolio virpesių bangų transformaciją, padeda nustatyti smūgius dėl išorinio ar vidinio žiedo pažeidimo, o apskaičiuotas laiko tarp smūgių skirtumas suteikia diagnostinę informaciją spręsti, ar guolis yra tinkamas, ar pažeistas (Peng, Chu 2004). Peng et al. (2005) palygino pastovios bangos transformaciją su empirinės modos suirimo Hilberto Huango transformacijos laiko ir dažnio metodu ir priėjo prie išvados, kad Hilberto Huango transformacija duoda geresnį laiko dažnio sprendimą, palyginti su bangų transformacija. Hilberto Huango transformacija ir empirinė modos suardymo metodika, išplėtotą Huango ir kitų (Huang *et al.* 1998), buvo panaudota kaip efektyvus signalų išskaidymo metodas nestacionariems reiškiniams, įskaitant mašinų diagnostiką ir struktūros būviui monitoringo pritaikymą. Požymių, paimtų iš vidinių modų funkcijų (IMF), tokių kaip kiekvienos modos energijos lygis, taip pat gali būti naudojamas mechaninių sistemos komponentų ir sistemų būviui nustatyti. Wu ir Qu (2008) atliktas IMF tyrimas, siekiant nustatyti priežasčių analizę esant didesniems virpesiams. Sinchroniškas vidurkis sustiprina signalą proporcingai triukšmui, nes atsitiktinis triukšmas sumažinamas dėl vidurkinimo (Vecer *et al.* 2005). Sinchroninio vidurkinimo taikymas riedėjimo elementų guoliams yra iššūkis dėl defektinių guolio dažnių, nesinchroniškų veleno greičiui. Ankstesnis sinchroninio vidurkinimo naudojimas riedėjimo guolių elementams reikalavo tachometro signalo, paremto guolio separatoriaus sukimosi dažniu. Tačiau tai buvo padaryta tik atliekant derinimą laboratorijoje. Daugeliu taikymo atvejų nematoma, kaip gauti tachometro signalą, kuris galėtų matuoti separatoriaus greitį (MacFadden, Toozy 2000). Ankstesniame signalų analizės panaudojimo riedėjimo guolių tyrime (Siegel 2009) buvo pažymėta, kad guolių gaubtinės analizės metodas parodė geriausiai ankstyvo aptikimo rezulta-

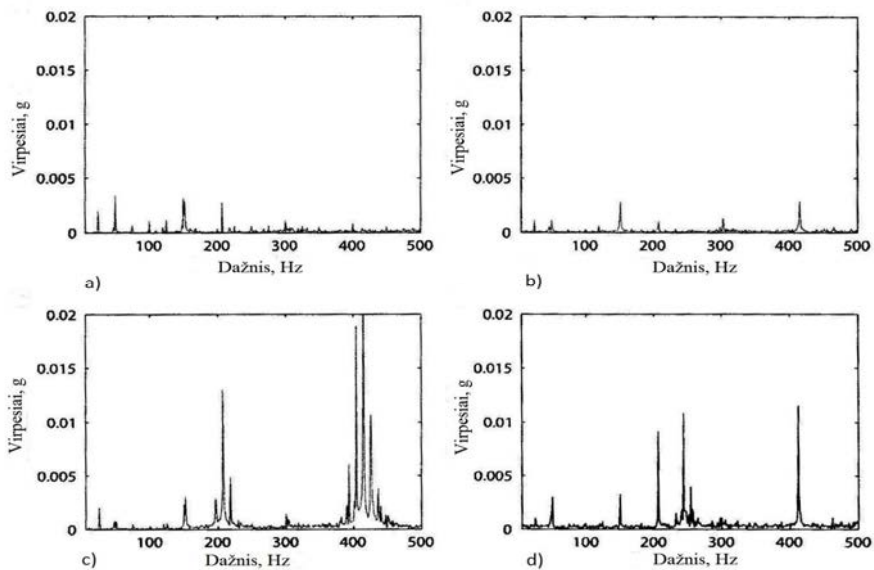
tus, ir tai paskatino patobulinti metodą, kuris perėmė kai kuriuos iš fundamentalių gaubtinės analizės metodo principų. Būtent signalų analizė yra tinkama riedėjimo guolių elementų diagnozei, kuri atlieka sinchroninį vidurkinimą, paremtą nauju metodu, kuriame įvertina guolio defektų dažnį ir generuoja sinchronizuotų impulsų eilę, kuri atstoja guolio defektų dažnio smūgius. Sinchroniškas vidurkinimas taikomas, naudojant šį sinchronizuotą tachometro signalą gaubtinės spektrui. Požymiai, grindžiami būtent šiuo signalu, susideda iš aukščiausios guolio defektų dažnio informacijos. Šis metodas tinkamas mažoms sukimosi greičio fluktuacijoms ir nereikalauja tachometro signalo perduoti velenui ar separatoriui. Požymiai, gauti tradiciškai apdorojant signalus, ir požymių išskyrimo metodai, tokie kaip statistiškai paremti požymiai (vidutinis kvadratinis nuokrypis, ekscesas), taip pat kaip dažnių srities požymiai (guolio dydžio charakteristikos, taip pat kaip energijos signalai, skaidyti iš empirinės modos skaidymo) buvo naudojami kaip kiekvieno iš signalų apdorojimo metodų įvertinimo ir palyginimo būdas.

Virpesių signalo vidutinis kvadratinis nuokrypis (RMS) yra vienas iš bendrų požymių pagal laiką, naudojamų guolio būklei sekti. Bendras statistinis požymis, išryškintas iš signalo laiko skalėje, yra statistinis standartizuotas ketvirtasis momentas, žinomas kaip ekscesas.

Virpesių pagal laiką (laiko skalėje, srityje) dydžio skirtumai, lyginant naujo guolio būklę su virpesių lygiu guoliams su skirtingo lygio įbrėžimų pažeidimais. Požymiai, tokie kaip vidutinis kvadratinis nuokrypis, turėtų apimti šį skirtumą laiko koordinatės signale guoliams su išorinio žiedo pažeidimu, palyginus su nauju geru guoliu. Tačiau bendras virpesių lygio padidėjimas mechaninei sistemai, kuri susideda iš krumpliaraičių, guolių ir velenų, galėtų būti dėl veleno disbalanso ar ašių nesutapimo, ištrupėjusio krumpliaraičio krumplio ir nebūtinai dėl guolio pablogėjimo. Virpesių rodikliai, tokie kaip vidutinis kvadratinis, kurie parodo bendrą virpesių lygį, gali tik parodyti bendrą sistemos būklės statusą, bet pateikia ribotą, priežastį ir diagnozės informaciją, kuri galėtų nustatyti, kad guolio pablogėjimas yra virpesių priežastis Siegel *et al.* (2012).

Tradiciniams virpesių dažnių skalėje guolio būklės nustatymo metodams guolio gedimo dažniai yra reikšminiai požymiai, ištraukti iš virpesių spektro, nes būtent šie pikai susiję su tam tikros vietos riedėjimo guolio elemento pažeidimu (Li *et al.* 2000). Atitinkamos lygtys, naudojamos guolio pažeidimo dažniam skaičiuoti, taip pat kaip ir išbandytų guolių, yra pateiktos Siegel *et al.* (2012) darbe. Pavyzdžių grafikai bendram priartėjimui, taikant tradicinį FFT metodą, pavaizduoti 1.14 paveiksle. Čia pateiktas guolio su įbrėžimo pažeidimais ir normalaus bazinio guolio aiškus virpesių dažnių skalėje signalo skirtumas. Būtent šie guoliai turi augančio lygmens įbrėžimų išoriniame žiede pažeidimus ir dažniai, atitinkantys išorinio žiedo pažeidimus (BPFO), yra apytikriai 206 Hz. Pastebėtina, kad būtent šis virpesių pikas dažnių skalėje yra aukštesnis esant guo-

liams su antrojo ir trečiojo lygmens įbrėžimų pažeidimais. Tačiau dydis guoliui su 1 lygmens įbrėžimo pažeidimu yra iš tikrųjų mažesnis pagal dydį, palyginus su normaliu guoliu. Tai motyvas taikyti kitus apdorojimo metodus pradiniam guolio pažeidimų lygiams susekti (Siegel *et al.* 2012). Be tachometro sinchroniškai suvidurkinta gaubtinė (*tachometer-less synchronously averaged envelope* – TLSAE) ir siūlomo metodo palyginimas su kitais pradinio signalo apdorojimo metodais suteikė galimybių aptikti skirtingų lygmenų išorinio žiedo pažeidimus.



**1.14 pav.** Virpesių impulsai dažnių srityje iki 500 Hz: a) naujo guolio virpesių impulsai; b) virpesių impulsai guoliui su 1 lygmens įbrėžimo pažeidimu; c) virpesių impulsai guoliui su 2 lygmens įbrėžimo pažeidimu; d) virpesių impulsai guoliui su 3 lygmens įbrėžimo pažeidimu (Siegel *et al.* 2012)

**Fig. 1.14.** Frequency domain vibration signal: a) frequency domain signal for new bearing; b) frequency domain signal for bearing with level 1 scratch damage; c) frequency domain signal for bearing with level 2 scratch damage; d) frequency domain signal for bearing with level 3 scratch damage (Siegel *et al.* 2012)

Vertinant požymius, kurie parodo bendrąją guolio būklę, eksceso naudojimas ir nufiltruoto signalo energijos skaičiavimas suteikia rodiklį, kuris galėtų aprašyti visus išorinio žiedo pažeidimo lygius. Laiko signalo vidutinis kvadrati-



nis nuokrypis (RMS) taip pat atitiko guolio pažeidimų lygį, bet pateikė mažesni skirtumą tarp normalaus guolio ir su mažiausiu įbrėžimo lygiu. Empirinės modos išskaidymo požymiai gali būti panaudoti tik bendrai guolio būsenai pažymėti dėl jos riboto dažnių išskyrimo; taip pat daug išskaidytų signalų energijos lygmenų nebūtinai monotoniškai didėjo kartu su išorinio guolio žiedo pažeidimu.

Guolio gedimo požymiai, paimti iš laiko signalo FFT (greitoji Furjė transformacija), netinkami ankstyviems gedimų lygiams aptikti; tačiau TLSAE metodo taikymas suteikia galimybę iš anksto susekti guolio blogėjimą (degradaciją), naudojant atitinkamus guolio gedimo dažnių dydžius. TLSAE metodas žadėjo pagerėjimą, palyginus su gaubtinės metodu; mažiau varijavo apskaičiuotų požymių vertės, taip pat didesnis kai kurių požymių atskyrimas tarp normalaus (guolio) ir priverstinio (indukuoto) mažiausio lygmens guolio pažeidimo. Šis padidintas atskyrimo lygmuo buvo aiškiai matomas išorinio žiedo pirmosios harmonikos pereinančių dažnių dydžiui, lyginant TLSAE ir gaubtinės metodą. Aibė darbų buvo publikuota guolių defektams susekti virpesių ir akustinės diagnostikos būdais. Kai kurie iš tų darbų buvo apžvelgti Jardine *et al.* (2006), Tandon, Choudhury (1999). Šios analizės gali būti skirstomos į tris sritis, būtent dažnių skalės (srities) analizė, laiko skalės (srities) analizė, laiko ir dažnio srities analizė. Laiko skalės analizė tiesiogiai remiasi pačiais laiko duomenimis. Tradicinė laiko skalės analizė skaičiuoja charakteristikų požymius iš signalų pagal laiką, pagal aprašymo statistiką, tokią kaip vidurkis, intervalas nuo piko iki piko, standartinis nuokrypis, viršūnės faktorius, aukšto lygio statistika: vidutinis kvadratinis nuokrypis, pasiskirstymo kreivės asimetrija, ekscesas ir t. t., kiti perdavimai: laiko serijos vidurkinimo metodas, signalų gaubimo (*enveloping*) metodas ir daug kitų (Li *et al.* 2000; Ocak, Oparo 2004). Tyrimai parodo, kad kitaip negu dažnių juostos (srities) analizė, laiko srities požymiai mažiau jautrūs impulsų periodiškumo spaudimui (Li *et al.* 2000; Nelwamondo *et al.* 2006).

Dažnių srities (juostos) analizė paremta transformuotais dažnių srities signalais. Dažnių srities analizės privalumas prieš laiko srities analizę yra jos galimybė lengvai identifikuoti ir izoliuoti atitinkamus dominančius dažnumo komponentus. Plačiausiai naudojama tradicinė analizė yra spektro analizė greitos Furjė analizės (FFT) priemonėmis (Tandon, Choudhury 1999). Kai kurie naudingi pagalbiniai įrankiai spektro analizei yra spektro grafinis pristatymas, dažnio filtrai, gaubtinės analizė, mažiausios variacijos kepsstras (Choi, Kim 2007; Ho, Randall 2000; Randall *et al.* 2001; Stack *et al.* 2004) ir t. t. Hilberto transformacija, kuri yra vertinga gaubtinės analizės priemonė, taip pat buvo naudojama virpesių signalams (Randall *et al.* 2001). Pagrindinis dažnių srities trūkumas yra tas, kad ji turi tendenciją suvidurkinti pereinamuosius (trumpalaikius) virpesius, todėl tampa jautresnė fono triukšmui. Šiai problemai spręsti laiko ir dažnio srities analizė, kuri tiria gautus signalus kartu ir laiko, ir dažnio srityje, buvo išplėtotą nestacionariems signalams. Trumpalaikė Furjė transformacija

(STFT), arba spektrograma (STFT jėga) (Tandon, Choudhury 1999), momentinis laiko ir dažnio spektras (ITFS) (Wang *et al.* 2009) ir Winger-Ville skirstinys (Meng, Qu 1991) yra labiausiai populiarūs laiko ir dažnio skirstiniai. Tačiau svarbu naudoti sistemišką priartėjimą, kuriuo galima ištraukti naudingiausią informaciją. Principinė komponentų analizė (PCA) galėtų būti viena iš FE (požymių išryškavimo) technikų, kuri dažnai naudojama guolių defektams susekti ar klasifikuoti. PCA (principinė komponentų analizė) turi galimybę išskirti didžiausių skirtumų duomenų derinio kryptis ir išryškinti keletą tipingų požymių (t. y. principinių komponentų), projektuojant duomenis (Jackson 1991). Liao ir Li (2009) naudojo PCA požymiams išskirti iš bangelių pakelio mazgo energijos, generuotos iš guolių virpesių signalų, indėlį kaip efektyvų guolių degradacijos vertinimo modelį. Zhang, Hodkiewicz, Ma ir Mathew (2006) pasiūlė PCA pagrindu daugiavariantės analizės metodą siurblio būklės monitoringui. Jų eksperimentiniai rezultatai rodė, kad pagrindiniai komponentai, generuoti PCA iš įvairių virpesių požymių, turėjo galimybę parodyti tikrąją siurblio veikimo būklę. Malhi ir Gao (2004) pasiūlė PCA pagrindu požymių parinkimo priartėjimą guolių defektams klasifikuoti. Tačiau šis priartėjimas negali nustatyti parinktų požymių skaičiaus.

Laplaso tikrinių verčių žemėlapis (Roweis, Saul 2000) ir izožemėlapis (Belkin, Niyogi 2003), kuriais siekiama atskleisti esančios duomenų rinkinio įvairovės netiesinę struktūrą, pasirodė per pastaruosius keletą metų. Tačiau netiesinės savybės daro juos brangius skaičiuoti. Be to, jie duoda žemėlapius, kurie nustatomi tik mokymo duomenų taškuose, ir sunku natūraliai įvertinti žemėlapius pagal bandymų derinį. Šiuo metu naujas tiesinis duomenų sumažinimo ir FE (požymių ištraukimo) algoritmas, pavadintas vietinio saugojimo projekcija (LPP), buvo pasiūlytas He ir Niyogi (2004). LPP yra tiesinis projektavimo žemėlapis, naudojamas sprendžiant varijavimo problemą, kuri optimaliai išsaugo vidinę geometrinę duomenų derinio struktūrą mažoje erdvėje. Taigi pagrindinis skirtumas tarp PCA ir LPP yra tas, kad PCA padeda rasti Euklido erdvės struktūrą, o LPP padeda atskleisti vietinę įvairovės struktūrą. Dėl jo galimybės išskirti kryptis su didžiausia vietine įvairove duotame duomenų derinyje, yra tiriamas LPP tinkamumas išskirti naudingiausius požymius, kaip guolių veikimo vertinimo modelio įėjimas.

Darbe, parentame LPP išskirta efektyvia informacija (t. y. požymiais), išvystytas daugiavariantis statistinių procesų valdymu (MSPC) parentas modelis realizuoti tiesioginį guolio veikimo blogėjimo įvertinimą. Nors MSPC yra plačiai naudojamas gamyboje ir gamybos industrijoje, šie MSPC metodai nedaug buvo taikomi guolių darbo blogėjimui įvertinti. Naujas guolių veikimo skaičiavimo indeksas (Q statistika) yra išplėtotas derinant  $T^2$  ir kvadratinės numatymo paklaidos (SPE) statistiką bei eksponentinę pasvertą judančio vidurkio (EWMA) statistiką (pavadintą LPP-EWMA). LPP-EWMA nereikia taikinio verčių, atitin-

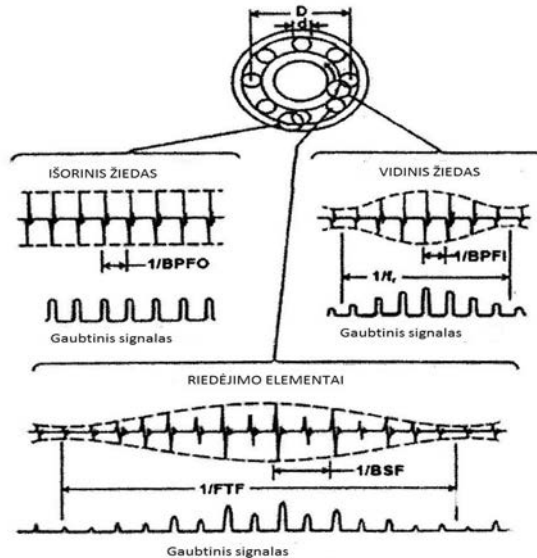
kančių įeities vektorius, o tai suteikia svarbių požymių: nereikia žmogaus įsikišimo modeliavimo metu ir mažai turi būti žinoma apie įeities duomenų charakteristikas.

Laiko srities metodai paprastai sieja statistinius požymius, kurie jautrūs impulsiniam osciliavimui, tokie kaip vidutinis kvadratinis (RMS), ekscesas, asimetriškumas, keteros faktorius, piko ir piko (P-P), impulsinis faktorius ir pakraščio faktorius (Ocak, Oparo 2004; Xi *et al.* 2000).

Dažnių srities metodai dažnai apima virpesių signalų dažnio analizę, siekiant rasti dažnių, susijusių su riedėjimo guoliais, charakteristikas, pvz., rutuliuko perėjimo išoriniu žiedu dažnį (BPFO)  $f_{BPFO}$ , rutuliuko praėjimo vidiniu žiedu dažnį (BPFI)  $f_{BPFI}$  ir rutuliuko sukimosi dažnį (BSF)  $f_{BSF}$ . Guolio darbo blogėjimui įvertinti jie nepajėgūs numatyti galutinę defekto klasę – guolių gedimo plitimą.  $f_{BPFO}$ ,  $f_{BPFI}$  ir  $f_{BSF}$ , panaudoti atskirai, negalėtų tinkamai įvertinti guolio darbą su viena būsima susekimo klase. Dėl to naujas požymis pavadintas jėgos maksimalaus defektinio dažnio santykis su vidurkiu (PMM) (Huang *et al.* 2007).

PMM atsižvelgia į visą trijų dažnių informaciją  $f_{BPFO}$ ,  $f_{BPFI}$  ir  $f_{BSF}$ , kuri geresnė blogėjimui įvertinti, kai galimi tik sveiko guolio duomenys.

FFT analizės rezultatų požymiai turi tendenciją suvidurkinti pereinamuosius virpesius ir tokiu būdu negali būti visa apimančiu guolių būklės matu. Šiai problemai išspręsti naudojama laiko ir dažnio srities analizė, padedanti išspręsti, kaip dažnis keičiasi bėgant laikui. Bangelių transformacija yra labai galingas įrankis laiko ir dažnio srities analizėje. Pagrindinis bangelių transformacijos privalumas yra signalų pateikimas laiko ir dažnio skirstinių diagramose su daugybine skyra. Ši savybė yra esminė norint aptikti guolio defektus, naudojant virpesių analizę. Bangelių energija gali atstovauti virpesių signalų charakteristikoms ir tokiu būdu naudojama kaip monitoringo ar diagnozės modelių įeities požymiai. Kai lokalizuojami defektai, atsirandantys žieduose ar rutuliukuose, virpesiai, kylantys dėl jėgų periodinio keitimosi, tampa amplitudiškai (amplitude) moduluoti. Kadangi gaubtinės analizė yra signalų apdorojimo technika amplitudei demoduluoti, pasikartojantys smūgiai, kurie buvo moduluoti, bus demoduluoti ir pasirodys gaubtinės spektre. Pavyzdžiui, bendrai FFT (greitąja Furjė analize) sunku identifikuoti BPFO, bet gaubtinės kartu su FFT tai identifikuoja efektyviau (Tse *et al.* 2001). Taigi gaubtinės signalų dažnio charakteristikų dydžiai šiuose tyrimuose yra pateikiami kaip originalūs požymiai. Panašiai kaip PMM iš FFT analizės, PMM iš gaubtinės analizės rezultatai taip pat yra skaičiuojami kaip vienas originalus požymis.



1.15 pav. Tipiniai pagreičių ir gaubtinės signalai iš riedėjimo guolio defekto vietos (Randall, Antoni 2011)

Fig. 1.15. Typical signals and envelope signals from local faults in rolling element bearings (Randall, Antoni 2011)

1.15 paveiksle pateikiami tipiniai pagreičių signalai, lokalizuoti pažeidimų įvairiose riedėjimo elemento guolio sudedamosiose dalyse, ir atitinkami gaubtinės signalai, gauti demoduliuojant amplitudę. Randall, Antoni (2011) parodė, kad gaubtinės signalų analizė teikia daugiau diagnostinės informacijos negu paprastų (neapdorotų) signalų analizė. Diagrama rodo, kad kai tik riedantis elementas suduoda į vietinį pažeidimą išoriniame ar vidiniame takelyje, susidaro smūgis, kuris visoje struktūroje tarp guolio ir keitiklio sužadina aukštojo dažnio rezonansus. Tas pats atsitinka, kai riedėjimo elemento pažaida suduoda į vidinį ar išorinį žiedą. Kaip aiškina McFadden ir Smith (1984), smūgio sužadinta eilė plačiajuosčių pliūptelėjimų toliau moduluojama amplitude.

1.15 paveiksle pateikiami tipiniai moduliacijos pavyzdžiai vienos krypties (vertikaliai) guolio apkrovai dėl veleno greičio vidiniame žiede paklaidų ir separatoriaus greičio riedėjimo elementu paklaidų. Pažymėtina, kad rutuliuko sukimosi dažnis yra dažnis, kuriuo pažeidimas smogia tą patį žiedą (vidinį ar išorinį) taip, kad čia yra du sukrėtimai per pagrindinį periodą. Tokiu būdu monotoniška BSF harmonika dažnai yra dominuojanti, ypač gaubtiniame spektre.

Tačiau čia yra kinematinis dažnis, neįvertinantis praslydimo, ir čia virtualiai visuomet turi būti kažkuris praslydimas, nes kampas  $\varphi$  kaitaliojasi su kiekvieno riedančio elemento padėtimi guolyje, kai keičiasi vietinės radialinės ir ašinės

apkrovos santykis. Tokiu būdu kiekvienas riedantis elementas turi skirtingą efektyvųjį riedėjimo skersmenį ir bando riedėti skirtingu greičiu, bet separatorius riboja riedėjimo elementų nuokrypį nuo jų vidutinės padėties, tokiu būdu priversdamas kažkiek atsitiktinai praslysti. Guolio dažnių keitimasis tipiškai yra 1–2 % eilės, drauge kaip ir nuokrypis nuo apskaičiuotos vertės ir kaip atsitiktinis vidutinio dažnio svyravimas. Šis atsitiktinis praslydimas, nors ir mažas, iš pagrindų keičia signalo pobūdį ir yra priežastis to, kodėl gaubtinės analizė dažnai ištraukia diagnostinę informaciją, netinkamą paprasto (žalio) signalo dažnių analizei. Tai reiškia, kad guolių signalai gali būti laikomi ciklo stacionariais. Tai taip pat leidžia atskirti guolio signalus nuo įrenginio (krumpliaračio) signalų, su kuriais jie dažnai yra painiojami (Randall, Antoni 2011).

Šie tyrimai rodo koks yra sudėtingas guolių defektų diagnozavimo procesas rotorinėms sistemoms, kurios neturi virpesių slopintuvų įnešančių ženkliai nepibrėžtis diagnostiniuose matavimuose.

## 1.6. Riedėjimo guolių gedimų prognozavimas

Dabartiniais metais pagrįstas monitoringas (CBM) buvo įdiegtas daugelyje gamybos sistemų, kur pasirodė tokių prognozės sistemų, kaip diagnostikos sistemų pakaitalas. Skirtingai negu tradicinė diagnostikos technika, prognostika daugiau sukaupia dėmesį į degradacijos susekimą, darbo įvertinimą ir liekančio laiko įvertinimą (Qui *et al.* 2003). Prognostika yra svarbi industrijoje dėl poreikio padidinti patikimumą ir sumažinti galimus gamybos nuostolius dėl mašinų gedimo. Sėkminga prognostika yra sunkesnė negu gedimų diagnozė. Sėkminga prognostika grindžiama efektyvių požymių (FE) išryškinimu, požymių parinkimu (FS), proceso ir mašinos elgsenos numatymo modeliu. Guolio gedimas – viena iš dažniausių rotorinių sistemų gedimo priežasčių.

Tokie gedimai gali būti katastrofiški, tad rotorinė sistema ilgą laiką veikia blogai, o tai turi ekonominių padarinių (Williams *et al.* 2001). Todėl reikalingos brangios ir automatizuotos prognozės sistemos, kurios galėtų anksti aptikti guolių gedimą ir taip padėtų išvengti lemtingų mašinos gedimų. Yra įvairių guolių gedimo priežasčių, tokių kaip netikslus montažas, rūgštinė korozija, blogas tepimas ir plastinė deformacija. Paprastai genda riedėjimo elemento, vidiniai žiedai, išoriniai žiedai ir rutuliukai. Guolių gedimą įvertinti sunku dėl to, kad defektuoto (blogo) guolio požymis yra pasklidęs plačioje dažnių juostoje ir gali būti užmaskuotas dėl triukšmo (Qui *et al.* 2003).

Riedėjimo guolių nuovargio (įprastai rezultatas yra atpleišėjimas ar įduba) priežastis yra pasikartojančių jėgų pridėjimas baigtiniam medžiagos tūriui, taip pat medžiagos praradimo nuo vidinio žiedo, išorinio žiedo ar riedėjimo elementų pasekmė (Kuhnell 2004). Guolio komponento laukiamas naudingas laikas

(RUL) gali labai prasitęsti po pirmojo pleišėjimo atsiradimo. Pirmalaikis guolio pašalinimas gali atsieiti labai brangiai, bet negalima leisti, kad susiklostytų aplinkybės, susijusios su mašinos ar personalo saugumu. Yra poreikis diagnozuoti ir prognozuoti riedėjimo guolius, tai grindžiama virpesių analize ir signalų apdorojimu, nes pagrindinė ekonominė tokio monitoringo nauda – gebėjimas numatyti minimalų darbo laiką prieš suirimą.

Tyrimo metu (Sawalhi *et al.* 2007) virpesių signalo, gauto iš riedėjimo elemento perėjimo per pleišytą erdvę, pėdsakas sudarytas iš dviejų pagrindinių dalių: pirma – riedėjimo elementas ima gesti, kita – riedėjimo elementas suduoda į užpakalinę gedimo briauną. Kai gedimas didėja, skirtumas tarp dviejų taškų, t. y. smūgio laikas, didėja, ir jeigu įėjties ir išėjties įvykiai būtų sėkmingai ištraukti iš virpesių signalo, gali būti nustatytas gedimo dydis. Tačiau atlikus tris tyrimus buvo aptiktas neatitikimas aprašant įėjties ir išėjties įvykius. Dėl to būtina atlikti daugiau tyrimų (Sawalhi *et al.* 2007).

Virpesių signalai iš defektuoto guolio, turinčio lokalizuotų pažeidimų, turi daug impulsų atsakų, kurie gaunami iš defektuotų dalių susidūrimų su kitais elementais. Šie impulsai generuojami beveik periodiškai, ir jų charakteristikos priklauso nuo defekto vietos – ar defektas yra ant vidinio, ar išorinio riedėjimo elementų takelio. Tarpas tarp impulsų varijuoja atsitiktinai, tam tikru dydžiu, dėl praslydimo, gaunamo dėl kintančio apkrovos kampo, o tai esant aukštesniems dažniams lydi defektų harmonikų tarša (defektų dažniai pasirodys kaip diskrečios nedidelės amplitudės harmonikos žemųjų dažnių srityje, bet bus užterštos (su tarša) aukštųjų dažnių srityje, kur jų amplitudės yra sustiprinamos dėl atitikimo rezonansams). Tiesioginis originalaus signalo spektras (pagreičių požiūriu) beveik neturi informacijos esant žemesiems dažniams maždaug impulsų intervalu, dėl žemos energijos esant guolių dažniams ir dėl maskavimo esant stipriems pagrindiniams triukšmams (Ho, Randall 2000).

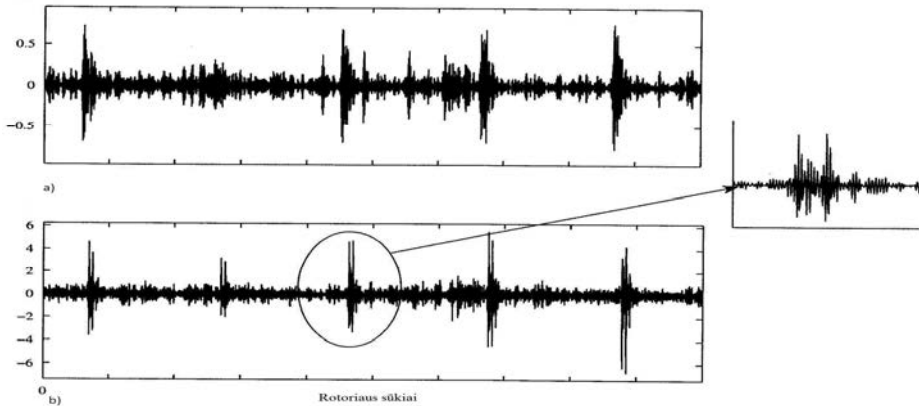
Rezonanso aplinkoje (aukštųjų dažnių sritis) ši informacija galėtų būti išraukiama, jei nebūtų atsitiktinių fluktuacijų, bet dažnai tai neįmanoma su mažo dydžio atsitiktinėmis fluktuacijomis, kai harmonikos uždengia viena kitą. Ši problema buvo sprendžiama dažnius analizuojančiu signalų atsakų gaubtinės analize arba aukštojo dažnio rezonanso technika (HRFT), gaunama dėl amplitudės demoduliacijos (Ho, Randall 2000). Šitas gaubimas paprastai taikomas dažnių sričiai, kur signalų santykis su baziniu triukšmu (SNR) yra didžiausias, pavyzdžiui, esant struktūrinio rezonanso, sužadinto pažeisto guolio, dažniui. Braun pademonstravo Hilberto transformacijos technikos vienalaikio demoduliacijos signalo su vienašonių spektru naudą (eliminuojuot maskavimą nuo nereikalingų neigiamų dažnių sudedamųjų dalių) ir tuo pat metu pasiekiant (dažnių) juostos perėjimo filtravimą filtru, artimu idealiajam. Taip pat buvo parodyta, kad kvadratu pakelta gaubtinė buvo tinkamesnė už anksčiau naudotą gaubtinę. Tuo pat metu buvo parodyta, kad SANC (savaiminio adaptavimosi triukšmo panaikini-

mas) yra galingas metodas norint pašalinti krumpliaračių signalų ir kitų diskretinių dažnių dalis.

Sawalhi, Randall (2011) paskelbė apie pusiau automatinį guolių pažeidimų sudėtingoje diagnostikos aplinkoje metodą, kuris jungė silpnų guolių signalų atskyrimą nuo stiprių pagrindinių virpesių, dažnai dominuojančių dėl deterministinių signalų nuo krumpliaračių. Dėl to signalai turi būti pirmiausia išdėstyti pagal eilę papildomai atrenkant pagal lygius veleno kampus taip, kad galėtų būti pašalintos pagal fazę sudarytos deterministinės sudedamosios dalys (Sawalhi, Randall 2007). Taip pat gali būti taikomi autoregresiniai (AR) metodai, tiesiškai numatant pašalinti deterministines sudedamąsias dalis. Spektrinis ekscesas (SK) „ekscosogramos“ būdu (Antoni, Randall 2006; Antoni 2007) naudojamas rasti optimalią juostą, kurioje signalo/triukšmo santykis tarp guolio signalo ir pagrindo triukšmo padaromas maksimalus (Worden *et al.* 2010). Antoni pasiūlė greitą eksceso diagramą, o šiuolaikiniai autoriai (Sawalhi, Randall 2005, 2011) pasiūlė bangelės ekscesą.

Sawalhi, Randall (2007) pasiūlytas metodas taip pat jungia MED (minimalios entropijos išsukimo iš susuktos) siekiant atskirti impulsinius didelio greičio guolio atsakus, kurie gali dengti vieni kitus. Šis metodas padeda rasti optimalų inversijos filtrą perdavimo funkcijai išsukti (iš matavimo taško šaltinio) iš originalių impulsų, tarus, kad šie impulsai labiau lokalizuoti laike. Čia naudojamas maksimalus eksceso kriterijus impulsyviausio šaltinio signalui, kuris gal lėmė matavimo rezultatą. Kai MED technika buvo pritaikyta žemesnio greičio guolių signalams įrenginio bandymo stende, buvo matomi dvigubi kiekvieno riedėjimo elemento perėjimo per atpleišėjusio tipo pažeidimą impulsai. Tai parodyta 1.16 paveiksle.

Buvo rasta, kad pagreičio atsakas iš įeities į atpleišėjimo tipo pažeidimą guolio takelyje ir išėjime iš jo yra labai įvairus, pirmiausia būdamas žemojo dažnio žingsnio atsaku, ir antra, plačios juostos impulso atsaku. Kadangi poveikio įvykis (impulso atsakas) turi daugiau energijos negu įeities įvykis (žingsninis atsakas) ir atitinka platesnę dažnių juostą, pirmasis žingsnis buvo pabalinti signalus, naudojant autoregresijos modelį. Buvo padidinta įeities įvykio reliatyvią energija, bet du įvykiai pagal dažnio turinį vis tiek yra skirtingi. Siekiant nustatyti aiškaus atskyrimo galimybę ir pažeidimo vidurkio apytikrą dydį, buvo naudoti du priartėjimai atpleišėjimo dydžio nustatymo galimybei.



**1.16 pav.** Filtruotas virpesių signalo spektrinis ekscesas (SK) su autoregresija (AR) (a) ir filtruotas signalas (b), naudojamas SK išryškinti AR ir išgauti minimalią entropiją (MED) (Sawalhi, Randall 2011)

**Fig. 1.16.** Filtered signal using SK enhanced with AR and filtered signal (b) using SK enhanced with AR and MED (Sawalhi, Randall 2011)

Pirmasis priartėjimas naudoja oktavos juostos bangelių analizę siekiant parinkti geriausią juostą (arba skalę) dviem impulsams su panašaus dažnio turiniu (jungtinis apdorojimas). Vėliau buvo generuota kvadratinė gaubtinė, taikant Hilberto transformacijos metodą ji paaštrintas, naudojant MED. Kepstras buvo panaudotas vidutiniam dviejų impulsų iš kelių realizacijų atskyrimui. Antruoju priartėjimu buvo atliktas skirtingas apdorojimas žingsninio ir impulso atsakams atskirti taip, kad jie kombinuotame signale būtų vienodai atstovaujami. Šiame apdorojime prieš tai nufiltruotas signalas dalijamas į dvi dalis (žingsnio atsako ir impulso atsako), kurios apdorojamos atskirai. Sustiprinti gaubtinės kvadrato signalai tada gali būti normalizuoti ir atgal kartu sudėti bei panaudoti kepstro vėlinimui nustatyti, bet kitaip laiko tarp dviejų įvykių skirtumas (paremtas piko reikšmėmis) gali būti paprasčiausiai išreikštas vidurkio ir standartinio nuokrypio verte. Nors abu metodai davė tinkamą pažeidimų dydžių esant skirtingiems greičiams priartėjimą, antrasis metodas, paremtas atskiru apdorojimu, yra tikslesnis ir mažiau klaidinantis, kai pristatomas vidurkio ir standartinio nuokrypio išraiška. Tačiau jis yra labai reiklus, turint reikalų su vidinio takelio pažeidimais, kur amplitudė ar impulsas priklauso nuo pažeidimo išdėstymo apkrovos zonos atžvilgiu (Sawalhi, Randall 2011).

Pirmasis priartėjimas reikalauja iš tyrėjo mažesnio įsikišimo, bet priklauso nuo kepstro naudojimo pažeidimo dydžiui nustatyti, ir tai klaidina labiau, negu iš įvykio išskaidymo matuojant vidurkį ir standartinį nuokrypį. Įeities ir išeities iš atpleišėjimo įvykiai buvo simuliuojami kaip modifikuoto žingsnio ir impulso

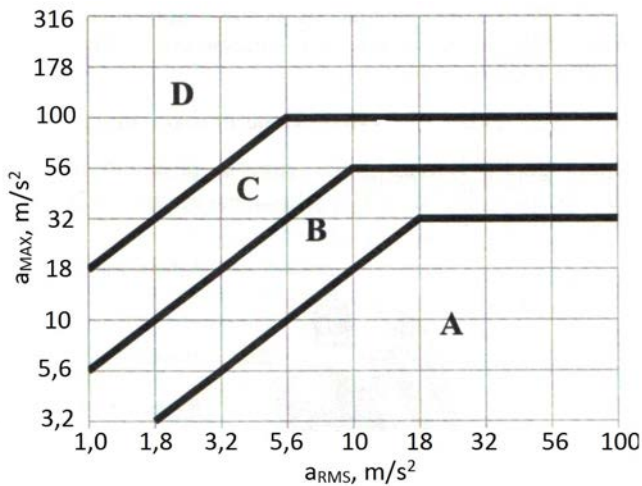


atsakas su tiksliai žinomais pradžios laikais taip, kad galima būtų nustatyti įvairių simuliacijos ir signalų apdorojimo parametrų įtaką nustatytiems vėlinimo laikams (laikui iki smūgio). Modeliavimas buvo vertingas nušviečiant tinkamo bangelių filtro charakteristikų parinkimo svarbą ir nurodant kepstro naudojimo apribojimus atpleišėjimo dydžiui rasti, kuris priklauso nuo skirtingos žingsnio ir impulso atsako prigimties. Kepstro rezultatai buvo pagerinti ribojant dinaminę ilgo spektro sritį, naudojamą kepstui skaičiuoti. Pagerinimas buvo geresnis, esant atskiram apdorojimui. Modeliavimas negalėjo paaiškinti matomos greičio įtakos pažeidimo dydžiui nustatyti, todėl tai reikia tirti toliau.

Sunku identifikuoti, kurie požymiai yra jautresni defektų išsivystymui ir pasklidimui mašinos sistemoje, nes įvairūs veiksniai veikia požymių efektyvumą, pvz., jutiklių vietos, signalų pavyzdžių laikas, signalų ir triukšmo santykiai (SNRs) duomenų gavimo sistemoje ir t. t. (Malhi, Gao 2004). Tačiau originalių požymių efektyvumas galėjo keistis dėl skirtingų darbo sąlygų. Taip pat originalių požymių dydžių rinkinio didumas dar toks didelis, kad sumažina prognozavimo modelių veikimą. Tačiau sisteminis artėjimas prie matmenų skaičiaus sumažinimo ir realios naudingos informacijos išskyrimas, paremtas originalių požymių rinkiniu, suteikia vertingą pamoką guolių darbo įvertinimui. Tačiau išgauti iš tikrųjų efektyvią informaciją, kaip prognostinių modelių įeiti, yra didelis iššūkis. Išvystytas naujas FE priartėjimas, LPP, pateikia geriausiai guolio veikimą rodančius požymius. Sumažinus duomenų skaičių ir išsaugant vietinę informaciją įeities požymiuose, ištirtas LPP grindžiamas MSPC priartėjimas LPP-EWMA guolio veikimo blogėjimui vertinti pagal jo pritaikymą tikrų aplinkybių scenarijui. Eksperimento rezultatai rodo, kad LPP-EWMA gali ankstyvame etape atpažinti silpną guolio blogėjimą ir aiškiai parodyti guolio veikimo gedimo plitimą visą jo naudojimo laiką. Dar daugiau, LPP-EWMA, kuriame nereikia iš anksto žinoti apie įvairius gedimus, daro jį naudingesnį ir patogesnį taikyti. Kitas iššūkis guolių prognostikai yra tas, kaip remiantis išskirtais požymiais efektyviai įvertinti guolio darbo blogėjimą. Vienas iš pirmųjų sunkumų efektyviai įdiegiant guolių prognozę yra atsitiktinis defektų didėjimas (Li *et al.* 2000). Net jei didelė požymių įvairovė gali būti išryškinta įvairiais požiūriais aprašant virpesių signalų charakteristikas, ankstesnis tiriamasis darbas parodė, kad kiekvienas požymis yra veiksnus tik tam tikram defektui tam tikru etapu (Xi *et al.* 2000). Efektyvi guolio veikimo numatymo sistema turėtų duoti optimalios informacijos privalumą – iš daugelio požymių numatyti sistemos veikimo blogėjimą. Keletas efektyvių blogėjimo įvertinimo priartėjimų buvo pasiūlyta mašinos veikimui įvertinti. Dirbtinių neuronų tinklų (ANN) naudojimas guolių defektams susekti buvo nagrinėtas seniai (Alguindigue *et al.* 1993; Malhi, Gao 2004). Abdel-Magied, Lopardo ir Wei (2000) išstbulino signalų apdorojimo techniką specialioms laikiniams požymiams, susijusiems su sukimosi mašinų defektų modomis iš viršutinių virpesių duomenų, kur statistiniu modeliu paremtas modelis

taikomas pažeidimų radimui riedėjimo guoliuose įdiegti. Huang *et al.* (2007) pasiūlė susiorganizuojantį žemėlapi (SOM) ir dirbtiniais neuronų tinklais (ANN) pagrįstą metodą blogėjimui įvertinti ir liekamajam guolių laikui numatyti. Iššūkis – kaip sukonstruoti efektyvią požymių poerdvę iš galimų kandidatinių požymių, kurie galėtų nuolatos iliustruoti blogėjimo pavyzdį. Pan, Chen ir Guo (2009) pasiūlė remiantis vektorių duomenimis paremto aprašymo (SVDD) guolio blogėjimo vertinimo priartėjimą, kai naudojama bangelių paketo skaidymu paremta energija, kaip SVDD įeities požymiai. Modelio trūkumas tas, kad SVDD gerai neveikia modeliuojant duomenis su daugiamačiumi požymiu iš daugelio darbo sąlygų, o tai riboja jo naudojimą realiame pasaulyje.

Darbe, paremtame LPP išskirta efektyvia informacija (t. y. požymiais), išvystytas daugiavariantis statistinių procesų valdymu (MSPC) paremtas modelis realizuoti tiesioginį guolio veikimo blogėjimo įvertinimą. Teigiama, kad jokie tyrimo rezultatai iki šiol nebuvo publikuoti apie LPP naudojimą mašinų (pvz., guolių) būviui prognozuoti. Tai padeda panaudoti LPP norint įvertinti FE ir MSPC mašinų būklę. Darbe siūlomas, naudojant LPP, guolio veikimo įvertinimo modelis LPP-EWMA guolių prognozės sistemai. Jei svarbūs naudingi požymiai išskiriami naudojant LPP iš originalaus požymių derinio, kuris yra daugiadimensis ir turi daug nenaudingos informacijos, požymiai naudojami automatiniam guolio defektų nustatymui ir veikimui įvertinti naudojant LPP-EWMA. Prognozė yra numatomo palaikymo įrankis, padedantis analizuoti tai, kas vyksta su mašinos veikimu. Labiau pažengusi prognozė fokusuojasi į darbo blogėjimo įvertinimą, kad galima būtų gedimus numatyti ir jų išvengti (Williams *et al.* 2001). Prognoze paremtą modelį sudaro nuolatinis kontroliuojamos mašinos sąlygų vertinimas. Tai padeda sėkmingai aptikti defektą, įvertina jo sunkumą ir nustato liekamąjį mašinos veikimo laiką. FE koncepcija tiksliai nustatyti guolio darbo blogėjimą yra svarbus žingsnis, padedantis realizuoti tiesioginę guolių būklės stebėjimo platformą. Laiko srities metodai paprastai sieja statistinius požymius, kurie jautrūs impulsiniam osciliavimui, tokie kaip vidutinis kvadratinis (RMS), ekscesas, asimetriškumas, keteros faktoriai, piko ir piko (P-P), impulsinis faktorius ir pakraščio faktorius (Ocak, Oparo 2004; Xi *et al.* 2000). Dažnių srities metodai dažnai apima virpesių signalų dažnio analizę, siekiant rasti dažnių, susijusių su riedėjimo guolių defektais. Tiriant virpesių poveikio guolio elementams intensyvumą, matuojami mechaninių virpesių parametrai, sudaromi virpesių matavimo duomenų formatai ir kartu su technologinio proceso parametrais įvertinama techninė mašinos būklė, nustatomi defektai ir stebimas tendencijų vystymasis iki gedimo (1.17 pav.)



**1.17 pav.** Virpesių pagreičių normos pagal virpesių intensyvumo sritis: A – techninė būklė gera; B – techninė būklė patenkinama; C – techninė būklė nepatenkinama; D – techninė būklė avarinė (Table of Criteria... 2000)

**Fig. 1.17.** Norms of vibration acceleration in accordance with vibration intensity areas: A – technical state is good; B – technical state is satisfactory; C – technical state is not satisfactory; D – technical state is emergency (Table of Criteria... 2000)

Klasikinės rotorinės sistemos aprūpintos nuolatinėmis agregatų būklės stebėsenos virpesių monitoringo sistemomis. Šios sistemos agregato būklę apibūdinančius parametrus (daugiausia mechaninius virpesius) lygina su leistinomis pagreičio arba greičio kvadratinių vidurkių reikšmėmis (1.17 ir 1.18 pav.). Pasirodė, kad tokio tipo globalinio ir lokalinio virpesių monitoringo sistemos yra gana patikimos, todėl iki šiol naudojamos sudėtingų agregatų būklei įvertinti (kaip avarinė apsauga). Išcentrinių pieno separatorių ratorių guolių gedimai susiję su didelėmis remonto išlaidomis ir produkcijos nuostoliais, todėl būtina nustatyti įrenginio būklės pakitimus ankstyvame etape (1.17 ir 1.18 pav.). Tam naudojamos periodinio ir nuolatinio stebėjimo virpesių būklės ir diagnostinės kontrolės sistemos (Isermann 1997).

Periodinė virpesių monitoringo sistema pagrįsta sistemingu virpesių matavimu su nešiojamaisiais matavimo prietaisais. Matavimai atliekami tam tikru periodiškumu. Matavimo duomenys analizuojami ne tik matuojant, bet ir asmeniniu kompiuteriu.

Pagrindinis periodinio virpesių monitoringo reikalavimas – tinkamai parinkti matavimų periodus ir matuojamų parametrų skaičių išankstiniams gedimams

nustatyti. Periodinio virpesių monitoringo diagnostikai naudojami matavimo duomenys, gauti tiesioginio ir netiesioginio matavimo metu, bei visi sukaupti duomenys, esantys asmeniniame kompiuteryje.

Virpesių greitis, $v_{RMS}$ mm/s	1 Klasė	2 Klasė	3 Klasė	4 Klasė
	Mažos mašinos	Vidutinės mašinos	Didelės galios su standžiu pamatu	Didelės galios su tampriu pamatu
0,28				
0,45	Techninė būklė gera			
0,71				
1,12				
1,80				
2,80	Techninė būklė patenkinama			
4,50				
7,10	Techninė būklė nepatenkinama			
11,20				
18,00				
28,00	Techninė būklė avarinė			
45,90				

**1.18 pav.** Virpesių greičio kvadratinio vidurkio normos pagal virpesių intensyvumo sritis (ISO 10816-1:2004)

**Fig. 1.18.** Norms of vibration speed mean square in accordance with areas of vibration intensity (ISO 10816-1:2004)

Pirmas paprasčiausias virpesių monitoringo matavimo periodiškumo principas, renkantis pastovų intervalą, atsižvelgiant į paskutinių matavimų parametų kitimus ir kt.

Periodinio virpesių monitoringo sistemų pasaulinėje praktikoje populiariausi matavimų metodai yra šie (Bourdon *et al.* 2014; Dyniewicz *et al.* 2014; Rondall *et al.* 2011; Siegel *et al.* 2012): Bendrasis virpesių metodas (*Overall Method*). SPM (*Shock Pulse Method*). Gaubtinės metodas (*Envelope Method*). Dažnių spektrinė analizė. SEE technologija (*Spectral Emitted Energy Technology*) ir kt.

Praktikoje dažniausiai naudojami pastovūs matavimo periodai. Pastovusis periodiškumas atliekant virpesių matavimus ne visada padeda nustatyti defektus ankstyvu formavimosi etapu, todėl dalis praleidžiama ar pastebima per vėlai.

Periodinis virpesių monitoringas turi didelę virpesių matavimų neapibrėžtį, nes matavimus atlieka skirtingi operatoriai, matuojant keičiasi jutiklio tvirtinimo

vieta, dažnai ir aplinkos sąlygos ir panašiai. Be to, jei virpesių monitoringo rezultatai naudojami diagnostikos tikslams, ši matavimo neapibrėžtis turi įtaką diagnostikos rezultatui, t. y. diagnozės (sistemos techninės būklės) nustatymo patikimumui. Jei virpesių monitoringas byloja apie virpesių amplitudžių padidėjimą, tai ne visada būna defekto plitimo priežastis, nes dažnai neužtenka vien informacijos apie virpesių pasikeitimo tendencijas, reikalingas detalesnis tyrimas.

Nuolatinis rotorinių sistemų techninės būklės monitoringas, pagrįstas virpesių matavimu, analize ir technologinio proceso parametrų stebėjimu, yra viena iš sudedamųjų dalių, leidžiančių užtikrinti patikimą sistemos darbą. Nuolatinė virpesių monitoringo sistema yra taikoma rotorinėms mašinoms. Sistema kaupia informaciją duomenų bazėje nustatytais virpesių monitoringo duomenų formatais, tuo užtikrindama operatyvią ir greitą informaciją inžinieriams, valdantiems agregatą (ISO 10816). Kaip rodo pasaulinė patirtis, mašinų ir įrenginių būklės praktinė kontrolė atliekama naudojant tiek stacionarias, tiek nešiojamuosius matavimo įrenginius ir analizavimo sistemas.

Virpesių monitoringo technologija pagal taikomus metodus, taikymo sritį ir įrangą gana plati. Ji apima virpesių spektrinę analizę, pagrįstą virpesių amplitudžių ir dažnių tyrimu bei virpesių amplitudžių fazių, nesubalansuotumo vektorių, aukštesnių harmonikų analizę reliatyviųjų veleno vibracijų poslinkių, orbitų matavimus bei kitus tyrimus. Svarbi virpesių monitoringo dalis yra rotorinės mašinos įsisukimo, stabdymo, apkrovimo ir kitų parametrų keitimosi grafikas. Tai – virpesių amplitudžių ir fazių kitimas, priklausomai nuo mašinos sukimosi dažnio. Pavyzdžiui, amplitudės ir fazės priklausomybė nuo rotoriaus sukimosi dažnio – Bodė kreivės, polinės diagramos, veleno orbitos ir kt. taip nustatomi rezonansiniai rotorinių dažniai. Šie spektro dažniai naudojami rotorinių mašinų greitėjimo ir stabdymo apkrovos didinimo (mažinimo) algoritmams sudaryti, kad nebūtų pažeisti guoliai, labirintiniai sandarinimai ir kt., t. y. užtikrinti techniškai valdomą mašinos leidimą ir stabdymą.

Tačiau tokios sistemos dar neįgyvendintos išcentrinių pieno separatorių, pieno valytuvų ir baktofugų rotorinių sistemų guolių stebėsenai dėl specifinės šių įrenginių konstrukcijos.

## **1.7. Pirmojo skyriaus išvados ir tyrimo uždavinių tikslinimas**

Atlikus mokslinės literatūros apžvalgą, galima daryti šias išvadas:

1. Vystantis mokslui ir techninėms galimybėms, tobulėjo rotorinių sistemų guolių defektų analizės, modeliavimo, tyrimo metodai bei diagnostavimo ir monitoringo sistemos, pagrįstos virpesių analize, tačiau išcentrinių pieno separatorių

rotorių guolių su virpesių slopinimo sistemomis diagnostiniams tyrimams buvo skirta mažai dėmesio, ypač:

- rotorinių sistemų riedėjimo guolių su virpesių slopintuvais tyrimų, veikiančių diagnozavimo tikslumą, nustatymui ir jų įtakos netiesioginių diagnostinių matavimų tikslumui apskaičiuoti;
- rotorinės sistemos virpesių slopinimo elementų modeliavimui veikiant impulsiniam žadinimui;
- eksperimentiniams išcentrinių pieno separatorių elementų ir rotorinės sistemos dinamiu režimu virpesių tyrimams ir diagnozavimo neapibrėžties įvertinimui;
- netiesioginių diagnostinių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įvertinimams.

2. Mokslinėje literatūroje daug dėmesio skiriama riedėjimo guolių nedidelių defektų aptikimui, modeliavimui, prognozavimui ir diagnozavimui, tačiau nepakankamai dėmesio skirta guolių virpesių slopinimo sistemos sumodeliuotų ar išmatuotų virpesių signalų guoliams su defektais ir be jų patikimumo nustatymui.

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

1. Pasiūlyti rotorinių sistemų slopinimo elementų virpesių perdavimo funkcijų įvertinimui, taikyti formantinius modelius.
2. Pasiūlyti rotorinių sistemų su slopintuvais dinamikos tyrimo ir defektų diagnostikos metodiką, leidžiančią vertinti rotoriaus guolių sutrikimus.
3. Atlikti eksperimentinius rotorinės sistemos su slopintuvais virpesių tyrimus, išanalizuoti rezultatus ir įvertinti guolių defektų diagnozavimo patikimumą.
4. Išanalizuoti virpesių tiesioginių ir netiesioginių matavimų rezultatų neapibrėžtis bei paklaidas ir pasiūlyti sprendimus, leidžiančius padidinti diagnostinių matavimų patikimumą.

---

## Išcentrinių pieno separatorių rotorinės sistemos dinaminiai tyrimai

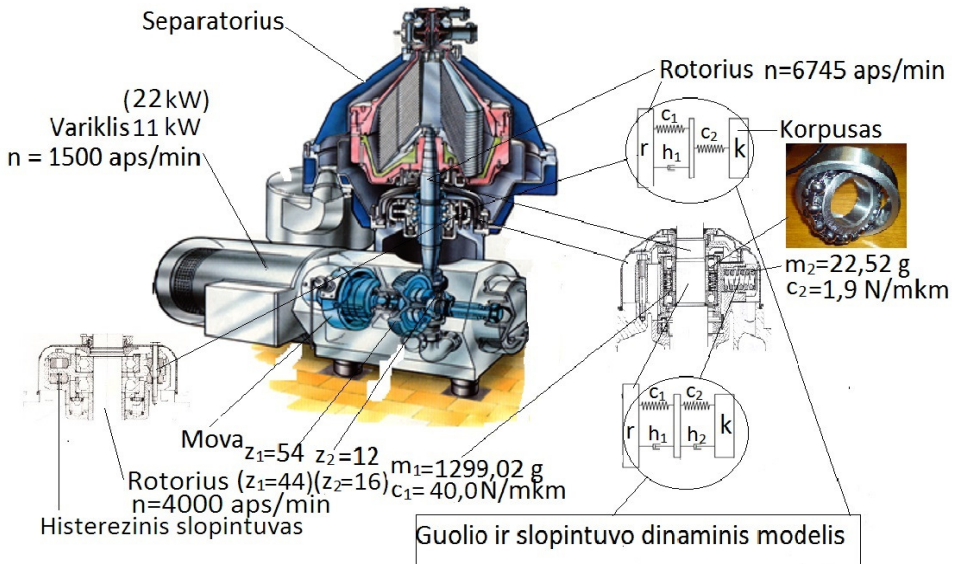
Tyrimų tikslas – taikant formantinius modelius išanalizuoti separatoriaus rotoriaus guolių virpesių slopinimo sistemų elementų dinamines charakteristikas, atspindinčias gedimų dažnius. Tikslui įvykdyti buvo sudarytas sistemų elementų dinaminis ir matematinis modelis, atliktas sistemos modeliavimas naudojant impulsinio tipo žadinimą. Sudarytas rotorinės sistemos dinaminis modelis leidžia analizuoti slopintuvo perduodamumus ir būdingus virpesius. Skyriaus tematika paskelbta du autoriaus straipsniai (Slivinskas *et al.* 2009; Vekteris *et al.* 2013).

### 2.1. Rotorinės sistemos elementų tyrimo metodologija

Pieno separatorių (skirtingo našumo) rotorinės sistemos su slopintuvais elementų scheminis vaizdas parodytas 2.1 paveiksle.

Vienas iš svarbių diagnostinio modeliavimo uždavinių – realių dinaminių sistemų modeliavimas, naudojantis matematiniais modeliais, konstruktyviais algoritmais ir kompiuterinėmis programomis. Viena iš tokių išskirtinių dinami-

nių sistemų yra rotorinės sistemos su virpesių slopintuvais, kurių diagnostika yra problematiška ir reikalauja specifinio modeliavimo paremto akustinės emisijos analogu. Praėjusio amžiaus 8-ajame dešimtmetyje mokslinėje literatūroje buvo plačiai nagrinėjamas dinaminis realizacijos uždavinys.



**2.1 pav.** Pieno separatoriaus rotorinės sistemos elementų schemas  
**Fig. 2.1** Schema of element of the milk separator rotor systems

Nepaisant išvystytos, matematiškai griežtos minimalios realizacijos teorijos ir minimalios realizacijos algoritmų gausos, juos taikant praktiškai nepavykdavo gauti svaresnių rezultatų. Tai susiję su tuo, kad minėti algoritmai pradiniais duomenimis naudojo sistemos Markovo parametrus, kurių gavimas susijęs su diferencijavimo veiksmu. Esant kad ir nedideliems duomenų matavimo triukšmams, Markovo parametrai būdavo įvertinami netiksliai, o netikslių įvertinimų naudojimas minimalios realizacijos algoritmuose neleisdavo gauti tikslesnių sistemos modelių. Atrodo, kad nagrinėjamos sistemos modeliui įvertinti tikslingiau būtų naudoti ne Markovo parametrus, o baigtinį skaičių vienu žingsniu paimtų sistemos impulsinės reakcijos matavimų. Todėl atsiranda dar viena problema, kaip atkurti tolydinį signalą, naudojant jo diskretinius matavimus. Tai susiję su ekstrapoliacijos ir interpoliacijos uždaviniu. Yra žinoma klasikinė Kotelnikovo ir Šenono teorema, kuri leidžia atkurti tolydinį signalą iš diskretinių jo atskaitų, esant sąlygai, kad signalo spektras yra baigtinis. Tačiau dinaminis realizacijos uždavinys



jimo signalų spektrai paprastai nėra baigtiniai. Mokslinėje literatūroje nuo to laiko iki dabar labai plačiai naudojami gęstančių ir negęstančių sinusoidžių adityvaus mišinio modeliai. Sukurta daugybė metodų tokių modelių parametrus įvertinti. Vieną iš tokių metodų dar 1795 m. sukūrė Prony. Šiame metode naudojamas kompleksinių eksponenčių sumos modelis. Šis metodas, nors buvo sukurtas anksčiau negu Furjė metodas, ilgą laiką buvo užmirštas, ir tik atsiradus galimybėms realizuoti sudėtingesnius algoritmus su kompiuteriais, vėl buvo prisimintas ir intensyviai plėtojamas. Bet Prony metodas, kaip ir daugelis panašių metodų, neturėjo teorinio pagrindo, nebuvo aišku, ar naudojamas modelis jau yra pats sudėtingiausias konstruktyvus modelis ar tai tik atskiras uždavinys, ar tai susiję su išvystytomis dinaminėmis sistemomis ar su dinaminėmis sistemų minimalios realizacijos teorija konkrečiai (Slivinskas *et al.* 2007). Taip pat jau tada buvo plačiai naudojama formantės sąvoka fonetikoje, kalbos garsų modeliuose, kuri buvo apibrėžiama kaip signalo spektrinės charakteristikos požymiai, pasireiškiantys rezonansai. Eksperimentinėje diagnostikoje plačiai naudojami akustinės emisijos metodai mikro ir makro defektams nustatyti, kadangi guolio defektai generuoja impulsinio tipo signalus. Todėl buvo užsibrėžtas tikslas sukurti rotorinių sistemų slopintuvų elementų signalų formantinės analizės metodologiją, remiantis matematiškai apibrėžta formantės sąvoka, ir taip gaunant elemento perdavimo charakteristiką, analizuojant korpuso virpesių spektro keitimąsi laike ir darant sprendimus apie pasireiškenčių dažnių ptežastis. Tai gali būti panaudota guolio gedimo diagnostikai, nustatant gedimo dažnius. Tokiam tyrimui geriausiai tinka modeliavimo metodologija, paremta formantiniais modeliais kaip akustinės emisijos analogu. Nežinomiems modelio parametrus įvertinti taikomas mažiausiųjų kvadratų metodas. Parametrų įvertinimo uždaviniui teikiamas specialus konstruktyvus matricinis algoritmas, taikantis Levenbergo optimizacijos metodą. Tuo atveju, kai signalai yra matuojami triukšme, parametrų įvertinimai negali būti be galo tikslūs. Parametrų įvertinimo tikslumą nusako CRB formulės.

## 2.2. Virpesių slopinimo sistemos elemento tyrimas formantiniais modeliais

Sistemos neardomosios diagnostikos tyrimai jos darbo būklės tinkamumui įvertinti ar pradinio gedimo signalams susekti, kurie leistų panaudoti jų prevencijos priemones, yra plačiai naudojami praktikoje ir yra labai efektyvūs. Jie yra plačiai naudojami didelio greičio rotoriaus sistemos guolių tinkamumui įvertinti, netabdant jų darbo ir neišardant. Tačiau yra sistemos, kuriose dėl konstrukcinių savybių tokie tyrimai yra sudėtingi. Vienos iš jų yra centrifugų sistemos, kurių guolių atramos daugeliu atvejų tampriaisiais elementais yra atskirtos nuo išorinio

rėmo, o tai riboja visos eilės virpesių spektro dedamųjų, susijusių su guolių gedimais, perdavimą į rėmą (Vekteris *et al.* 2003). Tinkamam tokių sistemų perdavimo savybių įvertinimui tikslinga tirti tampriojo elemento perdavimo funkciją, sudarant jos tinkamą matematinį modelį. Tai leistų spręsti apie galimybę rasti dažnius, susidarantiuos dėl guolių gedimo, matuojant išorinio kūno virpesius. Tam tikslui naudinga nustatyti tampriojo elemento perdavimo funkciją. Tokiu tampriu elementu, naudojamu centrifugos separavimo aparatuose, kurio diagnostiniai tyrimai yra svarbi priemonė saugiam leidžiamų darbo resursų naudojimui, yra spyruoklinis elementas. Šiam tyrimui geriausiai tinka tyrimo metodologija, paremta formantiniais modeliais.

Impulsinio tipo žadinimui sukurti buvo panaudotas 2.2 paveiksle pavaizduotas standas. Spyruoklinis elementas buvo užspaustas tarp dviejų, viena nuo kitos izoliuotų, stangrių sistemų. Matavimo jutikliai buvo pjezoelektriniai akcelerometrai, pritvirtinti prie abiejų spyruoklės galų. Jie registravo abiejų sistemų virpesių pagreičius spyruoklės galuose. Daugumoje guolių gedimas sukelia impulsinio tipo žadinimą, lydymą plataus dažnių spektro virpesių, kurių vaizdas yra gedimo diagnostikos pagrindas. Buvo suduoti keli smūgiai vieno iš tampriųjų elementų žadinimui ir buvo matuojamas abiejų spyruoklės galų perdavimo procesas (signalai laike). Buvo tirta vienos sistemos reakcija į žadinimą ir jo perdavimas į kitą sistemą. Standas buvo sudarytas iš dviejų masyvių plokščių su prie jų pritvirtintomis palyginti nestandžiomis stačiakampio skerspjūvio plokštėmis, kurios imitavo dvi atskiras sistemas – veleno ir korpuso. Šios sistemos buvo viena nuo kitos izoliuotos standžiomis gumos atramomis.



**2.2 pav.** Virpesių perdavimo spyruokle savybių tyrimo standas:

1 – pjezoelektrinis akcelerometras; 2 – spyruoklė; 3 – tamprusis ryšys

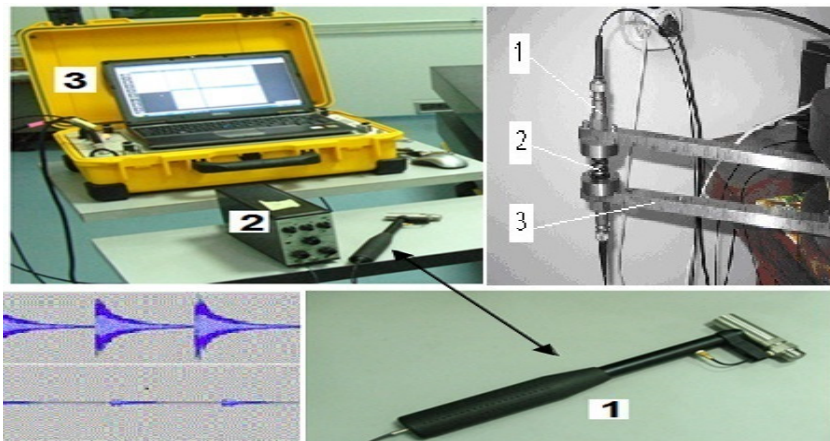
**Fig. 2.2.** Stand for researching of oscillations transfer properties by the spring:

1 – the piezoelectric accelerometer; 2 – the spring;

3 – the elastic band

*Tyrimo metodai.* Spyruoklės virpesių perdavimo savybėms tirti reikia sukurti matematinį modelį, leidžiantį skaičiuoti šito elemento perdavimo funkciją, kuria naudojantis būtų galima įvertinti tampriojo elemento įtaką tinkamai diagnostikai.

Siekiant sukurti matematinį modelį, viršutinei plokštei buvo suduoti keli smūgiai plaktuku (2.3 pav.) tokiu dažniu, kad reakcijos procesas jo žadinimo pabaigoje būtų padengtas kitu smūgiu. Vėliau šios realizacijos buvo apdorotos greituoju Furjė metodu atitinkamų dažnio zonų tyrimui ir vėliau modeliuojant slopinamų interaktyvių sinuso bangų sumą. Realizacijos nuoseklių smūgių forma padeda parinkti geresnės kokybės reakcijos (atsako) signalus ir gerokai tiksliau modeliuoti procesą, įvertinant papildomų smūgių, turinčių mažesnę slopinimą, savybes – proceso pabaigoje tokie papildomi smūgiai dėl jų netiesinių charakteristikų truputį nukrypsta, sukeldami netinkamą iteracijų augimą pasikartojančiame sudedamųjų dalių nustatymo algoritme. Antrojo reakcijos signalo momentu, naudojant pradinis duomenis, sudedamųjų dalių charakteristikos yra truputį suvidurkinamos.

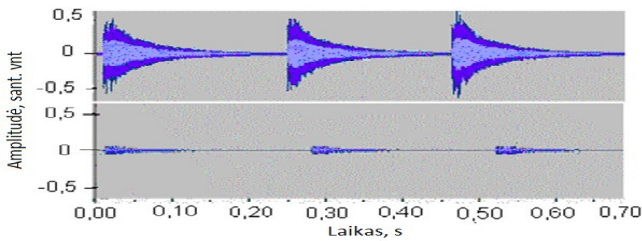


**2.3 pav.** Smūginiam virpesių žadinimui naudojamos Danijos firmos „Brüel & Kjær“ matavimo priemonės: 1 – žadinimo plaktukas 8202 su jėgos matavimo keitliu 8200; 2 – stiprintuvas 2626; 3 – kilnojamoji matavimo rezultatų apdorojimo įranga „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu; 1, 2, 3 – modeliuojamos sistemos elementai (2.2 pav.)

**Fig. 2.3.** Equipment used for the impact excitation (“Brüel & Kjær”): 1 – the impact hammer 8202 with the force transducer 8200; 2 – the amplifier 2626; 3 – the portable measurement results processing station „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“; 1, 2, 3 – elements of the modeling system (Fig. 2.2)

Gautiems iš akceleratorių signalams perkelti į skaitmeninę formą buvo panaudota garso signalų skaitmeninio perkėlimo procedūra. Tada gautasis signalas buvo filtruojamas nuo didesnių nei 5000 Hz priedų ir du kartus integruojamas. Gautieji įėjties ir išėjties signalai parodyti 2.4 paveiksle. Signalai buvo apdoroti naudojant greitosios Furjė transformacijos procedūrą, ir buvo analizuojamas įėjties ir išėjties signalų spektras. Įėjties ir išėjties signalams modeliuoti buvo rasta, kad geriau paimti trumpą dažnių intervalą. Parinktasis intervalas turėtų apimti dažnius, kurie galėtų atsirasti dėl guolių gedimo (Vekteris *et al.* 2003). Šio dažnio intervalo spektras gali turėti aiškų rezonansą, sudarytą viršutinėje stendo sistemoje, kuris yra įėjties žadinimas spyruoklei. Šiuo atveju viršutinės stendo sistemos (standumo ar masės) charakteristikos turėtų būti pakeistos reikiamam įėjties signalui gauti.

Išmatuotų signalų spektras yra labai platus, todėl sunku ar neįmanoma tokį procesą modeliuoti. Kita vertus, guolių gedimai sukelia virpesius, kurių pagrindiniai dažniai neviršija tam tikros ribos, kuri nustatoma guolio sukimosi dažniu, riedančių elementų guolyje skaičiumi ir guolio darbo sąlygomis (Vekteris *et al.* 2003).

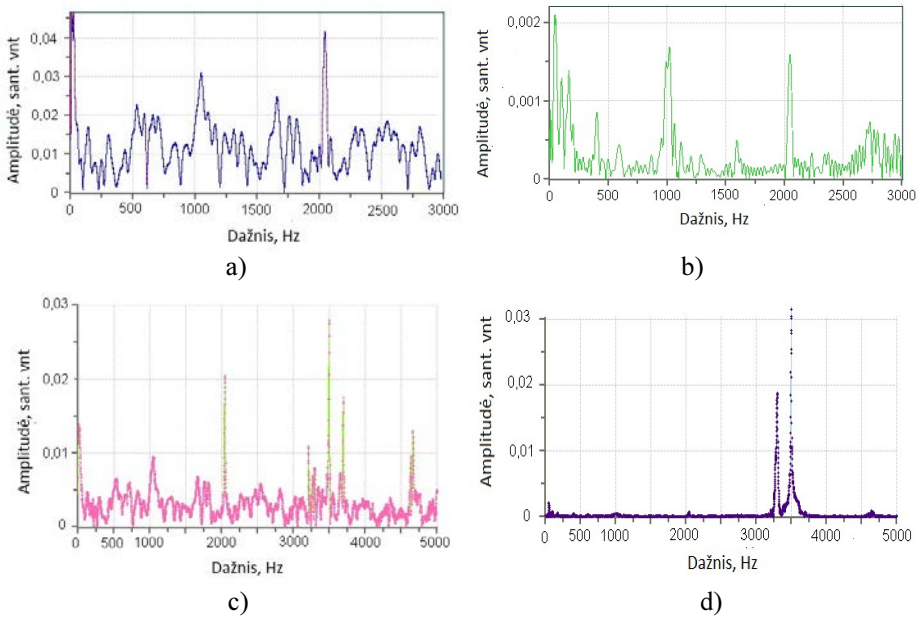


**2.4 pav.** Įėjties ir išėjties signalai, veikiantys spyruoklės galus R  
**Fig. 2.4.** Input and output signals acting spring ends

Įėjties ir išėjties signalų spektrai parodyti 2.5 paveiksle. Matome, kad dažniuose nuo 0 iki 3000 Hz įėjties ir išėjties signalų amplitudės skiriasi apie 20 kartų, o iki 5000 Hz amplitudės išėjimo signalo panašios tik esant 3250 Hz ir 3500 Hz kitiems dažniams skiriasi daugiau kaip 20 kartų.

Pieno separavimo įrenginių rotorinės sistemos charakteringi riedėjimo guolio gedimo sukimosi dažniai, tiriant spyruoklinį elementą, sudėtis (Vekteris *et al.* 2003): 45,8 Hz (guolio separatoriaus sukimosi dažnis), 112,4 Hz (rotoriaus sukimosi dažnis), 224,8 Hz (dvigubas rotoriaus sukimosi dažnis), 595,4 Hz (rutuliukų riedėjimo išorinio guolio žiedo takeliu dažnis), 577,3 Hz (rutuliukų riedėjimo defektinis dažnis), 288,4 Hz (rutuliukų sukimosi dažnis), 866,4 Hz (rutuliukų riedėjimo vidinio guolio žiedo takeliu dažnis), 1190,0 Hz (rutuliukų riedėjimo išorinio guolio žiedo takeliu dvigubas dažnis), 1154,6 Hz (rutuliukų riedėjimo dvigubas dažnis). Gali būti rasta, kad šios ribos yra kur kas siauresnės. Stengiamasi modeliuoti įėjties ir išėjties procesą siauresniame dažnių ruože: 40–

50 Hz, 110–190 Hz, 200–250 Hz, 480–600 Hz, 600–690 Hz, 795–885 Hz, 957–1077 Hz, 1215–1340 Hz, 2014–2080 Hz. Tirtieji trumpi dažnių intervalai parodyti 2.6 paveiksle. Matome, kad dažnių ruože 600–690 Hz (2.6 pav., a, b) amplitudės skiriasi apie 50 kartų, o amplitudžių minimumai pasireiškia esant 615 Hz ir 635 Hz atitinkamai. Aukštesnių dažnių intervale (2.6 pav. c, d) amplitudės skiriasi apie 10 kartų, o jų maksimumai pasireiškia esant 1060 Hz ir 1020 Hz atitinkamai. Tai rodo mažesnę aukštų dažnių slopinimą.



2.5 pav. Įeities (a, c) ir išeities (b, d) signalų dažnio spektrai

Fig. 2.5. Frequency spectres of the input (a, c) and output (b, d) signals

**Tampriojo elemento įeities ir išeities modeliavimas.** Impulsinis abiejų – įeities ir išeities – atsakas buvo modeliuojamas, kaip kvazipolinomų suma:

$$h(t) = \sum_{i=1}^m f_i(t), \quad (2.1)$$

čia polinamai sudaryti iš polinomų narių, turinčių daugiklius, apskaičiuotus iš slopintų sinusoidžių. Apribosime iki kvadratinės eilės polinomų forma:

$$f_i(t) = e^{\lambda_i t} \left[ a_{i1} \sin(2\pi\omega_i t + \varphi_{i1}) + a_{i2} t \sin(2\pi\omega_i t + \varphi_{i2}) + a_{i3} t^2 \sin(2\pi\omega_i t + \varphi_{i3}) \right], \quad (2.2)$$

čia  $\omega_i$  – tiriamos formantės kampinis dažnis;  $\lambda_i$  – slopinimo faktorius;  $a_{i1}, \dots, a_{i3}$  tiriamų formančių komponentų amplitudės;  $\varphi_{i1}, \dots, \varphi_{i3}$  – fazių komponentai.

Dažnių ir slopinimo veiksniai buvo įvertinami Prony metodu. Pradinėms apskaičiuotoms vertėms pagerinti buvo panaudota iteracinė netiesinė Levenbergo optimizacija. Detaliai polinomo narių skaičiavimo algoritmas aprašytas Sliivinsko ir Šimonytės (2007) darbe. Vienas iš ypatumų, modeliuojant procesus mažam (trumpam) dažnių intervalui, yra modelį sudarančių formančių (dažnio pikų) skaičiaus priėmimas. Trumpam dažnių intervalui mūsų atveju tikslinga imti vieną ar du formantus ( $m = 1$  ar  $m = 2$ ), atitinkančius dažnius, artimus tiems, kurie matomi duoto dažnių intervalo amplitudinėse dažninėse charakteristikose. RMSE (*Root-mean square error* – vidutinė kvadratinė paklaida), įvertinanti modelio korektiškumą, šiuo atveju neviršija 5 % visoms dažnių atkarpoms.

Pasirinkome dvylika slopintų sinusinių bangų modelį su vidutiniu kvadratiiniu nuokrypiu, lygiu 15 %.

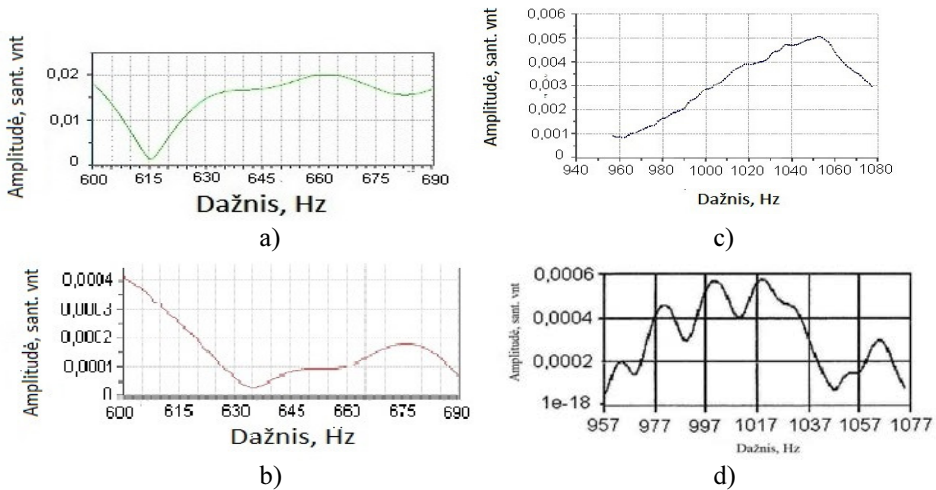
Apskaičiuoti polinomo narių įėjties ir išėjties signalų parametrai 600–690 Hz dažnių intervale pateikti 2.1 lentelėje.

**2.1 lentelė.** Modelio komponentų parametrai 600–690 Hz dažnių intervale

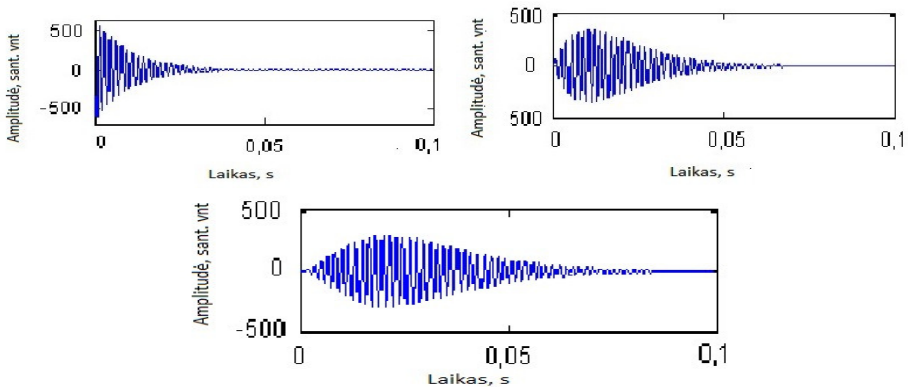
**Table 2.1.** Parameters of the model components of the frequency interval 600–690 Hz

Signalas	Dažnis, Hz	Slopinimo koeficientas, $\lambda$ , 1/s	Amplitudė $\alpha$ , sant. vnt.	Fazė $\varphi$ , rad
Įėjties (prieš spyruoklę)	611	-67	654,6544	3,0749
			1,9419	-1,166
			0,0022	0,8889
	676	-76	974,2633	0,8257
			1,671	-0,814
			0,0013	-2,673
Išėjties (už spyruoklės)	611	-69	5,9371	2,5187
			0,0032	2,9503
			0,0	2,0255
	673	-84	2,1644	0,5629
			0,0115	-2,214
			0,0	2,4062

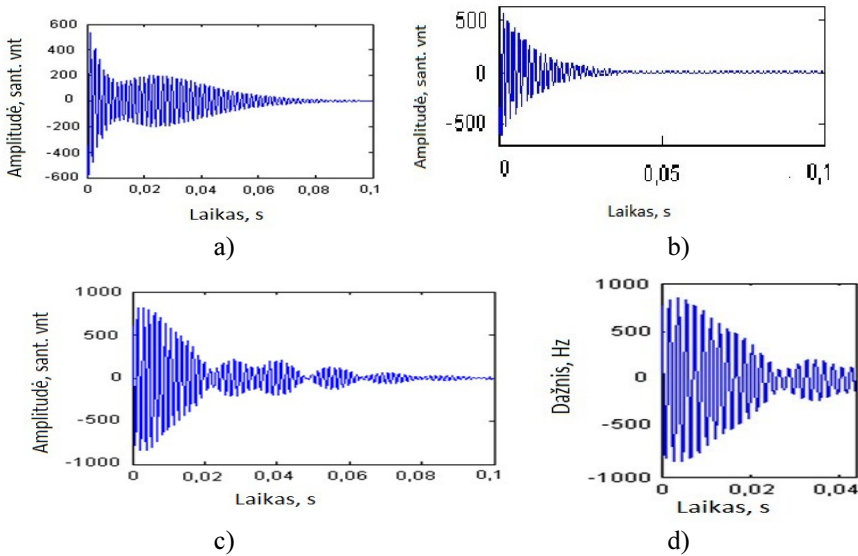
Tikrieji ir modeliuoti įeities virpesių procesai parodyti 2.7 paveiksle.



**2.6 pav.** Pasirinktojo dažnio intervalo 600–690 Hz įeities (a) ir išeities (b) signalų spektrai, 957–1077 Hz dažnio įėjimo (c) ir išėjimo signalų (d) spektrai  
**Fig. 2.6.** Spectres of the input (a, c) and output (b, d) signals of the frequency interval 600–690 Hz and 957–1077 Hz interval



**2.7 pav.** Spyruoklės įeities proceso modelio pirmojo polinomo komponentės 600–690 Hz dažnių intervale  
**Fig. 2.7.** Components of the first polynomial of the spring input process model for the frequency interval 600–690 Hz



**2.8 pav.** Modelio formantai: a) pirmas; b) antras; c) šių formantų osciliavimo proceso suma; d) aktualus osciliavimo procesas 600–690 Hz dažnių intervale

**Fig. 2.8.** Formants of the model: a) the first; b) the second; c) formants, the model – the sum of these formants of the oscillation process; d) the actual oscillation process for the frequency interval 600–690 Hz

600–690 Hz dažnių intervalui įėjties procesas buvo modeliuojamas naudojant du polinomus – formantus. Sumodeliuotasis ir tikrasis virpesių (osciliavimo) procesai spyruoklės įėjime parodyti 2.8 paveiksle. Osciliavimo proceso modeliavimas efektyvesnis, naudojant mažo laiko intervalo signalą osciliavimo proceso pradžioje, nes visi dažniai aiškiau išreikšti ir dėl galingesnio osciliavimo gali būti išskiriami. Ilgame laiko intervale kai kurie dažniai slopinami, sistemos netiesiškumas taip pat priklauso nuo proceso pobūdžio (charakterio) keitimosi, ir ilgo laiko intervalo procesas veda prie sudėtingo modelio. Taigi visų pasiektų dažnių intervalų procesui modeliuoti naudotas 0,0081–0,0435 s trukmės laiko intervalas.

Apskaičiuoti polinomo narių parametrai kitiems dažnių intervalams parodyti 2.2 lentelėje.

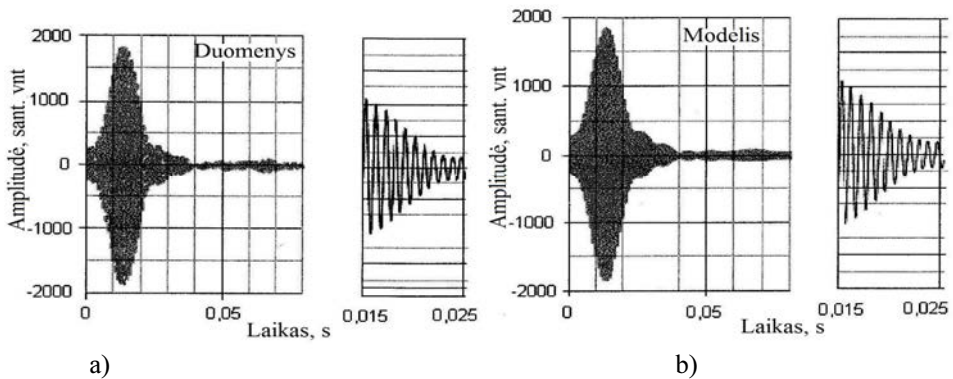


**2. 2 lentelė.** Modelio sudedamųjų parametrai 957–1077 Hz dažnių intervale

**Table 2.2.** Parameters of the model components of the frequency interval 957–1077 Hz

Dažnis, Hz	Slopinimas, $\lambda$ , 1/s	Amplitudė, $a$ , vienetų	Fazė, $\varphi$ , rad
954	-142	1075, 0	2, 4243
		14, 3	-2, 035
		0, 0417	0, 1249
1005	-60	2442, 0	-1, 0157
		7, 1767	1, 9752
		0, 0046	-1, 3928
1048	-93	1986, 0	1, 6917
		17, 4116	0, 9427
		0, 0394	-2, 2659
1076	-35	427, 0	-1, 798
		0, 6548	1, 99
		0, 0007	-1, 4365

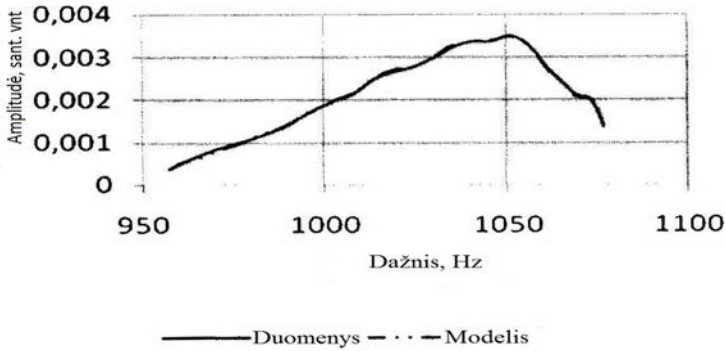
Tikrieji ir modeliuoti išėjimo virpesių parametrai parodyti 2.9 pav., a, b.



**2.9 pav.** Tikrieji (a) ir modeliuoti (b) virpesių procesai ir jų signalų forma (dešinėje)

**Fig. 2.9** Actual (a) and modelled (b) oscillation processes and the form of their signals (on the right)

Tikrosios ir modeliuotos amplitudes signalų atsakas prieš spyruoklę parodytas 2.10 paveiksle.



**2.10 pav.** Tikrosios ir modeliutos amplitudės signalų atsakas prieš spyruoklę  
**Fig. 2.10.** Actual and modelled amplitude response of the signal before spring

Tikrosios ir modeliutos amplitudės signalo atsakas prieš spyruoklę faktiškai sutampa (2.10 pav.).

Perdavimo funkcija skaičiuojama tokiu būdu: Furjė transformacija kiekvieni formantei atliekama pagal (Slivinskas, Šimonytė 2007):

$$\begin{aligned}
 h_i(f) = & -\frac{1}{j(\lambda_i - 2\pi j(f - \omega_i))} - \frac{a_1 e^{j\varphi_{i1}}}{(\lambda_i - 2\pi j(f + \omega_i))} - \\
 & \frac{1}{j(\lambda_i - 2\pi j(f - \omega_i))^2} - \frac{a_2 e^{j\varphi_{i2}}}{(\lambda_i - 2\pi j(f + \omega_i))^2} - \\
 & \frac{1}{j(\lambda_i - 2\pi j(f - \omega_i))^3} - \frac{a_3 e^{j\varphi_{i3}}}{(\lambda_i - 2\pi j(f + \omega_i))^3}
 \end{aligned} \quad (2.3)$$

čia  $i$  – formantės numeris.

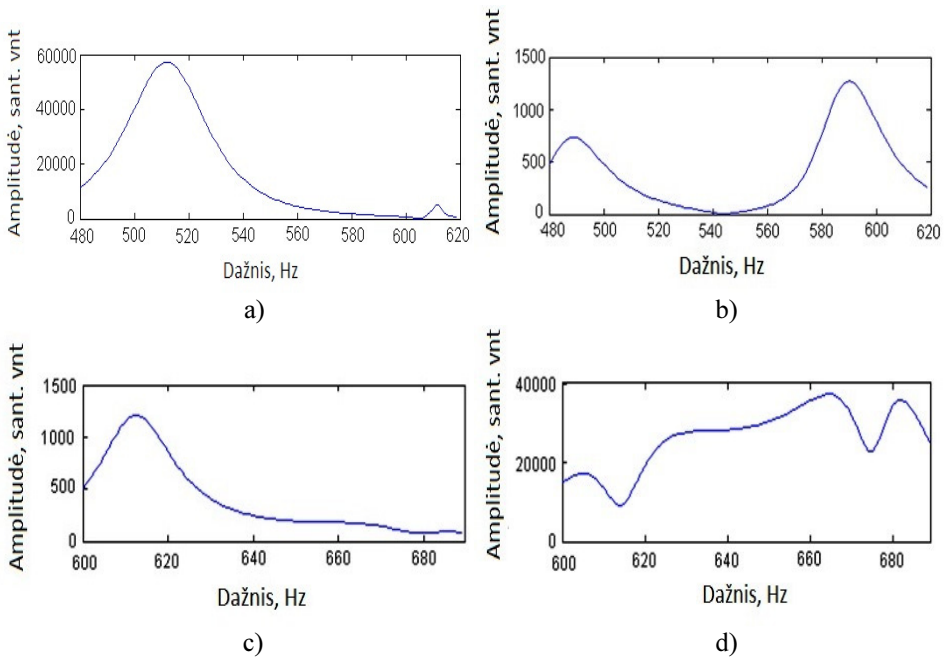
Modeliuojamo signalo Furjė transformacija gali būti visų formančių suma nuo Furjė transformacijos, tam tikro signalo sudaromoji t. y.  $\sum_{i=1}^m h_i(t)$ .

Spyruoklės dažnio reakcija  $H(j\omega)$  skaičiuojama tiesiog proporcingai išėjties ir įėjties signalų Furjė transformacijai:

$$H(j\omega) = \frac{\sum_{i=1}^{m_{išėjimas}} h_{i_{išėjimas}}(j\omega)}{\sum_{i=1}^{m_{įėjimas}} h_{i_{įėjimas}}(j\omega)}, \quad (2.4)$$

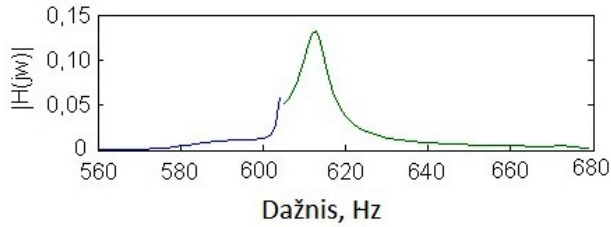
čia  $\omega = 2\pi f$  – kampinis dažnis.

Dažnių intervalas, kuriam nustatyta Furjė funkcija, turėtų būti tam tikru dydžiu siauresnis už modeliavimo intervalą, siekiant išvengti su ribinėmis divergencijomis (nuokrypiais) susijusių iškraipymų. Padalijus išėjimo signalo Furjė funkciją iš įeities signalo Furjė funkcijos, gausime perdavimo funkciją dažnių riboms (diapazonui), kurioms šie signalai buvo nustatyti. Spyruoklės įeities ir išeities amplitudinė dažninė reakcija 480–620 Hz ir 600–690 Hz dažnių intervalams parodyta 2.11 pav., a, b, c, d. Spyruoklės perdavimo funkcija 560–680 Hz dažnių intervalui, kuris susideda iš perdavimo funkcijų, apskaičiuotų dviejuose dažnių intervaluose: 480–620 Hz ir 600–690 Hz, parodyta 2.12 paveiksle.



**2.11 pav.** Spyruoklės įeities amplitudinis dažninis atsakas (a, d) ir išėjimo (b, c) dažnių intervaluose 480–620 Hz ir 600–690 Hz

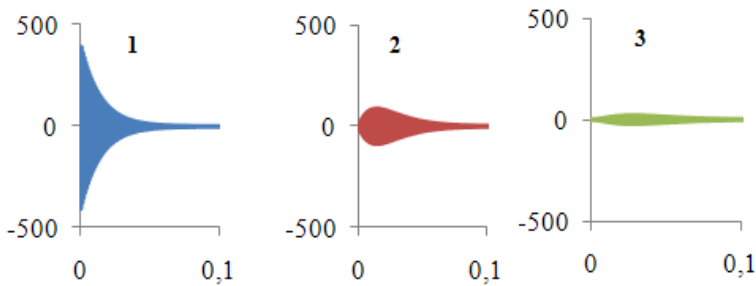
**Fig. 2.11.** Amplitude-frequency responses of the spring input (a, d) and output (b, c) for frequency intervals 480–620 Hz and 600–690 Hz



**2.12 pav.** Perdavimo funkcija 560–680 Hz dažnių intervale  
**Fig. 2.12.** The transfer function for frequency interval 560–680 Hz

Ši perdavimo funkcija dviejų dažnių intervale skaičiuojant perduoda greičiau gerą atitiktį 605 Hz dažnyje.

Kiekvienas polinomas, kuris modeliuoja išėjimo procesą, sudarytas iš trijų formantų, atstovaujančių jo trims priedams (2.13 pav.).



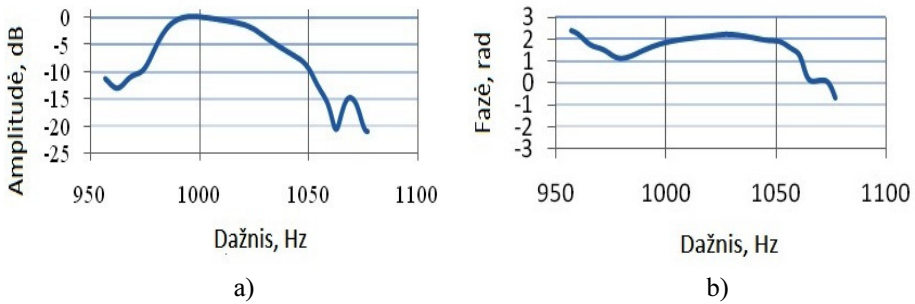
**2.13 pav.** Ketvirtojo polinomo spyruoklės išėjimo proceso formantas  
**Fig. 2.13.** Formants of the forth polynomial of the spring output process

Aukštesnių dažnių perdavimo funkcija nustatoma pagal formulę:

$$h(f) = -\frac{1}{i} \frac{e^{i\varphi}}{(\lambda - i(2\pi f - \omega))^3} - \frac{e^{-i\varphi}}{(\lambda - i(2\pi f + \omega))^3}. \quad (2.5)$$

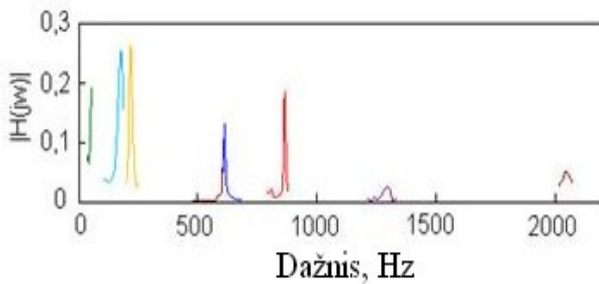
Skaičiavimo rezultatai pateikti 2.14 paveiksle.

Spyruoklės perdavimo funkcija visuose dažnių intervaluose, susijusi su guolio funkcionavimo dažnio pasirodymu, pateikta 2.15 paveiksle.



**2.14 pav.** Modelio amplitudinės dažninės charakteristikos (a) ir fazinės dažninės charakteristikos (b), apskaičiuotos iš modelio perdavimo funkcijos

**Fig. 2.14.** Amplitude-frequency characteristic (a) and phase-frequency characteristics (b) of the model, calculated from the model transfer function



**2.15 pav.** Perdavimo funkcija visuose dominančiuose 0–2300 Hz dažnių intervaluose

**Fig. 2.15.** The transfer function for all interesting frequency interval 0–2300 Hz

Perdavimo funkciją labiau tikslinga kurti mažam dažnių ruožui, kuriame gali pasirodyti dažniai, susiję su tam tikrais guolio gedimais. Šiuo atveju sukonstruotas modelis adekvatesnis, ir formos nuokrypio nuo išmatuotojo signalo paklaida yra mažesnė. Nustatyta, kad (2.15 pav.) dažniai pasiskirstė taip: 45,7 Hz, 166,5 Hz, 200 Hz, 616,5 Hz, 883 Hz, 1299,7 Hz ir 2056 Hz.

Šis dažnio intervalas gali būti padaromas informatyvesniu, keičiant stendo įeities dinaminės sistemos dinamines charakteristikas aiškiai išreikštomis išeities signalo charakteristikoms gauti. Spyruoklės perdavimo charakteristika, analizuojant rėmo virpesių spektro keitimąsi laike ir darant sprendimus apie pasireiškiančių dažnių priežastis, gali būti panaudota guolio gedimo diagnostikai. Tačiau spyruoklės išėjimo signalas daugumoje integruotų (sumuotų) dažnių intervalų yra apytikriai 20 kartų silpnesnis nei įeities signalas. Siekiant nustatyti guolio

gedimo dažnį spyruoklės išėjime (pieno separatoriaus išorės korpuse) – rasti guolio gedimo dažnį korpuso virpesių spektre – reikia fiksuoti ir atidžiai analizuoti išorinio korpuso virpesių lygį, esant tinkamam (geram) guoliui ir jį palyginti su esamo korpuso virpesių lygiu.

Jei duotosios spyruoklės perdavimo funkcija guolio gedimo dažnio ruože turi tuščias virpesių perdavimo zonas, siūlome įrengime instaliuoti papildomą spyruoklinį elementą, kurio perdavimo charakteristikos atitinka diagnostikos reikalavimus.

### 2.3. Virpesių slopinimo sistemų perduodamumo tyrimas

Pieno separavimo įrenginiuose dažniausiai naudojamos sistemos, susidorojančios su rotoriaus virpesiais, pagrįstos pasyviąją virpesių kontrole.

Gerai suprojektuotos pasyvios virpesių slopinimo sistemos gali dirbti su žemaisiais ir aukštaisiais dažniais. Pieno separatorių rotorijų guolių virpesių slopinimo sistemos projektuojamos iki rotoriaus rezonansinio dažnio, tačiau tinkamos slopinti guolio elementų aukštuosius dažnius. Sujungiant guolį su slopinimo sistema, gaunama sudėtinė virpesių slopinimo sistema, kurios dinaminiai modeliai parodyti 2.16 pav. a, b.

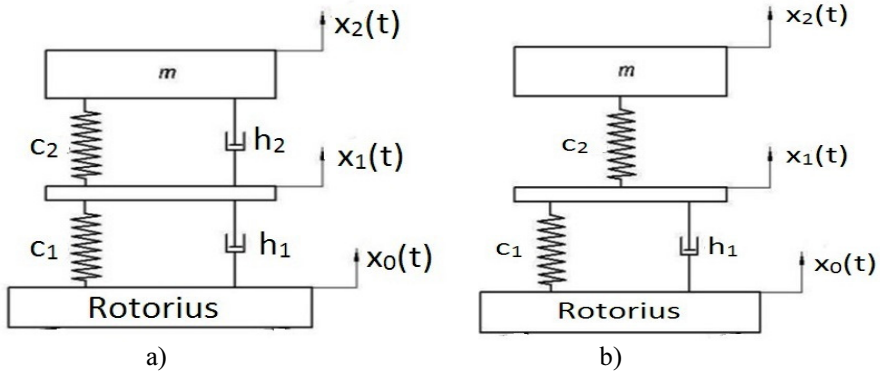
Pieno separatoriaus vertikalaus rotoriaus guolių ir virpesių slopinimo sistemos sudėtiniai dinaminiai modeliai parodyti 2,16 paveiksle, a, b.

Tokios sistemos (2.16 pav. a, b) judėjimo diferencialinė lygtis turės tokį pavidalą:

$$m\ddot{x}_2(t) + h_j\dot{x}_2(t) + cx_2(t) = (c + ih_j\omega)x_0 \exp i\omega t, \quad (2.6)$$

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

Šios sistemos perduodamumo koeficientai nustatomi iš lygties (2.6) taip, kaip nurodyta literatūroje (Benaroya, 2004; Gurecki 1970, 1971). Kai vertikalus rotorius veikia virpesių slopinimo sistemą kinematinio harmoniniu žadinimu  $x_0(t) = x_0 \sin \omega t$ , tuomet absoliutus pagreičio amplitudės perduodamumas lygus:



**2.16 pav.** Dinaminiai modeliai: a – klampiai tamprus slopinimas; b – klampiai tamprus ir histerezinis slopinimas;  $x_0(t)$  – rotoriaus žadinami virpesiai;  $x_1(t)$  – rotoriaus guolių virpesiai;  $x_2(t)$  – virpesių slopinimo sistemos su korpusu virpesiai;  $c_j$  – standumai;  $h_j$  – slopinimo koeficientai

**Fig. 2.16.** Dynamic models: a – the viscously -elastic damping; b – the viscously – elastic and hysteresis damping;  $x_0(t)$  – the vibrations excited by a rotor;  $x_1(t)$  – vibrations of rotor bearings;  $x_2(t)$  – vibrations of a vibration damping system with a body;  $c_j$  – stiffness;  $h_j$  – damping coefficients

$$T_{\ddot{x}_2} = \frac{\sqrt{\left[1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2\right] \left[1 + 4\xi_2^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2\right]}}{\sqrt{1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left[1 + 4\xi_2^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 + \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 + \frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right]^2\right]^2} + F}, \quad (2.7)$$

$$\text{čia } F = 4 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 \left(\xi_1 \frac{\omega_2}{\omega_{02}} + \xi_2 \frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 -$$

$$2 \left[ \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2 \left(1 + 4\xi_2^2 \frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right) + \left(\frac{\omega_2}{\omega_{02}}\right)^2 \left(1 + 4\xi_1^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_{01}}\right)^2\right) \right].$$

Santykinis perduodamumas skaičiuojama atitinkamai:

$$T_{x_2-x_0} = \sqrt{\frac{\left[ \left( \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 + \left( \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right)^2 \right) \right]^2 + 4 \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right)^2 \left( \xi_1 \frac{\omega_2}{\omega_{02}} + \xi_2 \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2}{1 + 4\xi_1^2 \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 \left[ 1 + 4\xi_2^2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right)^2 + \left[ \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 + \left( \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right)^2 \right]^2 \right] + \Omega}}, \quad (2.8)$$

$$\text{čia } \Omega = 4 \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right)^2 \left( \xi_1 \frac{\omega_2}{\omega_{02}} + \xi_2 \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 -$$

$$2 \left[ \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 \left( 1 + 4\xi_2^2 \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right) + \left( \frac{\omega_2}{\omega_{02}} \right)^2 \left( 1 + 4\xi_1^2 \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 \right) \right];$$

čia  $\xi_j$  – bedimensis slopinimo koeficientas;  $\omega_{0j}$  – savieji rotoriaus guolių ir virpesių slopinimo sistemos dažniai;  $\omega_j$  – rotoriaus guolio ir virpesių slopinimo sistemos virpesių dažniai.

Tuo atveju, kai virpesių slopinimo sistema turi ir histerezinį slopinimą (2.16 pav. b), o rotorius sukuria kinematinį harmoninį žadinimą  $x_0(t) = x_0 \sin \omega t$ , sistemos absoliuti pagreičio amplitudės perduodamumas bus lygus:

$$T_{\ddot{x}_2} = \sqrt{\frac{1 + 4\xi_1^2 \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2}{1 + 4\xi_1^2 \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 \left( 1 + \frac{\omega_2^4}{\omega_{02}^4} \right) + \left( \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2} \right)^2 - F_1}}, \quad (2.9)$$

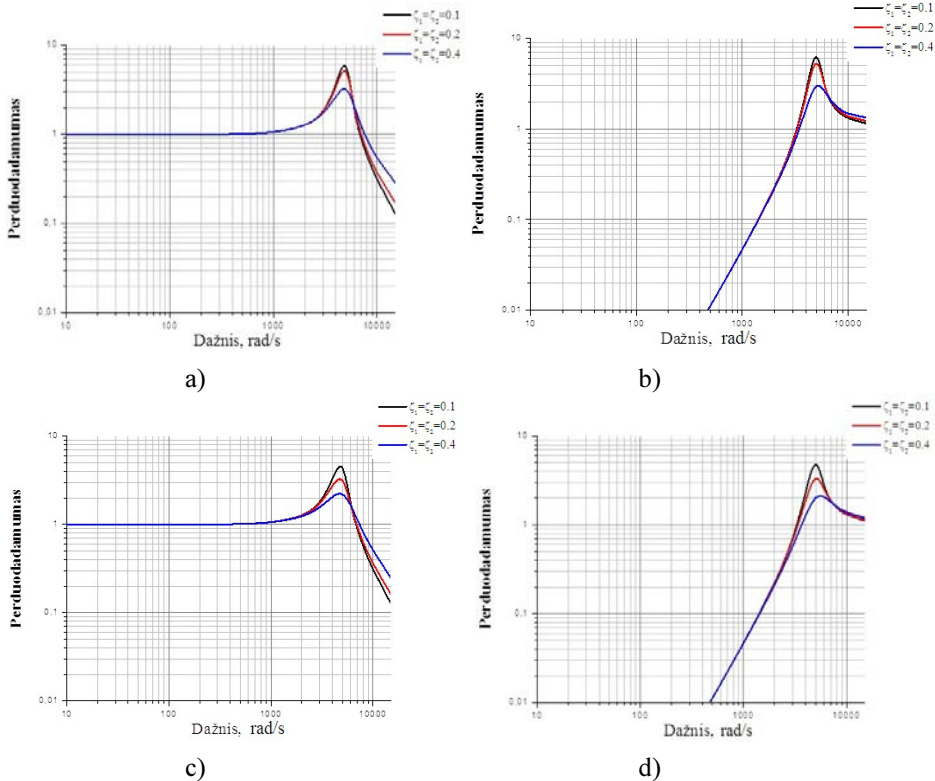
čia  $F_1 = 2 \left[ \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2} \left( 1 + 4\xi_1^2 \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} \right) \right]$ . Santykinis perduodamumas įgaus tokį pavidalą:

$$T_{x_2-x_0} = \sqrt{\frac{\left( \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2} \right)^2 + 4\xi_1^2 \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} \frac{\omega_2^4}{\omega_{02}^4}}{1 + 4\xi_1^2 \left( \frac{\omega_1}{\omega_{01}} \right)^2 \left( 1 + \frac{\omega_2^4}{\omega_{02}^4} \right) + \left( \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2} \right)^2 - \Omega_1}}, \quad (2.10)$$



$$\text{čia } \Omega_1 = 2 \left[ \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} + \frac{\omega_2^2}{\omega_{02}^2} \left( 1 + 4\xi_1^2 \frac{\omega_1^2}{\omega_{01}^2} \right) \right].$$

Skaičiavimo rezultatai parodyti 2.17 pav. a, b, c, d. Gauti rezultatai rodo, kad sistemos, esant tampriai klampiam slopinimui, rezonansas siekia apie 796,2 Hz dažnio. Šiuo atveju išcentrinio pieno separatoriaus rotorinė sistema dirba esant ikirezonansiniam dažniui. Sistemos, esant klampiai tampriam ir histereziniam slopinimui, rezonansas prasideda esant 716,6 Hz dažniui, o efektyvus slopinimas pirmuoju atveju prasideda nuo 1273,9 Hz dažnio, antruoju atveju – nuo 1194,3 Hz dažnio t.y. aukštų dažnių srityje. Tai reikalauja eksperimentinio įvertinimo diagnostiniais matavimais, kadangi tai guolių rutuliukų riedėjimo išorinio ir vidinio žiedo takeliais dvigubas dažnis. Žemesnio dažnio virpesiai nepakankamai slopinami, todėl būtina iširti pieno srauto judėjimo sukiamų jėgų poveikį slopinimo sistemai ir separatoriaus korpusui.



**2.17 pav.** Absolutus ir santykinis perduodamumas: a, b – klampiai tampraus slopinimo; c, d – klampiai tampraus ir histerezinio slopinimo  
**Fig. 2.17.** Absolute and relative transmissibility: a, b – of the viscous-elastic damping; c, d – of the viscous-elastic and hysteresis damping

## 2.4. Pieno srauto judėjimo separatoriuje modeliavimas

Pieno srauto judėjimo separatoriuje tyrimai atlikti taikant specialią programinę įrangą „SolidWorks 2011 SP2.0, Flow Simulation 2011 2.0. Build 1525“. „Flow Simulation“ naudoja Favre suvidurkintas Navjė ir Stokso lygtis, kuriose atsižvelgiama į turbulentinio srauto laiko vidurkio įtaką srauto parametrams. Į kitus didelio masto nuo laiko priklausančius reiškinius atsižvelgiama tiesiogiai. Šios procedūros metu lygtyse atsiranda papildomų narių, žinomų kaip Reinoldso įtempiai, kurie reikalauja papildomos informacijos. Šiai lygčių sistemai užbaigti modeliuojant srautą naudojamos transporto lygtys turbulentinei kinetinei jėgai ir jos išsklaidymo koeficientui, vadinamajam  $k$ - $\epsilon$  modeliui, apskaičiuoti.

„Flow Simulation“ naudoja vieną lygčių sistemą tiek laminariniams, tiek turbulentinams srautams aprašyti. Be to, įmanomas perėjimas iš laminarinės būsenos į turbulentinę, ir (arba) atvirkščiai. „Flow Simulation“ naudoja masės, judėjimo ir energijos išsaugojimo lygtis, kurios Dekarto koordinatų sistemoje gali būti užrašyti taip (Dassault Systemes SolidWorks Corp., 2009, Islam and Rakibul Hassan, 2013):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i, i=1, 2, 3, \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i \right) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \epsilon + S_i u_i + Q_H, \quad (2.13)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2},$$

čia  $u$  – srauto greitis;  $\rho$  – srauto tankis;  $S_i$  – išorinė masės pasiskirstymo jėga per masės vienetą;  $h$  – šiluminė entalpija;  $Q_H$  – šilumos šaltinis tūrio vienetui;  $\tau_{ik}$  – klampios šlyties įtempių tenzorius;  $q_i$  – difuzinis šilumos srautas. Tariame, kad pienas yra niutoninis skystis.

Niutoniniams skysčiams klampios šlyties įtempių tenzorius apibrėžiamas kaip:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right), \quad (2.14)$$

Dvi papildomos pernešimo lygtys naudojamos siekiant įvertinti turbulencijos kinetinę energiją ir disipaciją:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k, \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon, \quad (2.16)$$

čia  $S_k$  ir  $S_\varepsilon$  apibrėžiama taip:

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B, \quad (2.17)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left( f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k}, \quad (2.18)$$

čia  $P_B$  – turbulencijos generavimas dėl plūdrumo jėgų; jis gali būti išreikštas kaip

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i}, \quad (2.19)$$

čia  $g_i$  – laisvojo kritimo pagreičio komponentė  $x_i$  kryptimi; konstanta  $\sigma_B = 0,9$ ; konstanta  $C_B$  apibrėžiama kaip:  $C_B = 1$ , kai  $P_B > 0$ , ir  $C_B = 0$ , kai  $P_B < 0$ ;

$$f_1 = 1 + \left( \frac{0,05}{f_\mu} \right)^3, \quad f_2 = 1 - \exp(-R_T^2), \quad (2.20)$$

Konstantos  $C_\mu$ ,  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$  yra apibrėžtos empiriškai. „Flow Simulation“ programinėje įrangoje minėtos konstantos turi šias reikšmes:

$$C_\mu = 0,09, C_{\varepsilon 1} = 1,44, C_{\varepsilon 2} = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3. \quad (2.21)$$

Kai Lewis skaičius  $Le = 1$ , difuzinis šilumos srautas aprašomas taip:

$$q_i = \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, 3. \quad (2.22)$$

čia konstanta  $\sigma_c = 0,9$ ;  $Pr$  – Prandtlo skaičius;  $h$  – šiluminė entalpija.

Šios lygtys apibrėžia ir laminarinį, ir turbulentinį tekėjimus. Be to, įmanomas perėjimas iš vieno tekėjimo režimo į kitą ir atgal. Parametrai  $k$  ir  $\mu_t$  yra lygūs nuliui tik tada, kai tekėjimo režimas laminarinis.

**Skaitinis sprendimo metodas**, taikomas modeliuojant srautą, yra standartinis „Flow Simulation“. Iš esmės „Flow Simulation“ sprendžia pagrindines lygtis baigtinių tūrių FV (*finite volume*) metodu erdviniam stačiakampio skaičiavimo tinklelyje, suprojektuotame Dekarto koordinatinių sistemoje su plokštumomis, statmenomis jų ašims. Visų fizikinių kintamųjų reikšmės pateiktos tinklelio elementų centruose. Dėl baigtinės apimties FV metodo principinės lygtys diskretizuojamos įprastu būdu. Erdvinės išvestinės aproksimuojamos įvestinių antrinio tikslumo diferencialiniais operatoriais. Laiko išvestinės aproksimuojamos pirminio tikslumo Oilerio schema. Skaitinėje schemoje klampa yra nedidelė, palyginti su skysčio klampa.

**Skaičiavimo tinklelis**. „Flow Simulation“ skaičiavimo tinklelis yra stačiakampis visame skaičiavimo lauke, todėl tinklelio elementų kraštinės yra statmenos nustatytoms Dekarto koordinatinių sistemos ašims ir nepritaikytos kietai / skysčiai sąsajai.

Atlikus tinklelio konstravimo procedūras gaunamas vietoje patobulintas stačiakampis skaičiavimo tinklelis ir naudojamas pagrindinėms lygtims spręsti.

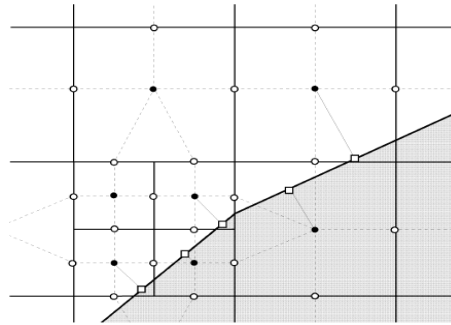
**Erdvinės aproksimacijos**. Išcentruotų baigtinių tūrių metodas (FV) taikomas lokaliai patobulinto stačiakampio tinklelio pagrindinėms lygčių aproksimacijoms gauti. Pagrindinės lygtys yra integruojamos pagal kontrolės apimtį, kuri yra tinklelio elementas, ir aproksimuojamos su pagrindinių kintamųjų išcentruotų elementų reikšmėmis. Integralinės tvermės dėsniai gali būti pateikti elemento tūrio forma ir paviršiaus integraline lygtimi pakeista diskrečia forma (Dassault Systemes SolidWorks Corp., 2009):

$$\frac{\partial}{\partial t}(Uv) + \sum_n F \cdot S = Q_v, \quad (2.23)$$

čia  $n$  – elemento paviršių skaičius.

Srautų  $F$  antrinės priešpriešinės aproksimacijos yra pagrįstos netiesiogiai apdorotomis modifikuotomis Leonardo „greitosiomis“ aproksimacijomis (Roache 1998) ir suminio svyravimo mažėjimo (angl. *Total Variation Diminishing* – TVD) metodu (Hirsh 1988).

Nagrinėdami dalinių tinklelio elementų lygtį, naudojame papildomus kraštinius paviršius ir atitinkamus kraštinius srautus, atsizvelgdami į kraštines sąlygas bei geometriją, ir naudojame specialią skaičiavimo procedūrą (2.18 pav.).



2.18. Skaičiavimo tinklelio elementai kietosios / skystosios sąsajos metu  
**Fig. 2.18.** Computational mesh cells at the solid / fluid interface

**Skaitinio algoritmo forma.** Indeksas  $n$  žymi laiko lygį, o „\*“ – tarpinės srauto parametrų reikšmės. Šis skaitinis algoritmas naudojamas srauto parametrams pagal laiko lygmenį  $(n + 1)$  apskaičiuoti naudojant žinomas laiko lygmens reikšmes  $n$ :

$$\frac{U^* - U^n}{\Delta t} + A_h(U^n, p^n)U^* = S^n; \quad (2.24)$$

$$L_h \delta p = \frac{\operatorname{div}_h(\rho u^*)}{\Delta t} + \frac{1}{\Delta t} \frac{\rho^* - \rho^n}{\Delta t}; \quad (2.25)$$

$$\rho^* = \rho(p^n + \delta p, T^*, y^*);$$

$$\rho u^{n+1} = \rho u^* - \Delta t \cdot \operatorname{grad}_h \delta p, \quad (2.26)$$

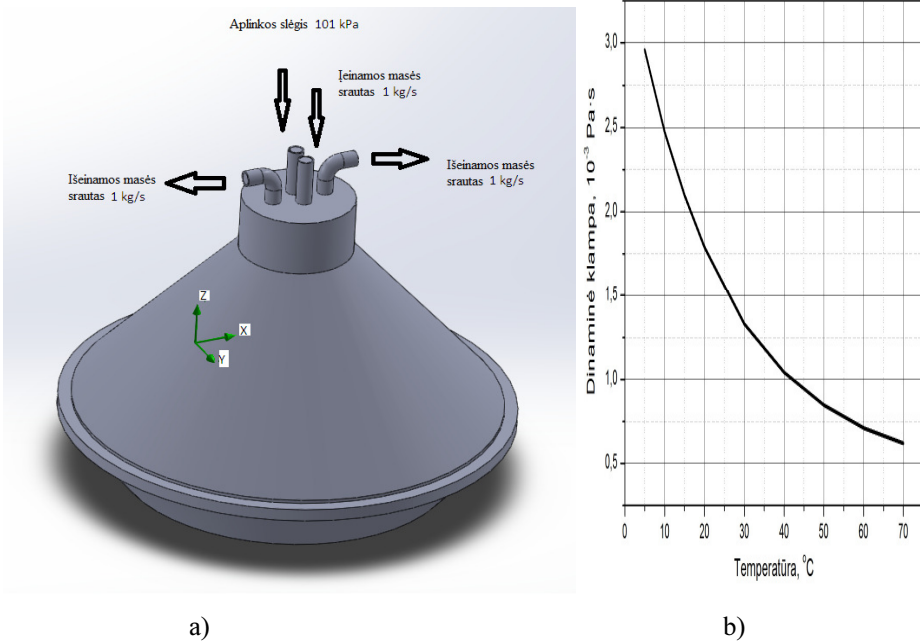
$$p^{n+1} = p^n + \delta p, \quad (2.27)$$

$$\rho T^{n+1} = \rho T^*, \quad \rho \kappa^{n+1} = \rho \kappa^*, \quad \rho \varepsilon^{n+1} = \rho \varepsilon^*, \quad \rho y^{n+1} = \rho y^*, \quad (2.28)$$

$$\rho^{n+1} = \rho(p^{n+1}, T^{n+1}, y^{n+1}). \quad (2.29)$$

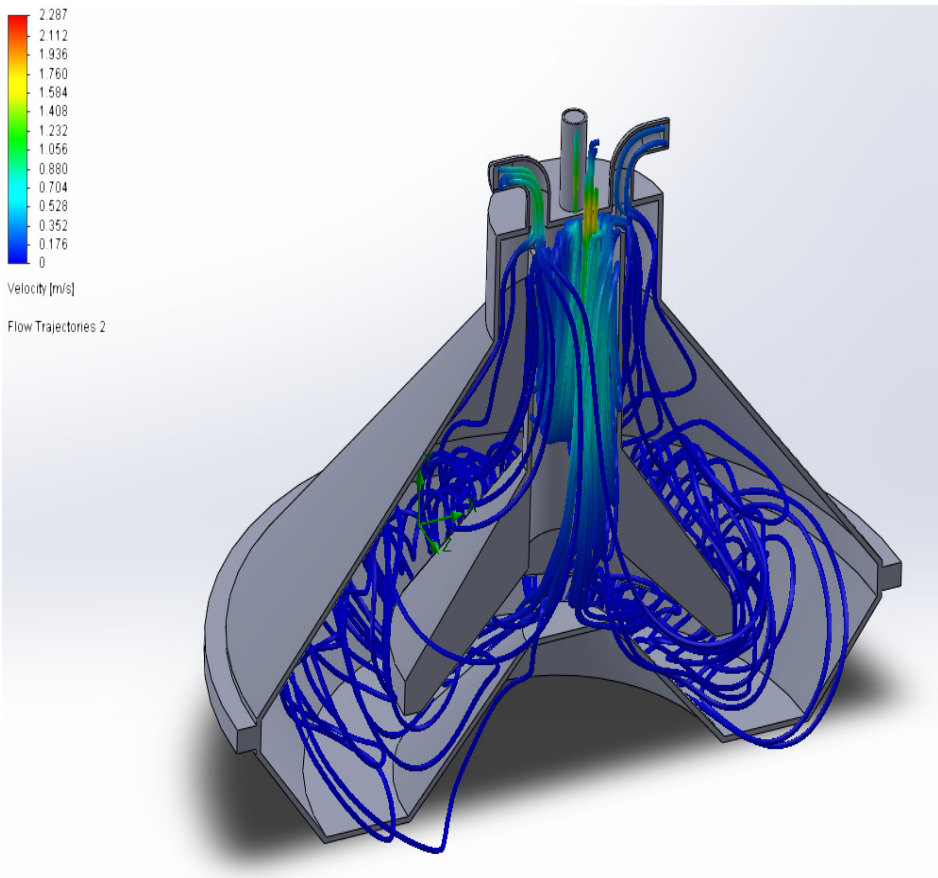
čia  $U = (\rho u, \rho T, \rho \kappa, \rho \varepsilon, \rho y)^T$  – visas pagrindinių kintamųjų kompleksas, išskyrus slėgį  $p$ ;  $u = (u_1, u_2, u_3)^T$  – greičio vektorius;  $y = (y_1, y_2, \dots, y_M)^T$  – sudedamųjų koncentracijų skysčių mišinio vektorius;  $\delta p = p^{n+1} - p^n$  – pagalbinis kintamasis, kuris vadinamas slėgio korekcija. Šie parametrai yra diskrečios funkcijos, pateiktos elementų centruose. Jie skaičiuojami naudojant diskrečiasias lygtis (2.24–2.29), kurios aproksimuoja pagrindines diferencialines lygtis. 2.24–2.29 lygtyse  $A_h$ ,  $\operatorname{div}_h$ ,  $\operatorname{grad}_h$  ir  $L_h = \operatorname{div}_h \operatorname{grad}_h$  yra diskretūs operatoriai, kurie aproksimuoja atitinkamus diferencialinius operatorius antriniu tikslumu.

2.25 lygtis atitinka pirmąjį algoritmo veiksmą, kai visiškai numanomos diskrečios konvekcijos / išsklaidymo lygtys sprendžiamos tam, kad būtų gautos tarpinės judesio kiekio ir galutinės turbulentiųjų parametrų, temperatūros ir rūšių koncentracijų reikšmės.



2.19 pav. Pradinės ir kraštinės sąlygos (a) ir pieno klampa (b).  
**Fig. 2.19.** Initial and boundary conditions (a) and viscosity of the milk (b).

Elipsinio tipo lygtis (2.25) naudojama slėgio korekcijai  $\delta p$  apskaičiuoti. Ši lygtis apibrėžiama taip, kad galutinis judesio kiekio laukas  $\rho u^{n+1}$ , apskaičiuotas 2.43 lygtimi, tenkina visiškai numanomą diskrečiąją kontinuumo lygtį. Galutinės srauto parametrų reikšmės nustatytos 2.24–2.29 lygtimis. Modeliuojant separatoriaus srauto procesus į programą įvedame pradines ir kraštines sąlygas, t. y. separavimo įrenginio geometrinių charakteristikų duomenis, termodinaminius (temperatūra 293,16 K, slėgis 101325 Pa) parametrus, nulinio greičio parametrus, pradinius skysčio įtekėjimo ir ištekėjimo parametrus (masės srautas). Separavimo įrenginio geometriniai duomenys, kurie buvo naudojami modeliuoti, yra tokie: centrifugos aukštis – 1450 mm, skersmuo – 800 mm. Separatoriaus masė – 375 kg, įėjimo vamzdžio skersmuo – 10 mm, išėjimo – 25 mm.



**2.21 pav.** Srauto greičio kitimas  
**Fig. 2.21.** Change of flush speed

Pieno klampa esant 20 °C yra  $1,79 \cdot 10^{-3}$  Pa.s. Analizės intervalas 0,500. Maksimalus žingsnių kiekis 4000. Pradinis tinklelio lygis – 8, rezultatų rezoliucijos tankis – 8. Pradinės ir kraštinės sąlygos parodytos 2.19 paveiksle.

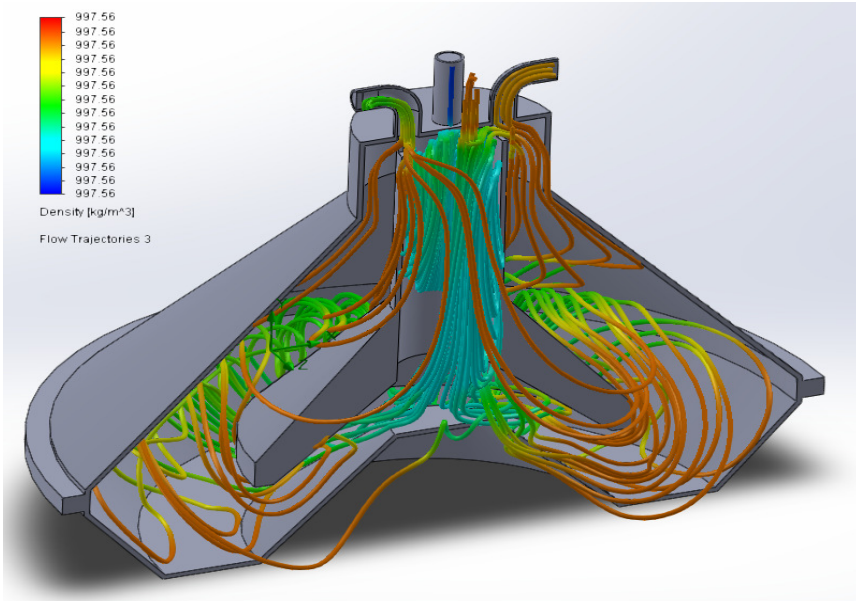
**Rezultatai ir jų aptarimas.** Sumodeliuotas srauto greičio kitimas parodytas 2.20 paveiksle.

2.20 pav. matyti, kaip srauto linijos tangentine kryptimi nukreiptos žemyn (dėl įtenkančio skysčio srauto, kur įtekėjimo masės srautas yra 1 kg/s) gaunamas skysčio srautas separatoriaus indo viduje. Srauto linijos, judėdamos tangentine kryptimi, slenka žemyn dėl masės srauto svorio ir aplinkos slėgio. Vėliau skystis pakeliamas besisukančių diskų, kurie atskiria kietąsias daleles nuo gryno skysčio. Kietosios dalelės pašalinamos per šonines angas, kurias atsidaro tam tikru

metu, o skystis kyla į viršų ištekėjimo angų link (2.20 pav.). Srautui judant išcentrinė jėga lygi  $F_{isc} = (mv^2)/r$  ir kinta apytiksliai nuo 15 iki 58 N (2.20 pav.). Srauto tankio kitimas atvaizduotas 2.21 paveiksle.

Srauto tankio kitimas pavaizduotas 2.22 paveiksle.

Matome, kad skysčio tankis iš karto po įėjimo smarkiai sumažėja, t. y. išlieka tol, kol pasiekiami separavimo diskai, o vėliau skysčio tankis didėja, kol pasiekia išėjimo angas (2.22 pav.).



2.22 pav. Srauto tankio kitimas  
2.22. Change of flush density

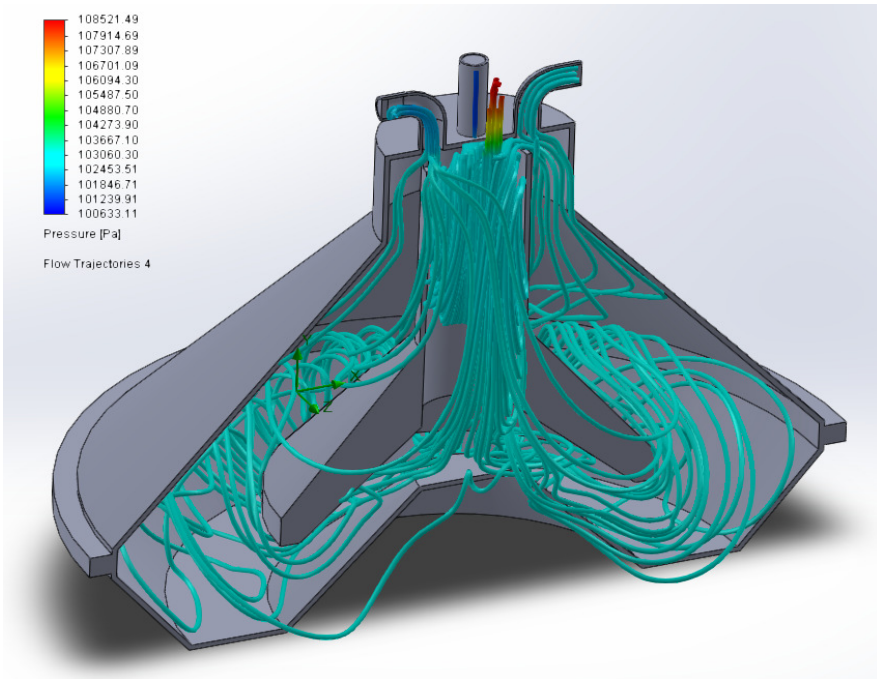
Separatoriaus viduje srauto slėgis (2.23 pav.) beveik nesikeičia viso proceso metu. Taip yra dėl to, kad atstumai tarp ribinių sienelių yra beveik vienodi viso skysčio tekėjimo metu. Slėgis yra aukščiausias ciklo pradžioje ir mažėja pabaigoje (2.23 pav.).

Pieno srauto tekėjimas sukuria rotoriaus ir guolių sistemoje išcentrinę jėgą, o rotoriaus disbalansas yra vienas pagrindinių virpesių šaltinių. Išcentrinės jėgos, kaip rodo modeliavimo rezultatai, yra nedidelės. Dėl disbalanso kinta dinaminis sistemos elgesys. Disbalanso jėga  $x, y$  kryptyse atrodo taip:

$$F_x = me\omega^2 \cos\omega t, F_y = me\omega^2 \sin\omega t, \quad (2.30)$$



čia  $m$  – separatoriaus masė, kuri yra atstumu  $e$ ;  $\omega$  – rotoriaus kampinis greitis;  $t$  – laikas. Įvertinti išcentrinės ir disbalanso jėgos poveikį rotorinės sistemos dinaminei elgsenai galima modeliavimo būdu, žinant ekscentriciteto arba disbalanso dydį.



**2.23 pav.** Srauto slėgio kitimas  
**Fig. 2.23.** Change of flush pressure

Matome, kad pieno srauto judėjimas separatoriuje sukuria išcentrinę jėgą, kuri sustiprina disbalanso poveikį ir tiesiogiai veikia slopinimo sistemą ir separatoriaus korpusą, o tai trumpina guolio eksploatacijos laiką ir mažina diagnostinių matavimų patikimumą

## 2.5. Rotorinės sistemos modeliavimas

Atlikus tyrimus (žr. 2.2–2.3 poskyrius) ir nustačius standumo ir slopinimo koeficientus, kurių duomenys pateikti 2.3 lentelėje.

**2.3 lentelė.** Skaičiavimų duomenys**Table 2.3** Calculating data

$m_s$	$I_T/P$	$I_z/l^2$	$h_1$	$h_2$	$c_1$
kg	kg	kg	kg/s	kg/s	N/m
128	3,738	7,476	2885,48	206,87	$40 \times 10^6$
$c_2$	$c$	$l_1$	$r_r$	$m_d$	$r_s$
N/m	N/m	m	m	kg	m
$1,9 \times 10^5$	$1,8 \times 10^5$	0,370	0,0225	0,01	0,270
$\delta$	$l_r$	$e$	$l_s$	$\gamma$	$l$
rad	m	m	m	rad	m
0,01	0,6	$10 \times 10^{-6}$	0,340	1,6	0,790
$a_1$	$a_2$	$a_3$	$\Delta^z$	$b$	$a$
N/m	N	Nm	$1/N^2$	mkg/N	$m^2kg^2/N^2$
$42,663 \times 10^6$	$12,515 \times 10^6$	$41,257 \times 10^5$	$5,098 \times 10^{-14}$	$2,2 \times 10^{-5}$	$1,5 \times 10^{-11}$

**Rotorinės sistemos modelis.** Rotorinės sistemos dinaminis modelis parodytas 2.24 paveiksle, a, b. Panagrinėkime separatoriaus išcentrinės jėgos ir disbalanso poveikį rotoriaus virpesiams. Imame nejudamas koordinatas  $\xi$ ,  $\eta$  ir  $\zeta$  viršutinio guolio centre (2.24 pav., b). Ašis  $\zeta$  sutampa su guolio ašimi. Per separatoriaus svorio centrą  $O_1$  išveskime koordinatas  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Išlinkusio rotoriaus koordinatė  $z_1$  lygiagreti su koordinate  $z_1$ , išeinančia iš taško  $O_1$ . Tarp koordinatė  $z$  ir  $z_1$  susidaro kampas  $\delta$ .

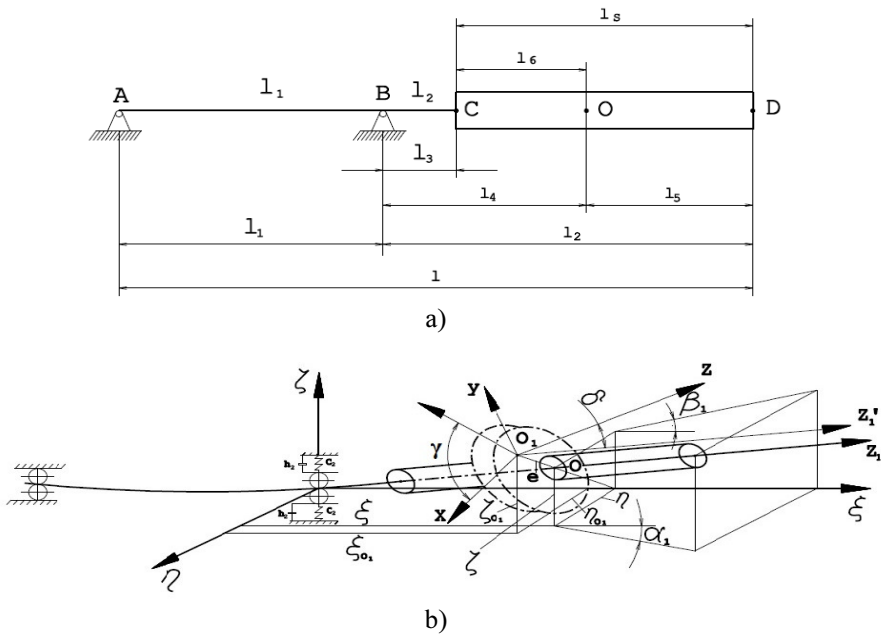
Ekscentricitetas  $e$  charakterizuoja statinį disbalansą, o dydis  $\delta$  – momentinę separatoriaus disbalanso dedamąją. Šie dydžiai imami maži. Separatoriaus centras pažymėtas tašku 0. Separatoriaus padėtis charakterizuojama koordinatėmis taško 0  $\xi$ ,  $\eta$ ,  $\zeta$  ir kampais  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\varphi = \varphi = \omega t$ , čia  $\omega$  – kampinis rotoriaus sukimosi dažnis. Dydžiai  $\eta$ ,  $\zeta$ ,  $\alpha_1$  ir  $\beta_1$  imami maži.

Tuomet separatoriaus rotorinės sistemos diferencialinė virpesių lygtis atrodys taip:

$$m_s \ddot{\eta} + a_1 \eta - a_2 \alpha_1 = m_s e \omega^2 \cos \omega t;$$

$$m_s \ddot{\zeta} + a_1 \zeta - a_2 \beta_1 = m_s e \omega^2 \sin \omega t;$$

$$I_T \ddot{\beta}_1 - I_z \omega \ddot{\alpha}_1 - a_2 \zeta + a_3 \beta_1 = -(I_z - I_T) \delta \omega^2 \cos(\omega t - \gamma); \quad (2.31)$$



2.24 pav. Rotorinės sistemos geometriniai parametrai:  
a) ir b) dinaminis modeliai

Fig. 2.24. Geometric parameters: a) and b) dynamic models of a rotor system

$$I_T \ddot{\alpha}_1 + I_z \omega \dot{\beta}_1 - a_2 \eta + a_3 \alpha_1 = (I_z - I_T) \delta \omega^2 \sin(\omega t - \gamma);$$

čia  $a_1 = \frac{\delta_{22}}{\Delta^2}$ ;  $a_2 = \frac{\delta_{12}}{\Delta^2}$ ;  $a_3 = \frac{\delta_{11}}{\Delta^2}$ ;  $\Delta^2 = \delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2$ ;  $m_s$  – separatoriaus masė;

$$\delta_{11} = \frac{1}{c_{01}} \left( \frac{l_4}{l_1} \right)^2 + \frac{1}{c_2} \left( \frac{l_1 + l_4}{l_1} \right)^2 + \frac{l_1 l_4^2}{3EI_1} + \frac{l_4^3 - l_6^3}{3EI_2} - \text{taško 0 poslinkis nuo vieneti-$$

nės jėgos, pridėtos šiame taške;

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{c_{01}} \frac{l_4}{l_1^2} + \frac{1}{c_2} \frac{l_1 + l_4}{l_1^2} + \frac{l_1 l_4}{3EI_1} + \frac{l_4^2 - l_6^2}{2EI_2} - \text{pjūvio, einančio per tašką 0,}$$

posūkio kampas nuo vienutinės jėgos pridėtos šiame taške;

$$\delta_{22} = \left( \frac{1}{c_{01}} + \frac{1}{c_2} \right) \frac{1}{l_1^2} + \frac{l_1}{3EI_1} + \frac{l_4 - l_6}{EI_2} - \text{pjūvio, einančio per tašką 0, posūkio}$$

kampas nuo vienutinio momento;  $I_1$  ir  $I_2$  – rotoriaus pjūvių inercijos momentai

( $I_{1,2} = 0,05d^4$ );  $c_{01}$  ir  $c = c_1c_2/(c_1 + c_2)$  – apatinio guolio ir viršutinio guolio bei slopinimo sistemos standumai.

Kritiniai kampiniai rotoriaus greičiai nustatomi kaip lygties  $D(\omega) = 0$  šaknys.

$$\Delta^2 m_s(I_z - I_T)\omega^4 + [\delta_{11}m_s - \delta_{22}(I_z - I_T)]\omega^2 - 1 = 0. \quad (2.32)$$

Iš lygties (2.60) randame:

$$\omega_i = \{-b + (-1)^i [b^2 + 4a]^{1/2}/2a\}^{1/2}, \quad i = 1, 2, \quad (2.33)$$

čia  $b = \delta_{11}m_s - \delta_{22}(I_z - I_T)$ ;  $a = \Delta^2 m_s(I_z - I_T)$ .

Šiuo atveju rotorius turi tik vieną kritinį kampinį greitį  $\omega_2 = 1388,76$  rad/s.

Išsamius vertikalaus rotoriaus dinamikos modeliavimo ir skaitinio tyrimo rezultatus, kai rotoriaus atramos yra anizotropinės, galima rasti Muszynskos (1996) darbe.

Modeliuota naudojant programinę įrangą Matlab, skirtą didelės greಿತaveikos skaitmeniniam apdorojimui ir vizualizacijai. Matlab apima skaitmeninę analizę, veiksmus su matricomis ir masyvais, signalų apdorojimą ir grafiką.

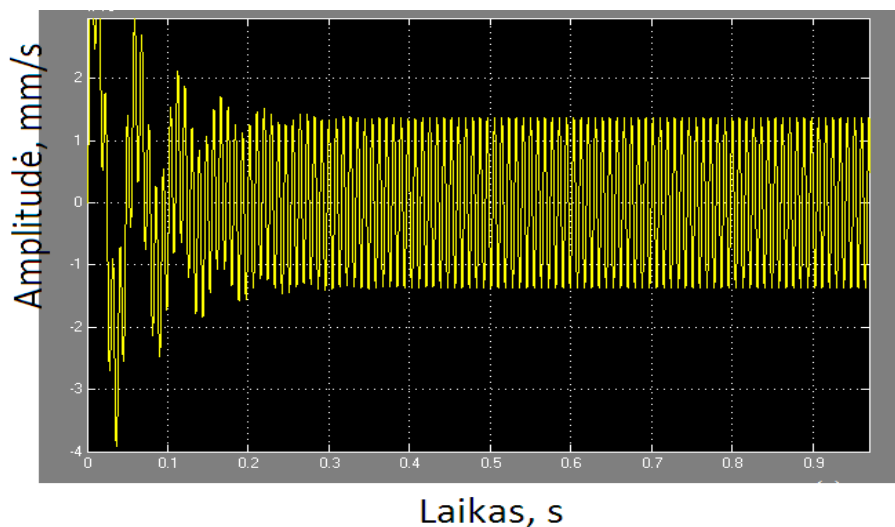
Remiantis šio skyriaus lygtimis (2.31) bei nustatytais dydžiais ir koeficientais (2.3 lentelė), Simulink terpėje buvo sudarytas rotorinės sistemos dinaminis modelis. Pagrindinės koordinatės, labiausiai susijusios su guolio virpesiais, yra  $\eta$  koordinatė. Kaip tik ši kryptis sutampa su matavimo kryptimi diagnozuojant guolius. Todėl buvo analizuojami virpesiai  $\eta$  koordinatės kryptimi. Modeliavimo rezultatai parodyti 2.25 ir 2.26 paveiksluose.

Naudojant atitinkamus duomenis ir atlikus skaičiavimus su Matlab programa, gauta guolių greičio amplitudė (2.25 pav.). Matome, kad, įjungus elektros variklį, mechanizmas sužadinamas ir jo metų guolių virpesiai yra didžiausi. Pasiekus 0,2 s laiką, guolių virpesių greičio amplitudė stabilizuojasi ir toliau išlieka minimaliai kintanti.

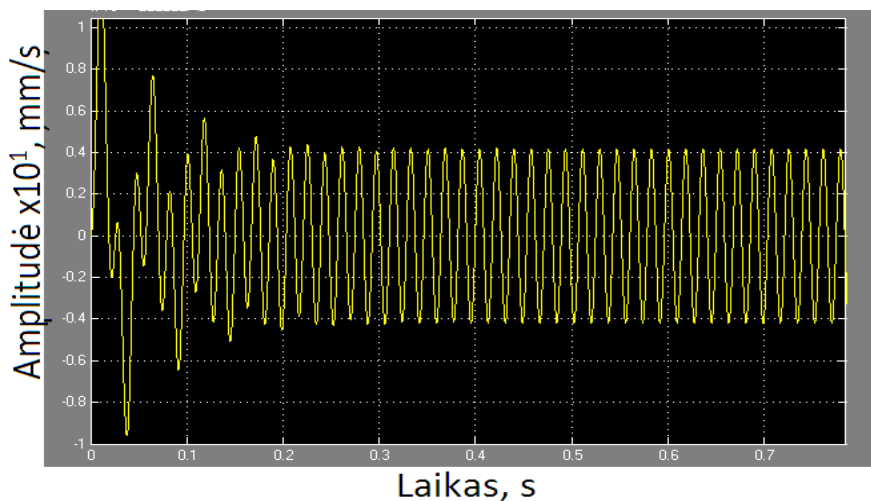
Kadangi yra galimybė modeliuojant keisti tam tikrus duomenis, galima stebėti guolių virpesių greičių amplitudžių pokyčius.

Sumažinus guolių slopinimo sistemos spyruoklių standumą perpus, gaunami rezultatai pateikti 2.26 paveiksle.

Iš gautų rezultatų (2.26 pav.) matyti, kad, sumažinus slopintuvo spyruoklių standumą perpus, guolių greičio amplitudė pradiniu laiko tarpu yra nestabili. Nestabilumas laikosi taip pat iki 0,2 sekundžių, tačiau virpesių amplitudė padidėja beveik keturis kartus. Šie rezultatai rodo, kad slopinimo sistemos standumo mažinti neleistina, nes po tokių pokyčių guolis bus labiau veikiamas virpesių, ypač įrenginio paleidimo metu, ir naudojamas bus kur kas trumpiau.



**2.25 pav.** Rotoriaus guolių virpesių greičio amplitudė  
**Fig. 2.25.** Vibration speed amplitude of rotor bearings



**2.26 pav.** Rotoriaus guolių virpesių greičio amplitudė, esant sumažintam spyruoklės standumui  
**Fig. 2.26.** Vibration speed amplitude of a rotor at decreased stiffness of a spring

## 2.6. Antrojo skyriaus išvados

1. Įvertinus sudėtingas išcentrinių pieno separatorių rotorių guolių diagnostinių matavimų sąlygas, esant slopinimo sistemoms, buvo pasiūlyta modeliavimo metodologija. Ji apima formančių teoriją, naudojant impulsinio tipo žadinimą. Taikant šią modeliavimo metodologiją, buvo nustatyta, kad virpesių slopintuvo elemento perdavimo funkcija visuose dažnių intervaluose susijusi su guolio funkcionavimo dažnio pasirodymu, o virpesių išėities signalas 20 kartų silpnesnis nei virpesių įėities signalas, veikiantis slopinimo elementą.
2. Pieno srauto modeliavimas separatoriuje parodė, kad pieno judėjimas sukelia išcentrinę jėgą, kuri su disbalanso jėga yra pagrindinis virpesių šaltinis, veikiantis guolį ir slopinimo sistemą, tačiau sumodeliuotas virpesių slopinimo sistemos perduodamumas rodo, kad rezonansinis dažnis yra gerokai didesnis už rotoriaus sukimosi dažnį ir artimas vidinio guolio žiedo riedėjimo takeliu riedančių rutuliukų žadinamų virpesių dažniui.
3. Rotorinės sistemos tyrimas parodė, kad kritinis rotoriaus sukimosi dažnis artimas dvigubam rotoriaus sukimosi dažniui, bet neviršija sistemos rezonansinio dažnio, o modeliuojant nustatyta didelė virpesių slopinimo sistemos standumo įtaka guolio virpesių amplitudžių dydžiams. Sumažinus guolio slopinimo sistemos standumą perpus, virpesių amplitudės išauga keturis kartus.

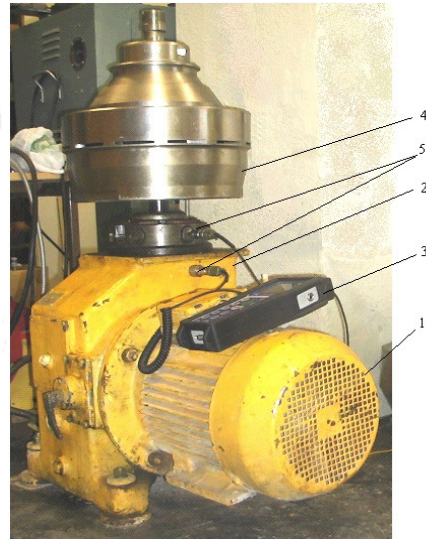
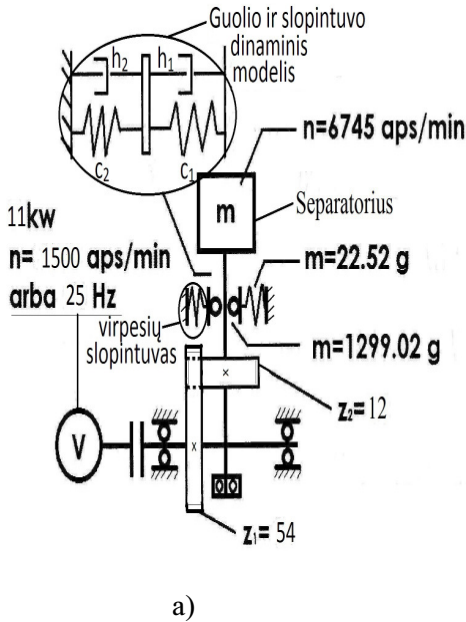
---

## **Eksperimentiniai išcentrinių pieno separatorių dinamikos tyrimai ir diagnostiniai matavimai**

Šiame skyriuje pateikta išcentrinių pieno separatorių elementų dinamikos tyrimai, rotorinės sistemos diagnostiniai matavimai ir pramoninių pieno separatorių, pieno valytuvų ir baktofugų diagnostika. Ištirtos netiesioginių diagnostinių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtys ir paklaidos, parodytos teorinių ir eksperimentinių rezultatų sutapimo neapibrėžtys. Skyriaus tematika paskelbti septyni straipsniai (Vekteris *et al.* 2003, 2005, 2006, 2012; Trumpa *et al.* 2006, 2007; Štrimaitis *et al.* 2013).

### **3.1. Išcentrinių pieno separatorių rotorinės sistemos elementų tyrimo priemonės ir metodai**

Tyrimo stendo kinematinė schema ir bendras vaizdas parodyti 3.1 paveiksle.

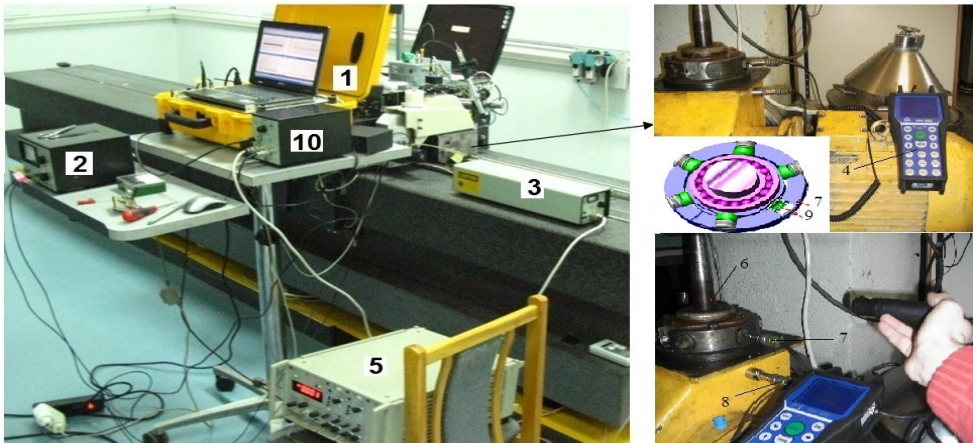


**3.1 pav.** Laboratorinio stendo kinematinė a) schema ir b) bendras vaizdas:  
 1 – variklis; 2 – multiplikatorius; 3 – virpesių matavimo priemonė;  
 4 – separatorius; 5 – akcelerometrai

**Fig. 3.1.** Schema of kinematic of the laboratory stand (a) and general picture (b): 1 – the electric motor; 2 – the multiplier; 3 – the measuring and registering computer; 4 – the separator; 5 – the accelerometers sensor

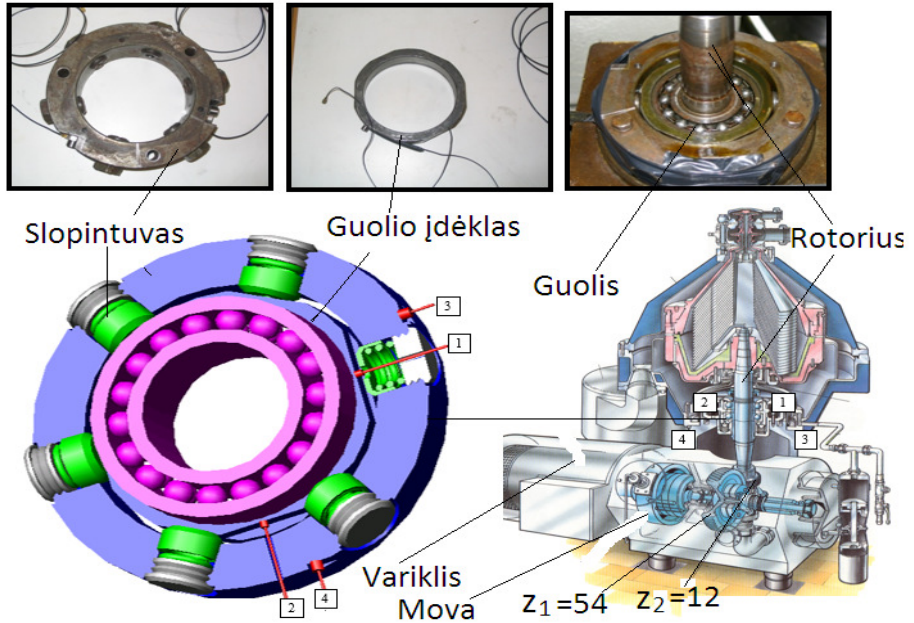
*Tyrimo priemonių ir metodų aprašymas.* Virpesių parametrams matuoti buvo panaudotos Danijos firmos „Brüel & Kjær“ virpesių matavimo priemonės. 3.2 paveiksle parodytos virpesių matavimo priemonės: 1. Kilnojamoji matavimo rezultatų apdorojimo įranga „Machine Diagnostics Toolbox Type 9727“ su kompiuteriu DEEL; 2. Vibrometras 2511; 3. Lazerinis greičio keitiklys 8323; 4. Adach A430-VA3; 5. Stiprintuvas. 6. Optinio keitiklio VLS5/T/LSR žymė; 7. Slopintuvas ir akcelerometras 784A; 8. Akcelerometras 784A; 9. Akcelerometro 8341 matavimo taškas; 10. Lazerinio greičio keitiklio 8323 stiprintuvas 2815. Eksperimentiniams rezultatams transformuoti ir apdoroti naudojama DM2003, „E-Biol“, „Origin“ ir „DDS 2000pro+“ programinės įrangos.



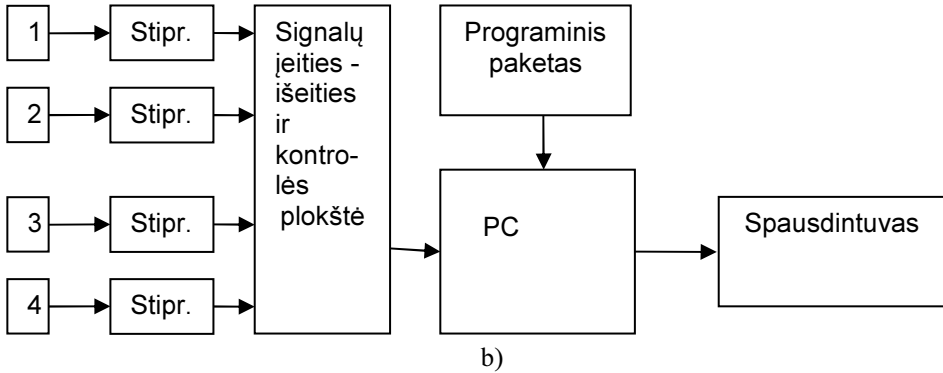


3.2 pav. Virpesių parametrų matavimo priemonės  
Fig. 3.2. Vibration parameters measuring equipment

Matavimo taškų išdėstymas rotorinės sistemos elementuose ir matavimo schema parodyta 3.4 paveiksle.



a)



**3.3 pav.** Diagnostiniai virpesių matavimo taškai 1, 2, 3, 4 parodyti išcentrinio pieno separatoriaus elementuose (a) ir matavimo schema (b) su keitikliais 1, 2, 3, 4

**Fig. 3.3.** Diagnostic points 1, 2, 3, 4 of vibration measurement, shown at elements of the centrifugal milk separator (a) and the measurement scheme (b) with the transducers 1, 2, 3, 4

Bendri matavimo vaizdai, sudarantys tyrimų metodikos pagrindą, parodyti 3.3 ir 3.4 paveiksluose.

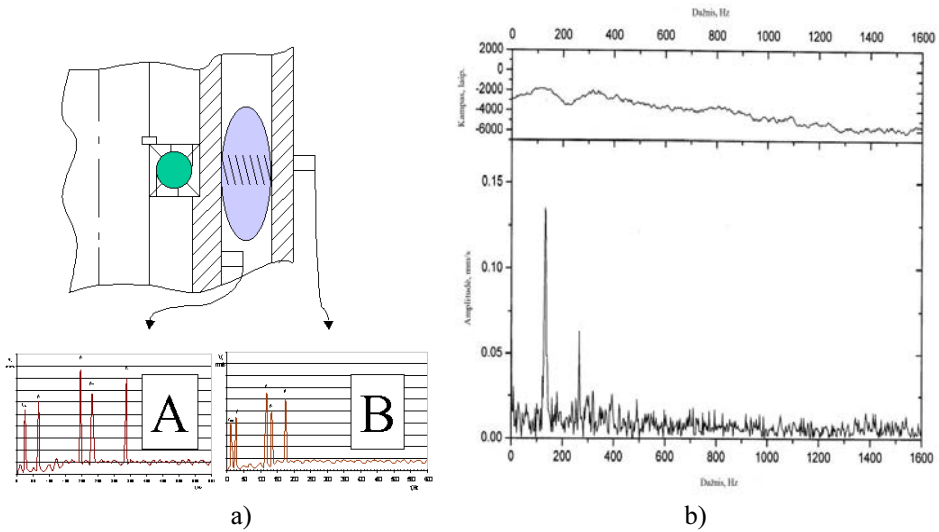
Šiose schemose (3.1 pav., b ir 3.4 pav., a) parodyta tiesioginis guolio išorinio žiedo įdėklo virpesių matavimas A ir matavimas per virpesių izoliavimo sistemą B. Todėl tokie netiesioginiai diagnostiniai matavimai reikalauja specializuotos metodologijos rezultatų patikimumui įvertinti.

Matavimo signalai kompiuteriu buvo apdorojami, naudojant programinius paketus „Origin 6.1“ ir „Pulse“. Buvo apskaičiuoti signalų spektrai, skirstiniai ir statistiniai parametrai: standartinis nuokrypis

$$S_X = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (3.1)$$

ir standartinis vidurkio nuokrypis (aritmetinio vidurkio vidutinė kvadratinė paklaida):

$$S_{\bar{X}} = \frac{S_X}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (3.2)$$



**3.4 pav.** Tiriamasis guolis (a), matavimas lazeriu ir akcelerometrais (b), matavimas be separatoriaus (c) ir su separatoriumi (d), matavimo schema (e), rotoriaus virpesiai (f) išmatuoti lazeriu

**Fig. 3.4.** The researched bearing (a), the measurement by the laser and accelerometers (b), the measurement without a separator (c) and with the separator (d), the measurement scheme (e), vibrations of the rotor (f), measured by a laser

sklaida:

$$x_{sklaida} = x_{\max} - x_{\min} , \tag{3.3}$$

čia  $n$  – matavimo rezultatų skaičius;  $x_i$  –  $i$ -tasis matavimo rezultatas.

Matavimo rezultatų skaitmeninis apdorojimas remiasi daugiadimensės tiesinės sistemos elementų virpesių spektrais, parodytais (3.4) ir (3.5) lygtyse (Vekteris, Trumpa 2012).

$$S_{jj}(f) = [\Phi_1(f), \Phi_2(f), \dots, \Phi_q(f)] \cdot \begin{pmatrix} S_{11}(f) & S_{12}(f) & \dots & S_{1q}(f) \\ S_{21}(f) & S_{22}(f) & \dots & S_{2q}(f) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ S_{q1}(f) & S_{q2}(f) & \dots & S_{qq}(f) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Phi_1^*(f) \\ \Phi_2^*(f) \\ \vdots \\ \Phi_q^*(f) \end{pmatrix} , \tag{3.4}$$

$$\begin{pmatrix} S_1(f) \\ S_2(f) \\ \vdots \\ S_q(f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_{11}(f) & S_{12}(f) & \dots & S_{1q}(f) \\ S_{21}(f) & S_{22}(f) & \dots & S_{2q}(f) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ S_{q1}(f) & S_{q2}(f) & \dots & S_{qq}(f) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Phi_1^*(f) \\ \Phi_2^*(f) \\ \vdots \\ \Phi_q^*(f) \end{pmatrix}, \quad (3.5)$$

čia dešinėje lygties (3.5) pusėje vektorius-stulpelis yra vektorius kompleksiška susietas su transponuotu vektoriumi  $\Phi(f)$ , o vektoriai-stulpeliai dešinėje lygties (3.5) dalyje transponuoti vektoriai-eilutės  $S_{ij}(f)$  ir  $\Phi(f)$ . Šiuo atveju lygtis (3.4) ir (3.5) yra pagrindinės virpesių dydžių tolerancijoms prognozuoti. Tam reikalingos atitinkamos koreliacinės funkcijos, spektriniai tankiai ir kepstrai. Autokoreliacinė funkcija nustatoma pagal tokią išraišką (Vekteris 1995):

$$K_{jj}(k\Delta h) = \frac{1}{N-k} \sum_{n=1}^{N-k} \left( x_{jn} - \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_{jn} \right) \left( x_{jn+k} - \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_{jn} \right), \quad (3.6)$$

čia  $n = 1, 2, \dots, N$ ;  $k = 0, 1, 2, \dots, m$  – žingsnio numeris;  $m$  – maksimalus žingsnių numeris. Tarpusavio koreliacinė funkcija:

$$K_{ij}(k\Delta h) = \frac{1}{N-k} \sum_{n=1}^{N-k} \left( x_{in} - \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_{in} \right) \left( x_{jn+k} - \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_{jn} \right), \quad (3.7)$$

$$K_{ji}(k\Delta h) = \frac{1}{N-k} \sum_{n=1}^{N-k} \left( x_{jn} - \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_{jn} \right) \left( x_{in+k} - \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_{in} \right). \quad (3.8)$$

Normuotos autokoreliacinės funkcijos ir tarpusavio koreliacinė funkcija nustatomos šiomis išraiškomis:

$$\rho_{jj} = \frac{K_{jj}(k\Delta h)}{D_j}; \quad (3.9)$$

$$\rho_{ij} = \frac{K_{ij}(k\Delta h)}{\sqrt{D_i D_j}}; \quad (3.10)$$

čia  $D_i = \frac{1}{N-k} \sum_{n=1}^N (x_{in} - x_i)^2$ ;  $D_j = \frac{1}{N-k} \sum_{n=1}^N (x_{jn} - x_j)^2$ ,

$N = T_p/\Delta h$  – realizacijos ilgis;  $\Delta h$  – diskretizavimo žingsnis. Spektriniai ir tarpusavio spektriniai tankiai nustatyti pagal autokoreliacines ir tarpusavio koreliacines funkcijas (3.8, 3.9):

$$S_{ij}(f) = 2\Delta h \left[ K_{ij}(0) + 2 \sum_{k=1}^{m-1} \varphi(k) K_{ij} \cos \left( \frac{\pi k f}{f_c} \right) \right], \quad (3.11)$$

čia  $k = 0, 1, 2, \dots, m, m \leq f_d / 2\Delta f_N$ .

$$S_{ij}(f) = \operatorname{Re} S_{ij}(f) - \operatorname{Im}_N S_{ij}(f), \quad (3.12)$$

čia

$$\operatorname{Re} S_{ij}(f) = 2\Delta h \left\{ K_{ij}(0) + 2 \sum_{i=1}^{S-1} \varphi(i) \frac{1}{2} [K_{ij}(i\Delta h) + K_{ij}(-i\Delta h)] \cos[(2\pi k_i \Delta f_N) / f_d] \right\}$$

$$\operatorname{Im}_N S_{ij}(k\Delta f_N) = 4\Delta h \sum_{i=1}^{S-1} \varphi(i) [K_{ij}(i\Delta h) - K_{ij}(-i\Delta h)] \sin[(2\pi k_i \Delta f_N) / f_d],$$

čia  $\Delta f_N$  – diskretinimo žingsnis pagal dažnį;  $f_d = 1/\Delta h$  – nepertraukiamų signalų diskretinimo dažnis;  $\varphi(i)$  – svorio funkcija, išlyginanti koreliacines funkcijas. Skaičiuojant spektrinius tankius buvo naudojamos šios svorio funkcijos:

Hanno:

$$\varphi(i) = \begin{cases} 0,5 \left( 1 + \cos \frac{\pi r}{m} \right) & , \quad r = 0, 1, 2, \dots, m, \\ 0, & r > m \end{cases} \quad (3.13)$$

Parseno funkcija:

$$\varphi(i) = \begin{cases} 1 - 6 \left( \frac{r}{m} \right)^2 + 6 \left( \frac{r}{m} \right)^3 & , \quad r = 0, 1, \dots, m, \\ 2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{m} \right) \right]^3 & , \quad r = \frac{m}{2} + 1, \dots, m, \\ 0, & r > m \end{cases} \quad (3.14)$$

Hemmingo funkcija:

$$\varphi(i) = 0,54 + 0,46 \cos \frac{\pi i}{S_N}, \quad i = 0, 1, 2, \dots, S_N - 1, \quad (3.15)$$

čia  $S_N = 1/B_e \Delta h$ ;  $N = S_N / \varepsilon_r^2$ ;  $T_E = N \Delta h$ ;  $B_e$  – ekvivalentinė skiriamoji geba, naudojama spektrui skaičiuoti;  $\varepsilon_r^2$  – normuotos standartinės paklaidos spektriniam tankiams įvertinti.

Signalas  $x(t)$  tikrasis, kompleksinis ir galios kepsrai turi šias išraiškas (Liang *et al.* 2013):

$$C(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \log |X(\omega)| e^{j\omega t} d\omega,$$

$$\vec{C}(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \log(X(\omega)) e^{j\omega t} d\omega, \quad (3.16)$$

$$C(t)^2 = \frac{1}{2\pi} \left| \int_{-\pi}^{\pi} \log |X(\omega)| e^{j\omega t} d\omega \right|^2,$$

čia  $X(\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt$  – signalo FT;  $\omega = 2\pi f$  – kampinis dažnis;  $f$  – dažnis.

Kepsras gali būti užrašytas ir taip:

$$C = IFT \left\{ \log \left[ \left| FT(x) \right| \right] \right\},$$

Koherentinė funkcija, jungianti du stacionarius procesus  $X_i(t)$  ir  $X_j(t)$ , turi tokį pavidalą:

$$\gamma_{ij}^2(f) = |S_{ij}(f)|^2 / S_{ii}(f) S_{jj}(f). \quad (3.17)$$

Esant žinomiems  $S_{ij}(f)$  ir  $S_{ij}(f)$ , lygties (3.6) sprendinys turi tokį pavidalą (Vekteris 1995):

$$\begin{vmatrix} \Phi_1(f) \\ \Phi_2(f) \\ \vdots \\ \Phi_q(f) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} S_{11}(f) & S_{12}(f) & \dots & S_{1q}(f) \\ S_{21}(f) & S_{22}(f) & \dots & S_{2q}(f) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{q1}(f) & S_{q2}(f) & \dots & S_{qq}(f) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} S_{1j}(f) \\ S_{2j}(f) \\ \vdots \\ S_{qj}(f) \end{vmatrix} \quad (3.18)$$

Separatoriaus rotorinės sistemos elementų virpesių dydžių tolerancijos nustatomos pagal šias dispersijas

$$D_j = \frac{1}{2} \pi \int_{-\infty}^{\infty} S_{jj}(f) df \quad \text{ir} \quad D_i = \frac{1}{2} \pi \int_{-\infty}^{\infty} S_{ii}(f) df. \quad (3.19)$$

Separatoriaus korpuso virpesius sukuria rotoriaus disbalansas, guolių, variklio ir reduktoriaus virpesiai. Korpuso judėjimo lygtys su rotoriumi, guoliais ir slopinimo sistema turi tokį pavidalą:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + h_1 (y_1 - \dot{y}_p) + h_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_1 (y_1 - y_2) + c_2 (y_1 - y_2) &= 0, \\ m_2 \ddot{y}_2 + h_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + h_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + c_2 (y_2 - y_1) + h_3 (y_2 - y_3) &= 0, \\ m_3 \ddot{y}_3 + h_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + c_3 (y_3 - y_2) &= 0, \end{aligned} \quad (3.20)$$

čia  $m_i$  – centrifugos masė su rotoriumi, guolių su slopinimo sistema ir rotoriaus korpuso atitinkamai;  $h_i, c_i$  – guolių su slopinimo sistema ir korpuso, slopinimo ir standumo koeficientai ( $i = 1, 2, 3$ );  $y_i$  – rotoriaus, guolių ir korpuso poslinkiai absoliutinėse koordinatėse ( $i = 1, 2, 3$ );  $y_p$  – atsitiktiniai rotoriaus poslinkiai nuo pieno judėjimo separatoriuje jėgų absoliutinėse koordinatėse.

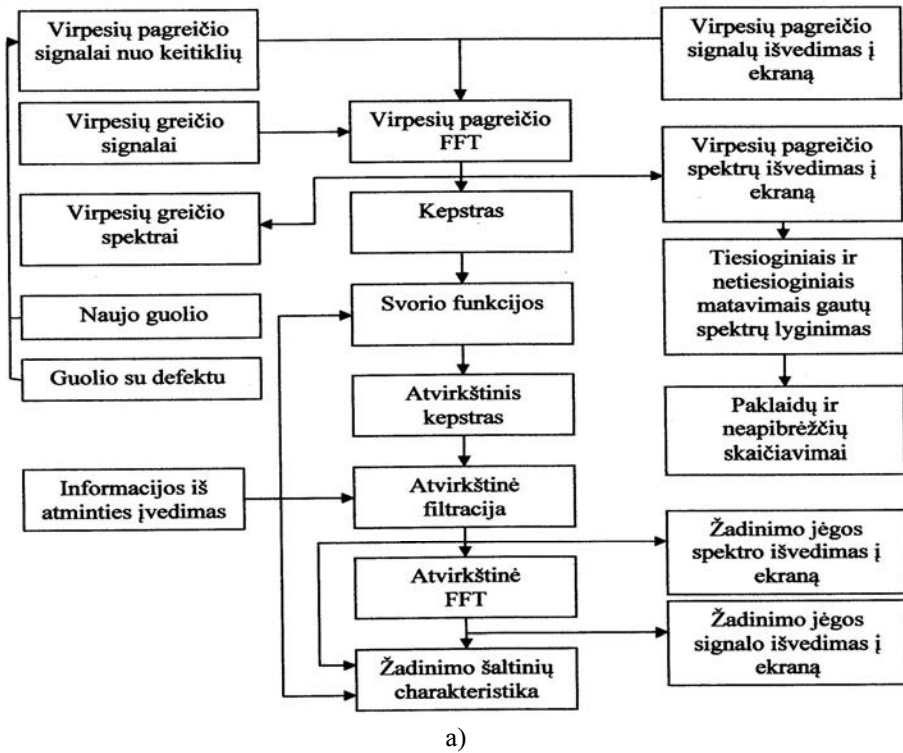
Naudojant santykinės koordinatės ir priimant  $y_p = e^{i\omega t}$ ;  $|y_i| = |W_{yi}(\omega)| e^{i\omega t}$ , po nesudėtingų pertvarkymų lygčių sistemą (3.20) galima užrašyti tokiu matriciniu pavidalu:

$$\begin{vmatrix} W_{y1}(\omega) \\ W_{y2}(\omega) \\ W_{y3}(\omega) \end{vmatrix} = \omega^2 |z|^{-1} \begin{vmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}, \quad (3.21)$$

čia

$$|z| = - \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} + \frac{i}{\omega} \begin{vmatrix} \frac{h_1}{m_1} & \frac{-h_2}{m_1} & 0 \\ -\frac{h_1}{m_1} & \frac{h_2}{m_1} + \frac{h_2}{m_2} & \frac{-h_3}{m_2} \\ 0 & \frac{h_2}{m_2} & \frac{h_3}{m_2} + \frac{h_3}{m_3} \end{vmatrix} + \frac{1}{\omega^2} \begin{vmatrix} \frac{c_1}{m_1} & \frac{-c_2}{m_1} & 0 \\ \frac{c_1}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} & \frac{-c_3}{m_2} \\ 0 & \frac{-c_3}{m_2} & \frac{c_3}{m_2} + \frac{c_3}{m_3} \end{vmatrix}.$$

Gauta lygtis (3.21) leidžia apskaičiuoti kompleksinę perdavimo funkciją  $W_{yi}(\omega)$ . Naudodami išraišką (3.18), gausime išėties atsitiktinio proceso spektrinį tankį, esant žinomam įėjties spektriniam tankiui, ir nustatysime dispersiją (3.19). Sistema (3.21) leidžia tyrinėti centrifugos būgno žadinimo poveikį guolių ir korpuso virpesiams.



3.5 pav. Tyrimo ir skaičiavimo metodika (a) ir matavimo schema (b)  
 Fig. 3.5. Methodic of research and calculation (a) and the measurement scheme (b)

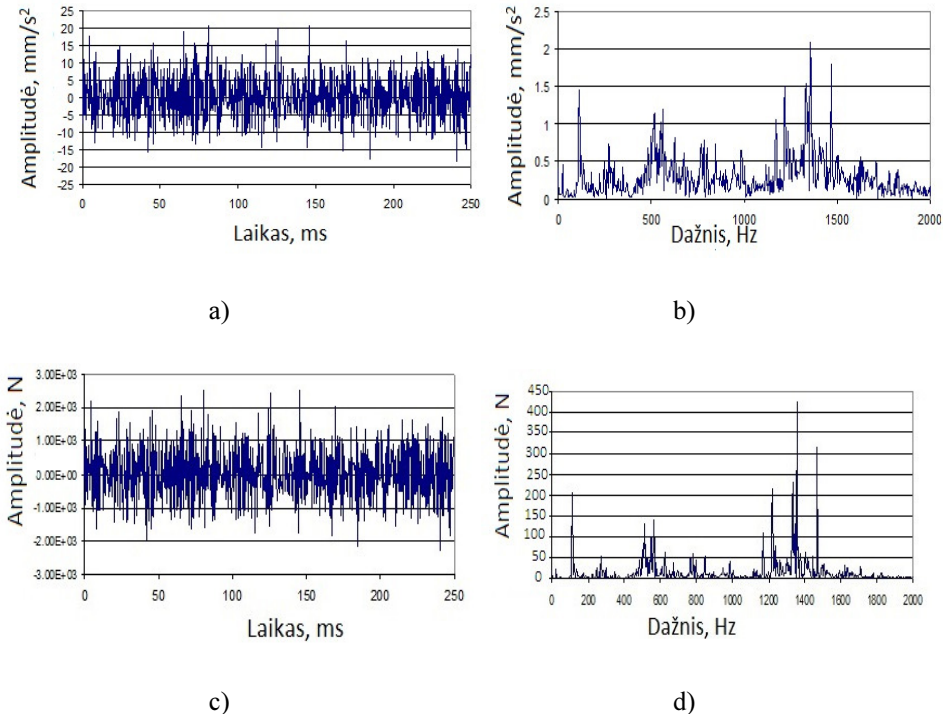


Remdamiesi pateiktomis matematinėmis lygtimis sudarome tyrimo metodiką ir skaičiavimo schemą, kuri parodyta 3.5 paveiksle. Pagal diagnostinių matavimų schemą (3.3 pav., a, b) matuojami guolio ir korpuso virpesių pagreičio signalai, kai guolis yra defektinis ir naujas, iš jų apskaičiuojami virpesių greičio signalai ir spektriniai tankiai, spektriniai tankiai lyginami ir apskaičiuojamos paklaidos bei neapibrėžtys. Toliau, naudojantis kepstru, gaunamos žadinimo jėgos signalai ir spektrinis tankis. Kitų sistemos elementų dinaminiai tyrimai ir diagnostiniai matavimai atliekami analogiškai. Rezultatai pateikiami virpesių signalų, spektrinių tankių ir koreliacinių funkcijų pavidalu.

Diagnostinė matavimo schema su išdėstytais keitikliais parodyta 3.3 pav., a, b, taško žymeklis (3.5 pav.b) sukuria impulsus, nustatančius rotoriaus sukimosi kampą, o keturi akcelerometrai matuoja guolio žiedo ir korpuso virpesių pagreičius. Skaitmeninis signalų diskretizavimas sistemoje priklauso nuo to, koks signalas tiriamas. Daugumai tokios sistemos žadinimo šaltinių didžiausiais dažnis yra 5 kHz, taigi kiekviename kanale diskretinimo dažnis laike turi sudaryti 12 500 apskukų/s. Diskretizavimas, naudojant 12 dvejetainių eilių, gali sudaryti pakankamą dinaminį diapazoną duomenims apdoroti. Esant keturiems kanalams, tai sudarytų visą diskretinimo dažnių pagal laiką apie 600 000 bit./s. Bet kurioje signalų apdorojimo stadijoje duomenis galima peržiūrėti kompiuterio ekrane, norint įsitikinti, ar signalai apdorojami teisingai. Signalų apdorojimo procedūra parodyta 3.5 pav., a. Pasirinktą virpesių pagreičio signalui naudojama Furjė transformacija ir gaunamas dažninis virpesių pagreičio spektras, paskui apskaičiuojamas signalo kepstras. Kepstras atskiria signale „trumpalaikius“ komponentus, susijusius su tiesioginiu virpesių plitimu nuo šaltinio, ir „ilgalaikius“ komponentus, sukeltus bangų atspindžių ir reverberacija konstrukcijoje. Išsaugant tik trumpalaikius signalo komponentus, šaltinio charakteristikų nustatymo procedūra suprastinama. Paskui naudojama kepstro apvertimo (pervarkymo) operacija, kuri atitinka mažus laikus. Gautam „spektrui“ naudojama atvirkštinė filtracija, kad galima būtų pereiti nuo virpesių pagreičio prie žadinimo jėgos. Paprasčiausiu atveju šis atvirkštinis filtras turi perdavimo funkciją, atvirkščią perdavimo funkcijai nuo sužadavimo jėgos keitiklio tvirtinimo vietoje. Toks atvirkščias filtras bendroju atveju gali turėti tokį kepstrinį langą, kuris naudotas virpesių pagreičio signalui. Tais atvejais, kai yra keletas žadinimo ir matavimo vietų, galima sukurti sudėtingesnius atvirkščius filtras siekiant pagerinti sistemos diagnostines galimybes.

Naudojant tinkamas atvirkščio filtravimo procedūras, gaunamos vienokios arba kitokios žadinimo jėgos dažninis spektras. Šis spektras arba atitinkamas laikinis signalas, gautas atvirkščia greitąja Furjė transformacija, gali būti panaudotas diagnozuojant, pavyzdžiui, priimant sprendimą dėl to, ar galima šį žadinimo šaltinį laikyti priimtina. Šis sprendimas gali būti skirtas nustatyti signalo nukrypimo laipsniui nuo pasirinkto etaloninio (gauto tiesioginiais matavimais)

signalu arba nustatant išmatuoto signalo parametrus, kuriems iš anksto nustatytos leistinos kitimo ribos. Ši diagnostinė sistema (3.5 pav., a) buvo realizuota VGTU, diagnozuojant vertikalių rotorių guolius su virpesių slopinimo sistema. 3.6 paveiksle parodyti akcelerometrų signalai ir jų dažniniai spektrai, užrašyti, kai rotorius sukasi 6745 apskukomis/min. Šie duomenys buvo pertvarkyti dėl keprstinio lango, išskiriančio mažo laiko diapazonus, ir atvirkščio filtro, nustatyto pagal perdavimo funkcijos rezultatus nuo jėgos į guolio pagreitį. Naudojant sukurta diagnostavimo sistema galima nustatyti žadinimo šaltinio pobūdį ir žadinimo jėgą bei atitinkamai koreguoti guolinio mazgo konstrukciją ir slopinimo mechanizmą. Atitinkamai iš virpesių pagreičių integruojant gaunami virpesių greičiai ir naudojant FFT gaunami virpesių greičio spektrai. Tiesioginių virpesių diagnostinių matavimų spektrai lyginami su netiesioginių virpesių diagnostinių matavimų spektrais ir apskaičiuojamos paklaidos bei neapibrėžtys.



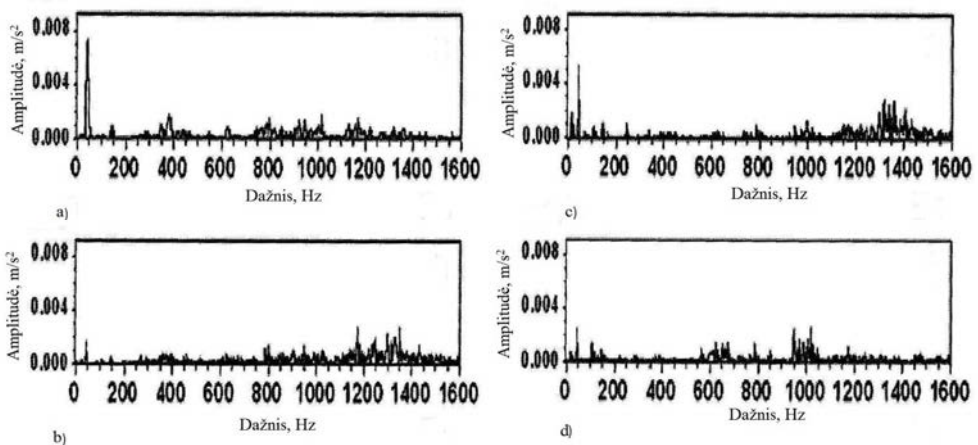
**3.6 pav.** Pagreičio signalai (a), pagreičio spektras (b), žadinimo jėgos signalas (c) ir jos spektras (d)

**Fig. 3.6.** Acceleration signals (a), the acceleration spectrum (b), the signal of excitation force (c), and its spectrums (d)

Gauti rezultatai rodo, kad pagreičio spektro amplitudės ir jėgos spektro amplitudės yra dažniuose, nustatytuose teoriniais tyrimais, t. y. rotoriaus sukimosi dažnis, guolių elementų dažniai ir slopinimo sistemos spyruoklių dažnis. Matyti, kad pasiūlyta metodika ir skaičiavimo schema veikia.

### 3.2. Išcentrinio pieno separatoriaus elementų virpesių tyrimas

Išcentrinių pieno separatorių vertikalūs rotoriai su riedėjimo guoliais ir virpesių slopinimo mechanizmais buvo diagnozuojami matuojant separatoriaus korpuso virpesius tuščiam mechanizmui besisukant visais sūkais ir išjungus elektros variklį. Analogiškai matavimai buvo atliekami ir separatorių užpildžius pienu. Matavimai buvo atliekami mechanizmui veikiant su nauju guolių komplektu, kurių keliami virpesiai yra minimalūs ir mažiausiai trukdo kitų virpesių žadinimo šaltinių nustatymui.



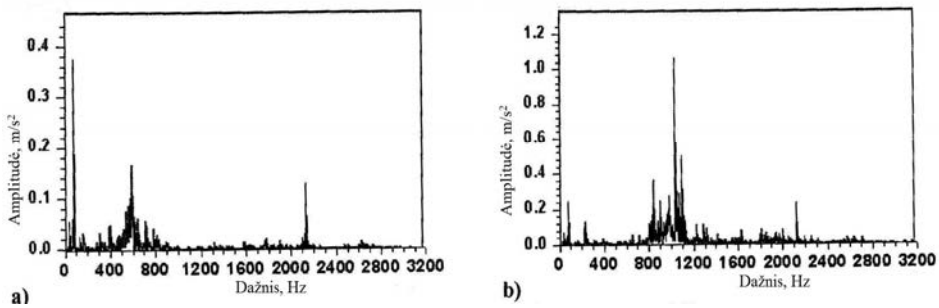
3.7 pav. Virpesiai įvairiuose mechanizmo vietose: a – guolio;  
b – multiplikatoriaus korpuso; c – ašiniai variklio virpesiai;  
d – skersiniai variklio virpesiai

Fig. 3.7. Vibration spectrum: a – bearing; b – on multiplier frame; c – axial vibrations of engine frame; d – transverse vibrations of engine frame

Pradiniais tyrimais buvo nustatyta, kad didžiausi svyravimų šaltiniai yra elektros variklis ir centrifuga. Tačiau atliekant tyrimus įvairiomis darbo sąlygomis, paaiškėjo, kad gana didelius aukštojo dažnio virpesius sukelia krumpliaratinė pavara (3.7 pav., b). Šių virpesių dydis taip pat labai priklauso nuo krumplių

kabinimosi paviršiaus, t. y. išjungus veikiančio separatoriaus variklį – krumpliaraičiams dirbant ne darbiniais krumplių paviršiais, jų keliamų virpesių dydis išauga 2–3 kartus. Nustatyta, kad pagrindiniai separatoriaus virpesių šaltiniai yra variklis ir (nepastovų disbalansą turintis) centrifugos būgnas. Taip pat nustatyta, kad didžiausių aukštojo dažnio virpesių šaltinis yra krumpliaratinė pavara, kurios žadinami virpesiai labai padidėja, kai išjungiamas separatoriaus variklis ir krumpliai pradeda kabintis ne darbiniais paviršiais (3.8 pav.).

Nustatant separatoriaus virpesių šaltinius, buvo matuojami guolio, korpuso, variklio ir centrifugos virpesių pagreičiai (3.7 pav.). Norint tiksliau apibrėžti krumpliaratinės pavaros įtaką mechanizmo virpesiams, įvairiose vietose buvo atliekami matavimai mechanizmui veikiant nuostoviuoju režimu ir atjungus variklį (3.8 pav.).



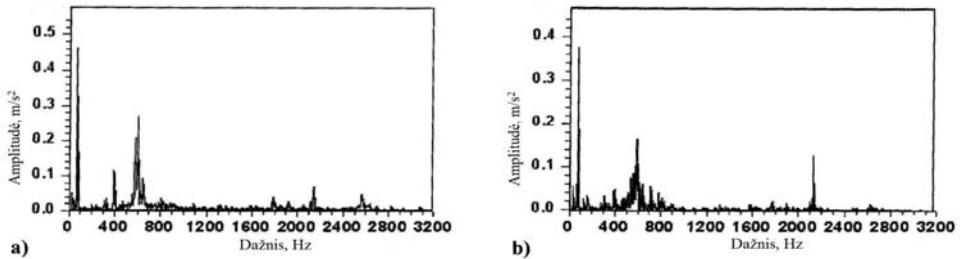
**3.8 pav.** Virpesių spektrai: a – varikliui veikiant; b – išjungus variklį  
**Fig. 3.8.** Spectrum of vibrations: a – steady state mode; b – transient mode with motor switched off

Matyti, kad, išjungus variklį, mechanizmo virpesių pagreičio amplitudė padidėja apie tris kartus. Gerokai išauga virpesiai kai yra 1000–1100 Hz dažniai. Tai yra krumpliaraičių krumplių kabinimosi dažniai.

Siekiant išsiaiškinti darbinio skysčio poveikį mechanizmo virpesiams, buvo atlikta daug matavimų, kurių rezultatai pateikti 3.9 pav., a, b.

Sprendžiant iš gautų tyrimų rezultatų, galima teikti, kad darbinis skystis veikiančio separatoriaus virpesius padidina tik esant 400 Hz ir 600 Hz dažniams, esant kitiems dažniams, skysčio judėjimo įtaka nėra didelė, išskyrus rotoriaus sukimosi dažnį. Išsamesni tyrimai buvo atliekami įvairiai apkrovus mechanizmą, t. y. analogiškai matavimai buvo atliekami su visiškai sukomplektuotu centrifugos būgnu ir visiškai jį demontavus, paliekant tik centrifugos būgno ašį (rotorių). Buvo matuojami korpuso virpesiai (3.10 pav., a) ir guolio virpesiai (3.10 pav., b). Gauti rezultatai rodo, kad centrifugos būgnas sumažina korpuso virpesius

krumpliaračių kabinimosi dažnyje (1349 Hz,) lyginant virpesius be centrifugos būgno, o guolio išorinio žiedo virpesiams didelės įtakos neturi.



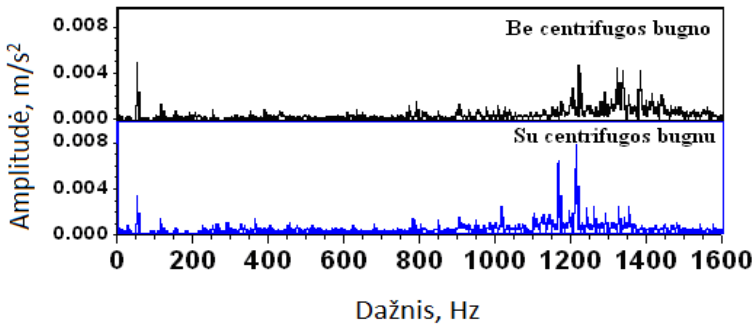
**3.9 pav.** Virpesių spektrai: a – centrifuga su darbinio skysčiu;  
b – be darbinio skysčio

**Fig. 3.9.** Spectrum of vibrations: a – with working liquid;  
b – without working liquid

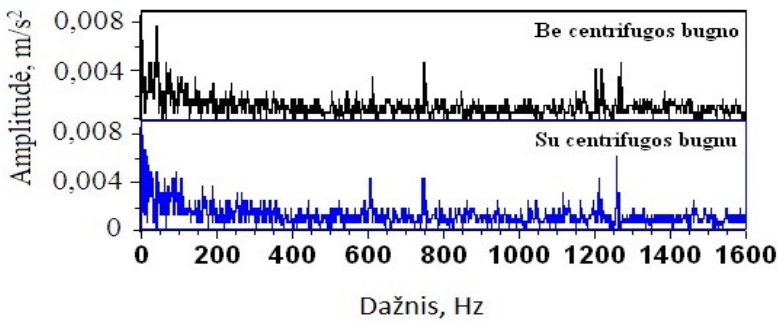
Remiantis matavimų rezultatais, galima teigti, kad mechanizmo apkrovimas centrifugos būgno mase neturi didelės įtakos mechanizmo virpesiams (virpesių dydžiui ir dažnių pasiskirstymui). Tačiau, sulyginus 3.10 pav., a ir b, pateiktus matavimų rezultatus, galima daryti išvadą, kad centrifuga ir ją laikantis viršutinis guolis yra svarbus virpesių šaltinis. Tačiau šių virpesių įprastomis separatoriaus darbo sąlygomis tiksliai išmatuoti nepavyksta, nes juos slopina guolių slopinimo sistema.

Ištyrus žadinimo jėgas, buvo nustatyta, kad labiausiai tikėtinas virpesių šaltinis yra krumpliaratinės pavaros (3.8 pav.). Paprastai pieno separatoriuje elektros variklio velenas standžiai jungiamas su krumpline pavara, dėl to gali atsirasti aukštadažniai virpesiai. Šie virpesiai gali būti perduoti vertikaliajam centrifugos rotoriumi ir dar labiau padidinti viso agregato svyravimus.

Siekiant nustatyti virpesių pobūdį, buvo palyginti guolio ir korpuso virpesių gaubtiniai spektrai (3.11 pav.). Matyti, kad guolio ir korpuso amplitudės skiriasi apie 10 kartų. Dėl šios priežasties darbe atlikta nuodugni virpesių analizė. Analizės išvados rodo, kad rotoriaus sukimosi dažniai artimi gęstančių svyravimų dažniui (3.4 pav., b). Tamprių svyravimų vertinimui buvo ištirti svyravimų spektrai nuostoviuoju režimu. Palyginus spektrus, buvo nustatyta, kad spektrai turi pikus, artimus vertikalaus rotoriaus sukimosi dažniui.

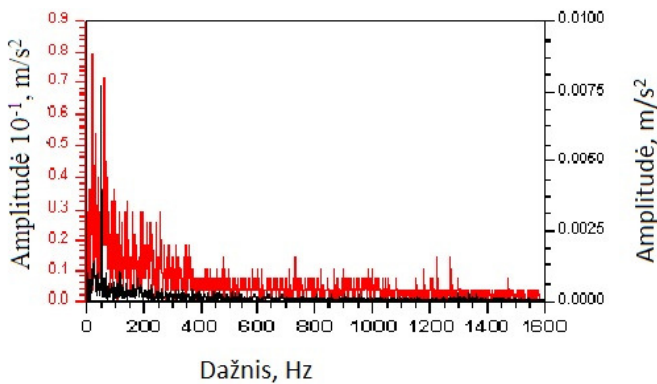


a)



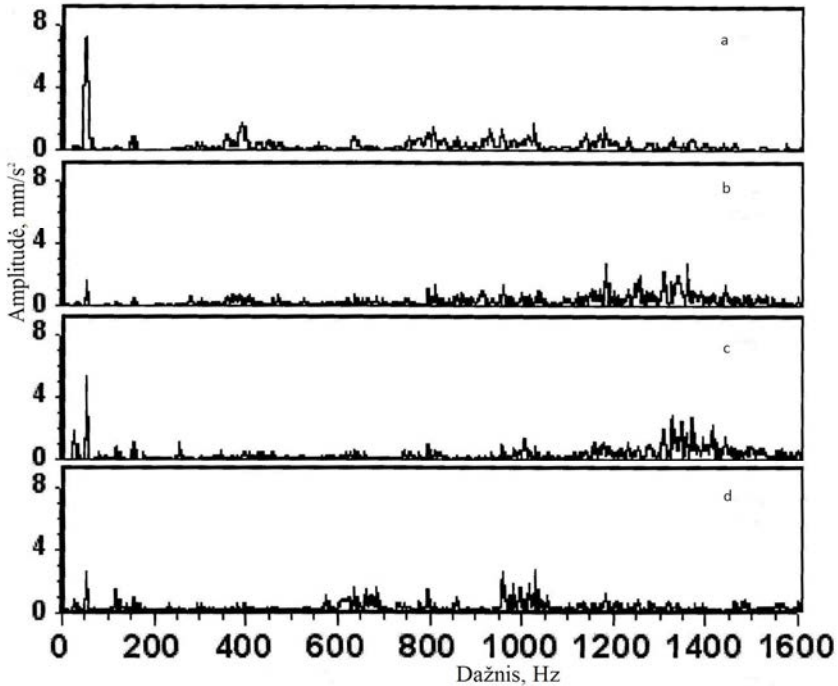
b)

3.10 pav. Virpesių spektrai: a – rotoriaus korpuso; b – guolio išorinio žiedo  
 Fig. 3.10. Spectrum of vibrations: a – vibration on body; b – bearing vibrations



3.11 pav. Guolio ir korpuso gaubtiniai spektrai  
 Fig. 3.11. Evenlope spectrum of bearing and the body

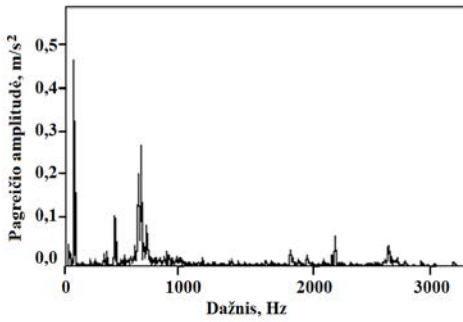
Multiplikatoriaus korpuso virpesių spektrai parodyti 3.12 paveiksle. Spektrų amplitudės didžiausios, esant krumpliaračių susikabinimo dažniui, matuojant krumplių susikabinimo lygyje (3.12 pav., b, c), o matuojant kitur (3.12 pav., a, d) efekto nestebima.



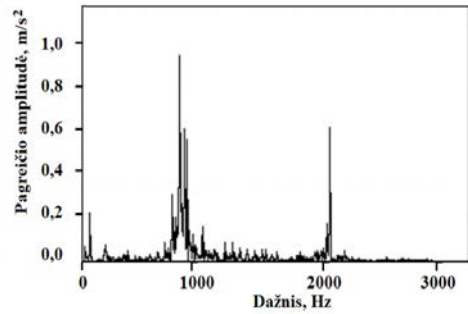
3.12 pav. Multiplikatoriaus korpuso virpesių spektrų amplitudės:  
 a – multiplikatoriaus prie guolio su slopintuvu; b – multiplikatoriaus;  
 c – multiplikatoriaus prie variklio ašiniai virpesiai; d – multiplikatoriaus prie  
 variklio skersiniai virpesiai

**Fig. 3.12.** Amplitudes of the vibration spectrums of the multiplier body: a – of the multiplier at the bearing with a damper; b – of the multiplier; c – the axial vibrations of the multiplier at the motor; d – the cross vibrations of the multiplier at the motor

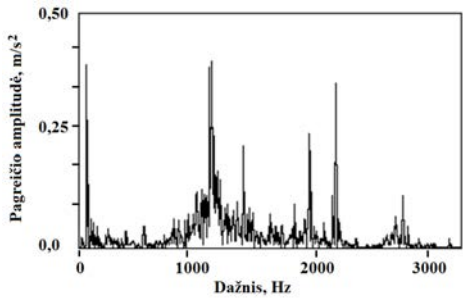
Diagnostiniai matavimai atlikti, kai separatorius sukasi tuščias bei atjungus variklį ir kai sukasi su pienu įjungtu ir išjungtu varikliu, parodyta 3.13 pav., a–l.



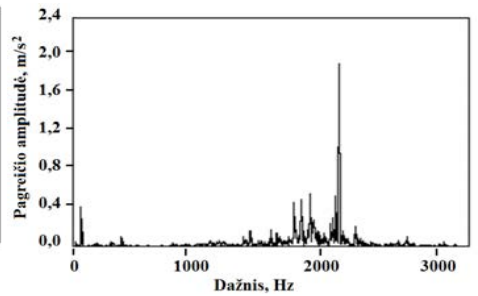
a)



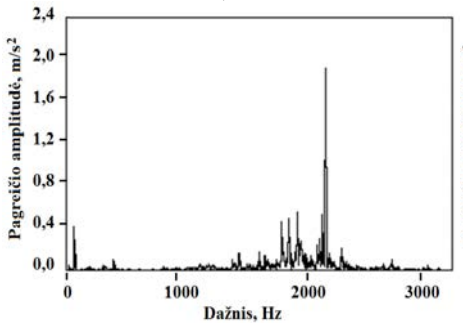
b)



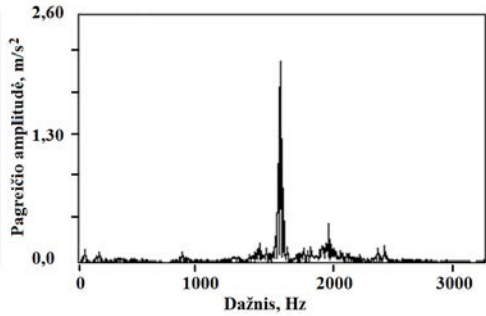
c)



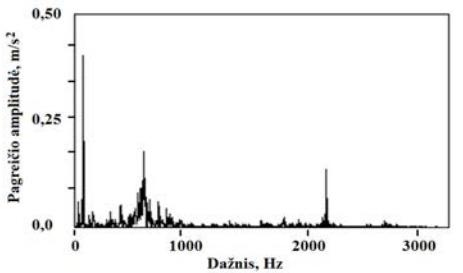
d)



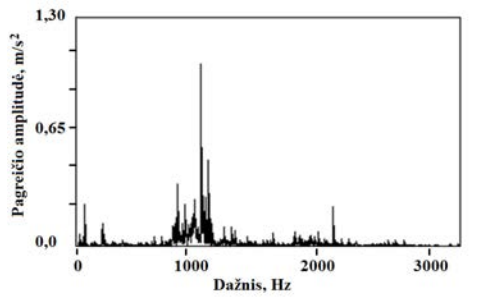
c)



d)

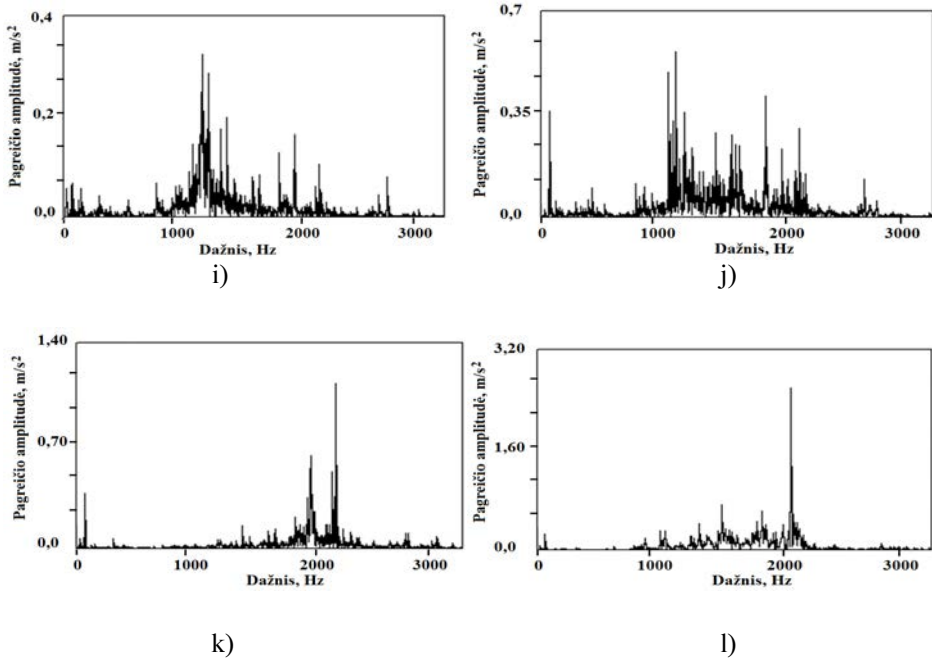


g)



h)





**3.13 pav.** Virpesių pagreičių amplitudžių spektrai: a – matuojant statmenai variklio velenui, kai separatorius sukasi tuščias; b – matuojant statmenai variklio velenui, kai išjungtas variklis; c – matuojant lygiagrečiai su variklio velenu, kai separatorius sukasi tuščias; d – kaip ir c, tik išjungus elektros variklį; e – matuojant prie krumpliaratinės pavaros, kai separatorius sukasi tuščias; f – kaip ir e, tik išjungus elektros varikį; g – matavimai statmeni variklio velenui, kai separatorius sukasi su pienu; h – kaip ir g, tik išjungus variklį; i – matuojant lygiagrečiai su variklio velenu, kai separatorius sukasi su pienu; j – kaip ir i, tik išjungus elektros variklį; k – matuojant prie krumplinės pavaros, kai separatorius sukasi su pienu; l – kaip ir k, tik išjungus elektros variklį.

**Fig. 3.13.** Spectrums of vibration acceleration amplitudes: a – at measuring perpendicularly to the motor shaft, at revolutions of an empty separator; b – at measuring perpendicularly to the motor shaft at the motor switched-out; c – at measuring parallel to the motor shaft, at rotation of the empty separator; f – the same as e, only at the electrical motor switched out; g – the measurements perpendicularly to the motor shaft at rotation of the separator with milk; h – the same as g, only at the motor switched out; i – at measuring parallel to the motor shaft, at the separator rotation with milk; j – the same as i, only at the electrical motor switched out; k – at measuring at the gear drive at separator rotation with milk; l – the same as k, only at the electrical motor switched out

Matome, kad, atjungus elektros variklį, labai jaučiama krumpliaratinės pavaros įtaka virpesių amplitudžių dydžiui ir dažniui. Kai matavimai atlikti lygiagrečiai su elektros velenu, virpesių amplitudės išauga rotoriaus kritinio dažnio aplinkoje. Akivaizdus virpesių amplitudžių padidėjimas matomas matuojant statmenai variklio velenui ypač aukštų dažnių srityje – daugiau nei 2000 Hz.

### 3.3. Rotorinės sistemos virpesių diagnostiniai matavimai

Tiriamas rotoriaus riedėjimo guolis su žinomais parametrais pagal pateiktas formules, teoriškai nustatomas defektinių guolio elementų virpesių dažnių pasiskirstymas.

Rutuliukų probėgio išorinio žiedo takeliu dažnis  $f_i$ , rodantis išorinio žiedo pažeidimą:

$$f_i = z \cdot \frac{f_r}{2} \cdot \left( 1 - \frac{d_r}{d_{vid}} \cdot \cos \beta \right) \text{ arba } f_i = z f_{sp}. \quad (3.22)$$

Rutuliukų probėgio vidinio žiedo takeliu dažnis  $f_v$ , rodantis vidinio žiedo pažeidimą:

$$f_v = z \cdot \frac{f_r}{2} \cdot \left( 1 + \frac{d_r}{d_{vid}} \cdot \cos \beta \right) \text{ arba } f_v = z(f_r - f_{sp}). \quad (3.23)$$

Riedėjimo kūnų defektinis dažnis  $f_{rf}$ , rodantis riedėjimo kūnų pažeidimus:

$$f_{rf} = f_r \cdot \frac{d_{vid}}{d_r} \cdot \left\{ 1 - \left( \frac{d_r}{d_{vid}} \cos \beta \right)^2 \right\} \text{ arba } f_{rf} = 2f_{rk}. \quad (3.24)$$

Riedėjimo kūnų sukimosi dažnis  $f_{rk}$ :

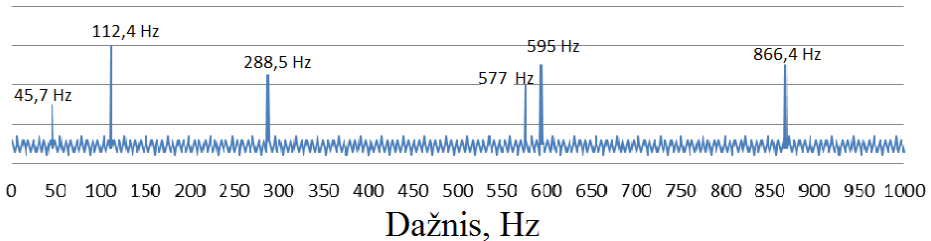
$$f_{rk} = f_r \cdot \frac{d_{vid}}{2d_r} \cdot \left\{ 1 - \left( \frac{d_r}{d_{vid}} \cos \beta \right)^2 \right\}. \quad (3.25)$$

Separatoriaus sukimosi dažnis  $f_{sp}$  rodantis separatoriaus pažeidimą:

$$f_{sp} = \frac{f_r}{2} \left( 1 - \frac{d_r}{d_{vid}} \cdot \cos \beta \right), \quad (3.26)$$

čia  $f_r$  – rotoriaus sukimosi dažnis;  $z$  – rutuliukų skaičius;  $d_r$  – rutuliuko skersmuo;  $d_{vid}$  – guolio vidutinis skersmuo;  $\beta$  – rutuliuko sąlyčio kampas.

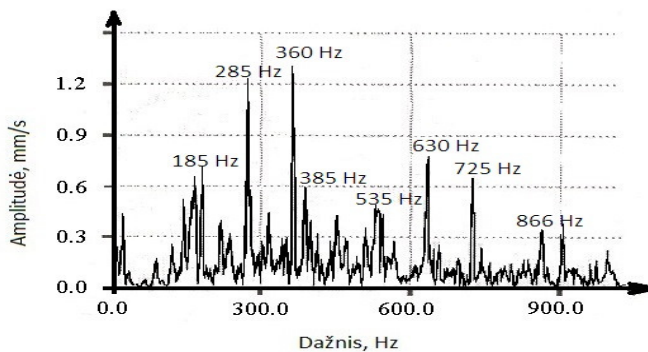
Atlikus skaičiavimus, gaunamas teorinis defektinių guolio elementų dažnių pasiskirstymas (3.14 pav.).



**3.14 pav.** Teorinis defektinio guolio dažnių pasiskirstymas

**Fig 3.14.** The frequent distribution of the damage bearing

Palyginus teorinį (3.14 pav.) ir praktinį dažnių pasiskirstymą, gautą tiesioginių matavimų metu (3.15 pav.), galima nustatyti labiausiai pažeistus guolio elementus. Pagal virpesių greitį galima spręsti apie pažeidimų lygį. Matyti, kad apskaičiuoti teoriniai dažniai nepakankamai matomi iš realių matavimų (3.15 pav.), nes teoriniai guolio elementų dažnių skaičiavimai atlikti vienaeiliam guoliui, o tiriamasis guolis (2.1 pav.) yra dvieilis, todėl dažniai pasislenka į didesniąją pusę arba sudaro kitokią dažnių kombinaciją, be to, matavimo rezultatus veikia ir kiti separatoriaus elementai.



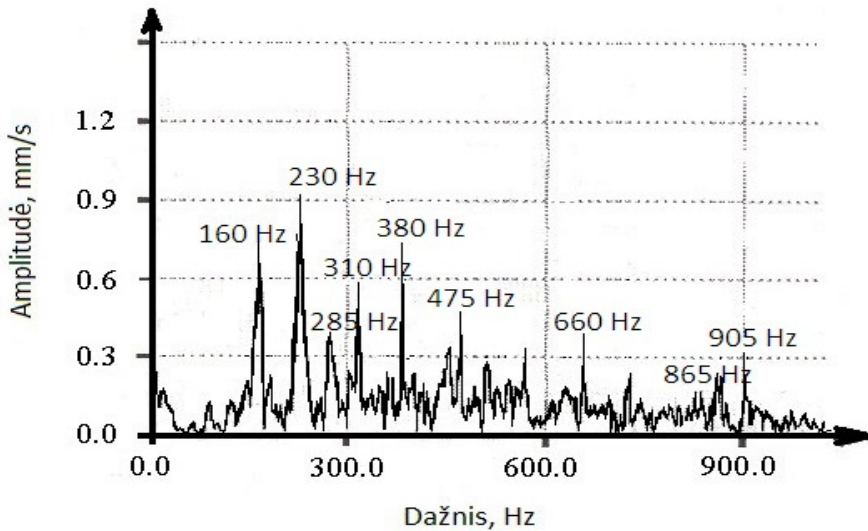
**3.15 pav.** Guolio defektinių elementų virpesių dažnių pasiskirstymas

**Fig. 3.15.** The vibration frequents distribution of the defective bearing elements

Išanalizavus šiuos dažnių pasiskirstymo grafikus, galima daryti preliminarias išvadas apie tiriamo guolio elementų būklę. Šiuo atveju galima teigti, kad

labiausiai pažeisti elementai yra guolio riedėjimo kūnai ir išorinis guolio žiedas. Lyginant su modeliavimo rezultatais, paklaida siekia 1,2 %.

Tačiau mechanizmui veikiant įprastu režimu, šio guolio tiesioginiai virpesių parametrų matavimai yra neįmanomi. Todėl tenka matuoti korpuso, kuris susietas su slopinimo sistema, virpesius (3.16 pav.).



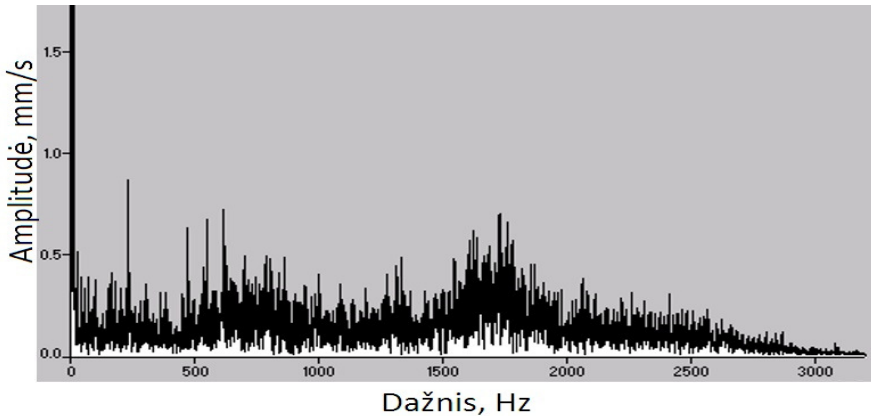
**3.16 pav.** Guolio defektinių elementų virpesių dažnių pasiskirstymas (matuojant korpuso virpesius)

**Fig. 3.16.** The vibration frequents distribution of the defective bearing elements. (the measurement of the body vibration)

Išnagrinėjus 3.15 ir 3.16 pav. grafikus, matyti, kad guolio virpesių lygis ir jų dažnių pasiskirstymas yra koreguojamas virpesių slopinimo sistema. Todėl išmatavus rotorinės sistemos virpesių parametrus per virpesių slopinimo sistemą, negalima teisingai įvertinti tiriamo guolio būklės, nes analogiškuose dažniuose amplitudžių dydžiai labai skiriasi, todėl reikia nustatyti virpesių slopinimo sistemos įtaką matavimo rezultatams.

Bandymų stende atlikus tam tikrus konstrukcijos pakeitimus, tapo įmanoma nagrinėjamo guolių mazgo virpesius matuoti ir tiesiogiai (3.17 pav.), ir per virpesių slopinimo sistemą. Virpesių greičio amplitudė (3.17 pav.) yra didžiausia esant 250 Hz dažniui ir siekia 0,9 mm/s, taip pat išsiskiria rutuliukų riedėjimo guolio žiedais dažniai, ypač rutuliukų riedėjimo vidinio guolio žiedu dvigubas dažnis 1732 Hz. Išorinio guolio žiedo didesnės amplitudės pokyčiai išlieka iki

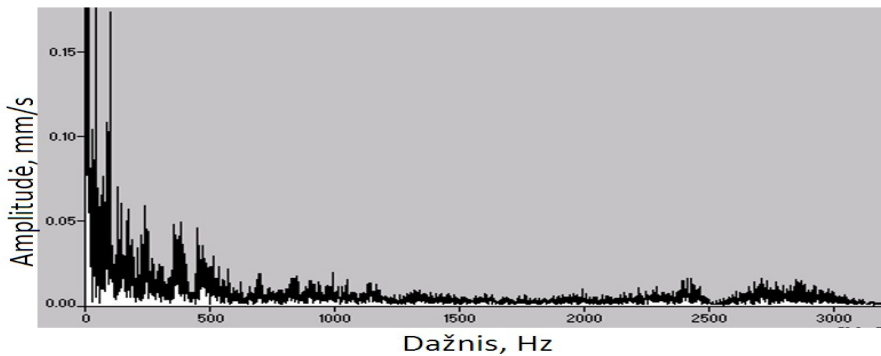
3000 Hz ribos, toliau virpesių greičio amplitudė mažėja. Korpuso virpesiai (3.18 pav.) yra aukštadažniai.



**3.17 pav.** Pieno separatoriaus rotorinės sistemos guolio virpesių greičio spektras

**Fig. 3.17.** Vibration speed spectrum of the bearing of the milk separator rotor system

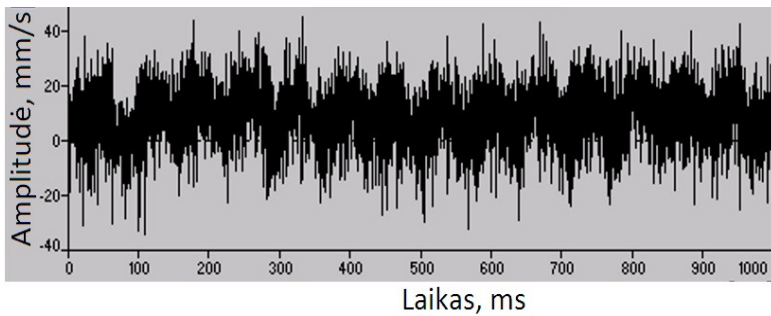
Didinant dažnio diapazoną, korpuso pagreitis mažėja. Virpesių greičio spektrinio tankio (3.18 pav.) amplitudės gerokai mažesnės už guolio išorinio žiedo virpesių greičio amplitudes.



**3.18 pav.** Pieno separatoriaus rotorinės sistemos korpuso virpesių greičio spektras

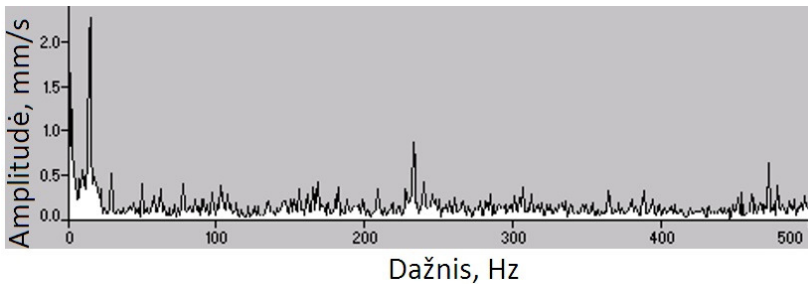
**Fig. 3.18.** Vibration speed spectrum of the body of the milk separator rotor system

Iš virpesių greičio spektrinio tankio (3.18 pav.) matyti, kad pieno separatoriaus korpuso virpesių greičio amplitudė yra didžiausia pačioje pradžioje, kai elektros variklis sužadinamas. Dažniui pasiekus 500 Hz ribą, pieno separatoriaus korpuso virpesių greičio amplitudė stabilizuojasi ir išlieka stabili didėjant dažnio diapazonui. Taigi pieno separatoriaus korpusas yra labiausiai veikiamas virpesių įjungiant variklį. Norint tausoti įrenginį ir prailginti jo naudojimo laiką, reikia apsvarstyti dažno įjungimo ir išjungimo privalumus ir trūkumus. Siekiant išsiaiškinti guolio ir korpuso virpesių pobūdį perėjimo procese iki 500 Hz dažnių ruože, t. y. paleidžiant variklį ir matuojant, kai rotorius pasiekia 880 aps./min greitį, gaunami rezultatai, parodyti 3.19–3.26 pav.



**3.19 pav.** Pieno separatoriaus rotorinės sistemos guolio virpesių greitis  
**Fig. 3.19.** Vibration speed of the bearing of the milk separator rotor system

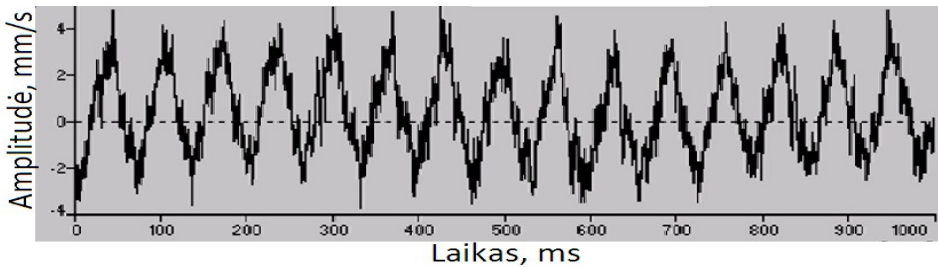
Matyti, kad pieno separatoriaus išorinio guolio žiedo virpesių greičio amplitudė, esant dažniams nuo 100 ms iki 1000 ms, yra stabili ir pastovi (3.20 pav.).



**3.20 pav.** Pieno separatoriaus rotorinės sistemos guolio virpesių greičio spektras  
**Fig. 3.20.** Vibration speed spectrum of the bearing of the milk separator rotor system

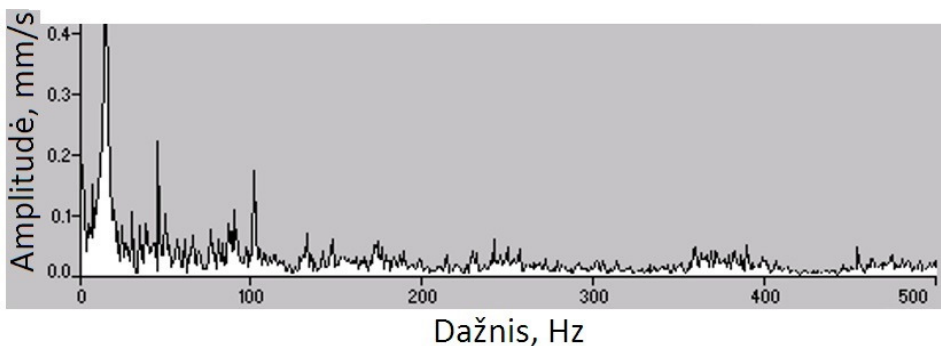
Virpesių greičio amplitudės spektras (3.20 pav.) rodo, kad pieno separatoriaus išorinio guolio žiedo greičio virpesių amplitudė yra didžiausia sužadinant elektros variklį, o, pasiekus 50 Hz ribą, virpesiai stabilizuojasi ir išlieka beveik pastovūs. Didžiausia amplitudė yra esant 14,7 Hz rotoriaus sukimosi dažniui ir rutuliukų riedėjimo guolio žiedais dažniams.

Matuojant korpuso virpesius pastebėta, kad korpuso virpesių greičio amplitudė yra apie 10 kartų mažesnė už išorinio guolio žiedo virpesių greičio amplitudę (3.21 pav.).



**3.21 pav.** Pieno separatoriaus rotorinės sistemos korpuso virpesių greitis  
**Fig. 3.21.** Vibration speed of the body of the milk separator rotor system

Iš gautų rezultatų (3.21 pav.) matyti, kad pieno separatoriaus korpuso virpesių greičio amplitudė visame dažnio diapazone nuo 0 ms iki 1000 ms yra labai mažai kintanti, o spektrinio tankio virpesių greičio amplitudės labai išsiskiria tik esant žemiems dažniams, t. y. iki 100 Hz (3.22 pav.).



**3.22 pav.** Pieno separatoriaus rotorinės sistemos korpuso virpesių greičio spektras  
**Fig. 3.22.** Vibration speed spectrum of the body of the milk separator rotor system

Spektrinio tankio pobūdis (3.22 pav.) rodo, kad pieno separatoriaus korpuso virpesių greičio amplitudė yra didžiausia jungiant elektros variklį. Iškart po įjungimo virpesių greičio amplitudė stabilizuojasi ir išlieka mažai kintanti visame likusiame dažnių diapazone.

Taigi tyrimai, pateikti visame dažnių ruože nuostoviuoju režimu, yra kur kas informatyvesni negu perėjimo procese. Tą rodo ir virpesių greičio amplitudžių spektras, pateiktas 3.23 paveiksle. Paleidžiant išcentrinį pieno separatorių, kai rotorius dažnis pasiekia 14,7 Hz, virpesių greičio amplitudžių spektras, parodytas 3.24 paveiksle, rodo, kad guolio išorinio žiedo virpesių greičio amplitudės yra didžiausios, esant rotorius sukimosi dažniui, o, esant 230 Hz bei 472,5 Hz dažniams, korpuso virpesių greičio amplitudės neturi ryškių impulsų, išskyrus rotorius sukimosi dažnį.

Lygindami pieno separatoriaus guolio ir korpuso virpesių spektrinių tankių amplitudes (3.27 pav.) matome, kad visame dažnių diapazone guolio virpesių greičio amplitudė yra kur kas didesnė už korpuso virpesių amplitudę. Taip yra dėl to, kad virpesiai yra slopinami guolio slopinimo sistemos, dėl to korpusą pasiekia daug mažesni virpesiai, o amplitudžių skirtumas tarp tiesioginių ir netiesioginių matavimų, esant atitinkamiems dažniams, yra gana didelis, todėl reikalinga jų specifinė analizė.

Iš ankstesnių diagnostinių matavimų žinoma, kad guolio išorinio žiedo virpesių signalai  $X_i$  ir korpuso virpesių signalai  $X_k$  yra koreliuoti, t. y. jie vienas nuo kito priklauso tam tikru laipsniu – dviejų įverčių  $x_i$  ir  $x_k$  kovariacija, kuri pateikia papildomą indėlį į neapibrėžtį, įvertinamą:

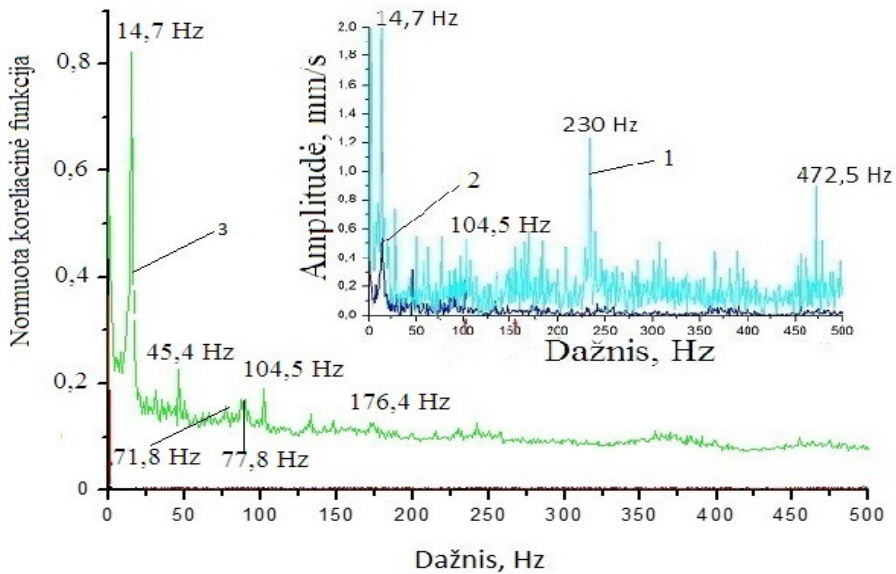
$$\sigma_n(x_i, x_k) = \sigma_n(x_i) \sigma_n(x_k) r(x_i, x_k). \quad (3.27)$$

Koreliacijos laipsnį nusako koreliacijos koeficientas  $r(x_i, x_k)$  (čia  $-1 < r < 1$ ). Koreliacijos koeficientas tarp įverčių  $x_1$  ir  $x_2$  gali būti apskaičiuotas iš (3.27) formulės.

$$r(x_i, x_k) = \frac{\sigma(x_1, x_2)}{\sigma_n(x_i) \sigma_n(x_k)}. \quad (3.28)$$

Koreliacijos koeficientas – koreliacijos stiprumo matas. Jeigu dviejų kintamųjų koreliacijos koeficientas lygus nuliui, tai tie kintamieji yra statistiškai nepriklausomi. Apskaičiuotas koreliacijos koeficientas siekia 0,195, tą rodo ir rotorinės sistemos guolio ir korpuso virpesių spektrinių tankių normuota koreliacinė funkcija, kurios reikšmės, esant įvairiems dažniams, svyruoja nuo 0,1 iki 0,81, parodytos 3.23 paveiksle, tačiau, esant dažniams nuo 25 Hz iki 500 Hz, koreliacinis ryšys yra labai silpnas. Taigi silpna koreliacija rodo, kad netiesioginiai diagnostiniai matavimai, esant dažniams iki 500 Hz, nepakankamai atspindi guolio defektingą būseną.

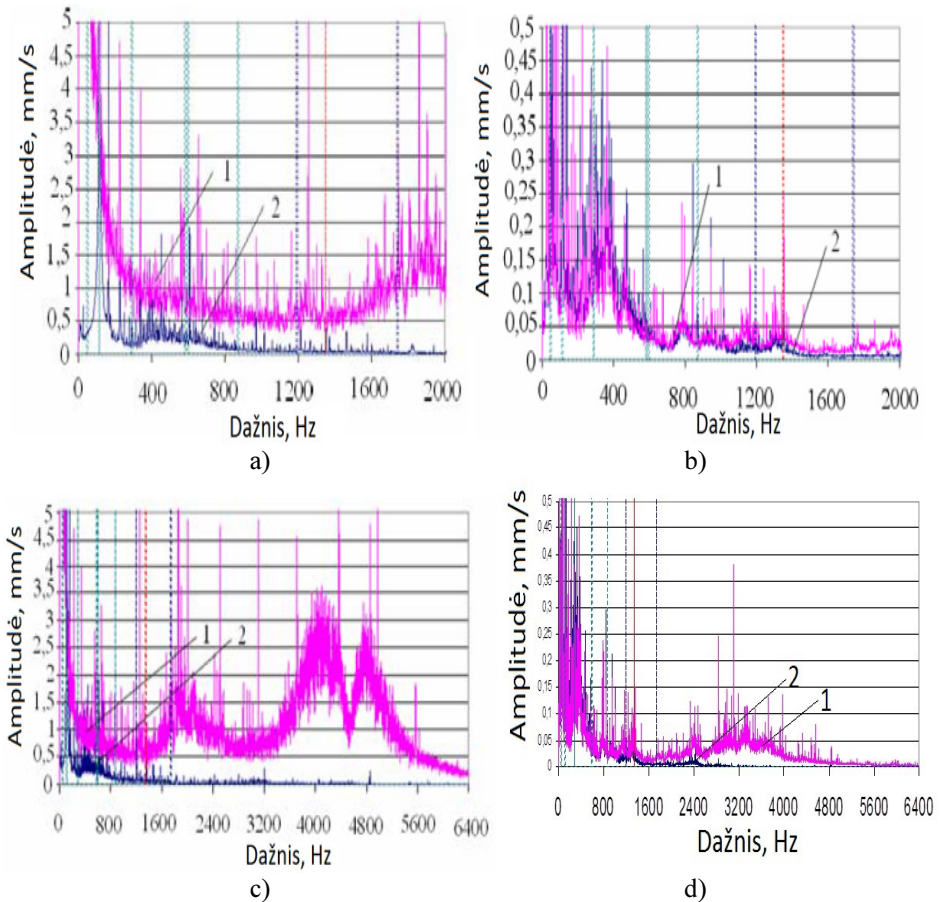




**3.23 pav.** Rotorinės sistemos guolio (1) ir korpuso (2) virpesių spektrinių tankių normuota koreliacinė funkcija (3), esant dažniams iki 500 Hz  
**Fig. 3.23.** Normed correlation function (3) of vibration spectrum density of the rotor system bearing (1) and the body (2) at frequency up to 500 Hz

Kai korpuso ir guolio normuota virpesių spektrų tankio koreliacijos funkcija yra nelygi nuliui, tai jie yra statistškai priklausomi (3.23 pav.). Geriausiai koreliuoja spektriniai tankiai rotoriaus sukimosi dažnyje, taip pat esant kartotiniams dažniams 45,4 Hz, 71,8 Hz, 104,5 Hz, krumpliaračių kabinimosi dažniui 176,4 Hz ir kitiems žemesiems dažniams, tačiau santykinė paklaida, esant šiems dažniams, tarp tiesioginių ir netiesioginių matavimų viršija 20 %, o esant tokiai paklaidai spręsti apie guolio funkcionavimo kokybę pagal netiesioginius matavimus nėra praktiškai įmanoma, nes tai gali būti klaidingo pavojaus arba gedimo praleidimo tikimybė. Todėl tikslinga, esant rotoriaus sukimosi dažniui 112,4 Hz, atlikti sistemos su nauju ir defektiniu guoliu diagnostiką ir išanalizuoti jų koreliacijas, neapibrėžtis ir paklaidas.

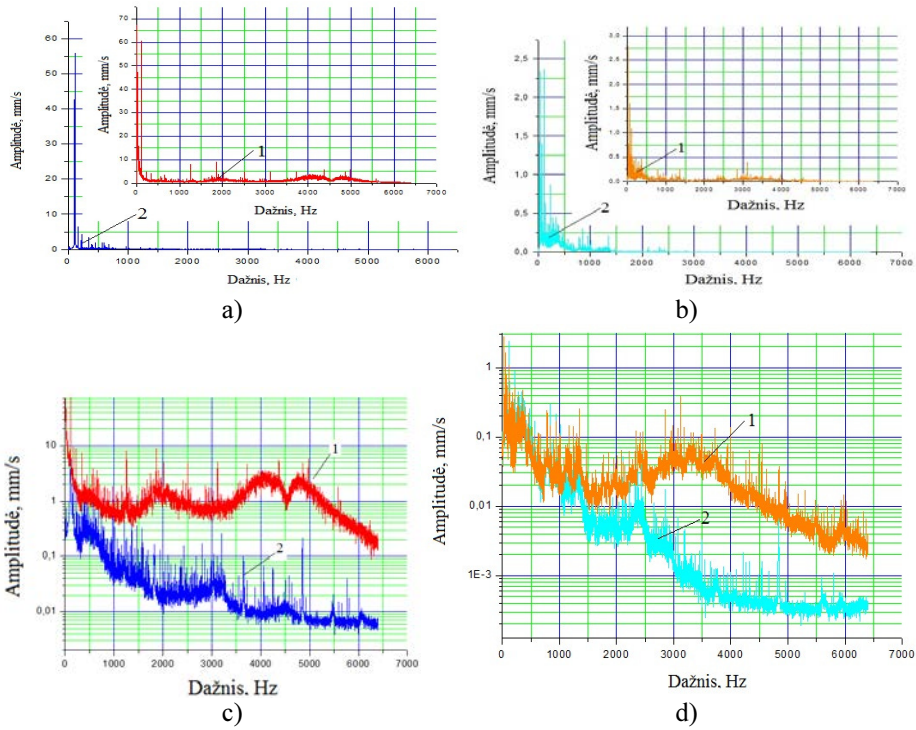
Nagrinęjant rotorinės sistemos virpesius su nauju guoliu ir su defektiniu guoliu dažnių srityse iki 2000 Hz ir iki 6400 Hz, kai rotoriaus sukimosi dažnis siekia 112,4 Hz, gaunami rezultatai, parodyti 3.24 pav., a, b, c, d.



**3.24 pav.** Guolio virpesių spektriniai tankiai skirtinguose dažnių ruožuose: a, c – 1 defektinio guolio virpesiai ir 2 naujo; b, d – korpuso virpesiai 1 su defektiniu guoliu ir 2 su nauju guoliu

**Fig. 3.24.** Vibration spectrums of the bearing at different bands of frequency: a, c – 1 – the vibrations of a defected bearing and 2 – of a new one; b, d – the vibrations of the body – 1 – with the defected bearing and 2 – with the new bearing

Gauti rezultatai rodo, kad defektinio guolio ir naujo guolio virpesių amplitudės išsiskiria visų dažnių srityse, o korpuso virpesiai su nauju guoliu ir su defektiniu guoliu amplitudžių skirtumai išryškėja esant aukštiesiems dažniams – nuo 1000 Hz iki 5000 Hz.



**3.25 pav.** Guolio virpesių spektriniai tankiai skirtingose skalėse: a – defektinio guolio 1 ir naujo guolio 2 linijinėse skalėse; b – korpuso su defektiniu guoliu 1 ir korpuso su nauju guoliu 2 linijinėse skalėse; c – virpesių amplitudės defektinio guolio 1 ir naujo 2 logaritminėse skalėse; d – korpuso su defektiniu guoliu 1 ir korpuso su nauju guoliu 2 virpesių amplitudės

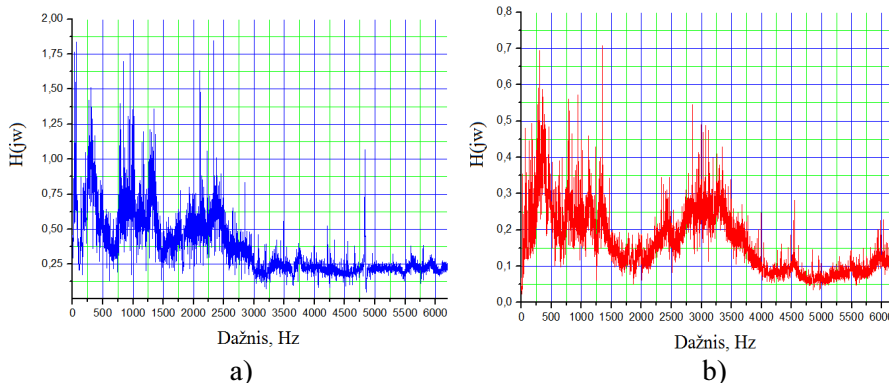
**Fig. 3.25.** Spectral density of bearing vibrations in different scales: a – in linear scales of the defected bearing 1 and the new bearing 2; b – in linear scales of the body with the defected bearing 1 and the body with the new bearing 2; c – vibration amplitudes of the defected bearing 1 and the new 2 in logarithmic scales; d – vibration amplitudes of the body with the defected bearing 1 and the body with the new bearing 2

Korpuso virpesių amplitudės su defektiniu guoliu ir su nauju guoliu skiriasi apie dešimt ir daugiau kartų, lyginant su tiesioginiais matavimų rezultatais (3.25 pav.).

Kai amplitudžių skalės yra logaritminės (3.25 pav. c, d), spektrinių tankių virpesių greičio amplitudės 1 ir 2 išsiskiria esant visiems dažniams (3.25 pav., c), tačiau korpuso virpesių amplitudės (3.25 pav., d) ryškiau išsiskiria esant

aukštesiems dažniams, lyginant su spektrinių tankių amplitudėmis, pateiktomis 3.25 paveiksle a, b.

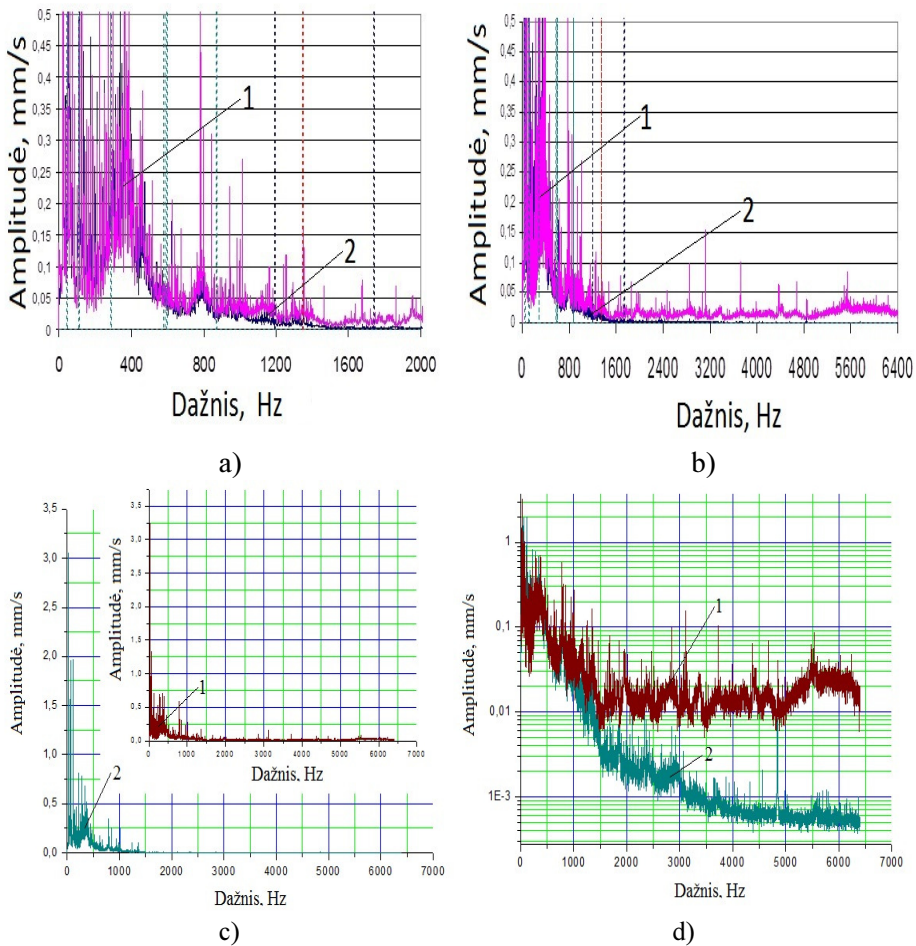
Virpesių perdavimo funkcijos, parodytos 3.26 pav., a, b, rodo didelę slopinimo sistemos įtaką.



**3.26 pav.** Virpesių perdavimo funkcijos: a) – naujo guolio virpesių perdavimo funkcija korpusui; b) – defektinio guolio virpesių perdavimo funkcija korpusui  
**Fig. 3.26.** Vibration transfer functions: a) – vibration transfer function of a new bearing to a body; b) – vibration transfer function of the defected bearing to the body

Matome, kad naujo ir defektinio guolio virpesių perdavimas korpusui yra skirtingas ir išsiskiria defektiniam guoliui tik esant aukštesniems dažniams. Kadangi perdavimo funkcija atspindi sistemos inertiškumą, tai kai kurie spektrinio tankio dažniai yra sustiprinami, kiti susilpninami (filtruojami). Taigi defektinio guolio virpesių dažniai nuo 2000 Hz iki 4000 Hz perduodami korpusui, o virpesiai iki 2250 Hz didelių skirtumų nerodo.

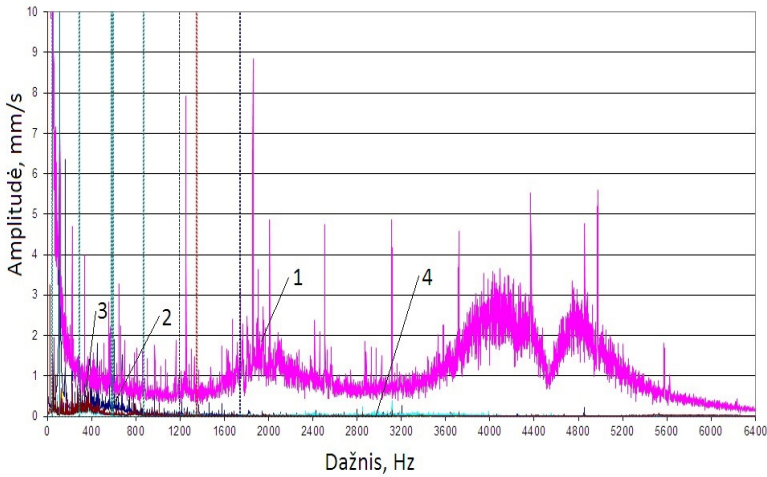
Matuojant slopinimo sistemos virpesius su nauju rotoriaus guoliu ir defektiniu guoliu dažnių ruožuose iki 2000 Hz ir iki 6400 Hz, gaunami rezultatai, parodyti 3.27 pav., a, b, c. Slopinimo sistemos virpesių spektruose dominuoja defektinio guolio virpesiai ypač aukštų dažnių diapazone nuo 1000 Hz iki 6400 Hz, o kai amplitudžių skalė logaritminė (3.27 pav., d), tai virpesių spektrinių tankių skirtumai stebimi taip pat nuo 1000 Hz. Taigi matuodami virpesius per slopinimo sistemą gauname nepakankamai informatyvius ir nepakankamai patikimus duomenis, ypač esant dažniams iki 1000 Hz.



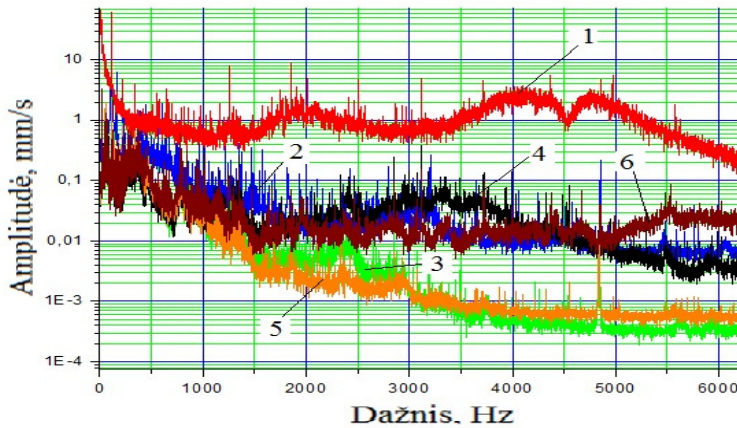
**3.27 pav.** Slopinimo sistemos virpesių spektriniai tankiai: a, b – su defektiniu 1 ir su nauju guoliu 2; c, d – su defektiniu 1 ir nauju guoliu 2 kitose skalėse  
**Fig. 3.27.** Vibration spectrums of the damping system: a, b – with the defected 1 and with the new bearing 2; c, d – with the defected 1 and with the new bearing 2 in different scales of this type

Visų matuotų keturiais akcelerometrais virpesių spektrinių tankių amplitudės parodytos 3.28 pav., a, b. Slopinimo sistemos virpesių spektrinių tankių amplitudės su defektiniu guoliu neišsiskiria iš bendro virpesių spektro. Taigi, matuojant korpuso virpesius apie guolio defektinę būklę, galima spręsti tik iš aukštųjų dažnių amplitudžių (3.28 pav., b), apytiksliai nuo 1000 Hz ir daugiau.





a)



b)

**3.28 pav.** Virpesių spektrų amplitudės: a – 1 – defektinio guolio; 2 – naujo guolio; 3 – korpuso su nauju guoliu ir slopintuvo su nauju guoliu; 4 – korpuso su defektiniu guoliu; b – 1 – defektinio guolio; 2 – naujo guolio; 3 – korpuso su nauju guoliu; 4 – korpuso su defektiniu guoliu; 5 – slopintuvo, kai rotorius su nauju guoliu; 6 – slopintuvo, kai rotorius su defektiniu guoliu

**Fig. 3.28.** Amplitudes of vibration spectrums: a – 1 – of the defected bearing; 2 – of the new bearing; 3 – of the body with a new bearing and of the damper with a new bearing; 4 – of the body with a defected bearing; 5 – of the damper with a new bearing; 6 – of the damper with a defected bearing

Taigi netiesioginiai diagnostiniai virpesių matavimai rodo gerokai sumažintus amplitudžių dydžius esant dažniams iki 1000 Hz.

Analizuojant neapibrėžtis galima tarti, kad kai korpuso virpesių du matuojamieji dydžiai nustatomi pagal du išorinio guolio žiedo virpesių matavimų dydžius (3.4 pav., a).

$$y_1 = f_1(x_1, x_2), \quad y_2 = f_2(x_1, x_2), \quad (3.29)$$

Arba matricos pavidalu

$$y_{(2 \times 1)} = f(x_{(2 \times 1)}). \quad (3.30)$$

Sąlyga  $x_i = X_i + a_i$  įgauna tokį pavidalą:

$$\bar{\varepsilon} = 0.$$

Skalariniu atveju, išskleidę lygtį (3.29) pirmojo laipsnio Teiloro eilute aplink vidutinės reikšmės, t. y. apie  $f(\bar{x}_1, \bar{x}_2)$ , turime

$$y = f(x_1, x_2) \approx f(\bar{x}_1, \bar{x}_2) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \Big|_{x_i = \bar{x}_i} (x_i - \bar{x}_i) \quad (3.31)$$

Matuojamo dydžio matavimo neapibrėžtis įvertinama kaip šio dydžio įverčio standartinis nuokrypis (3.29).

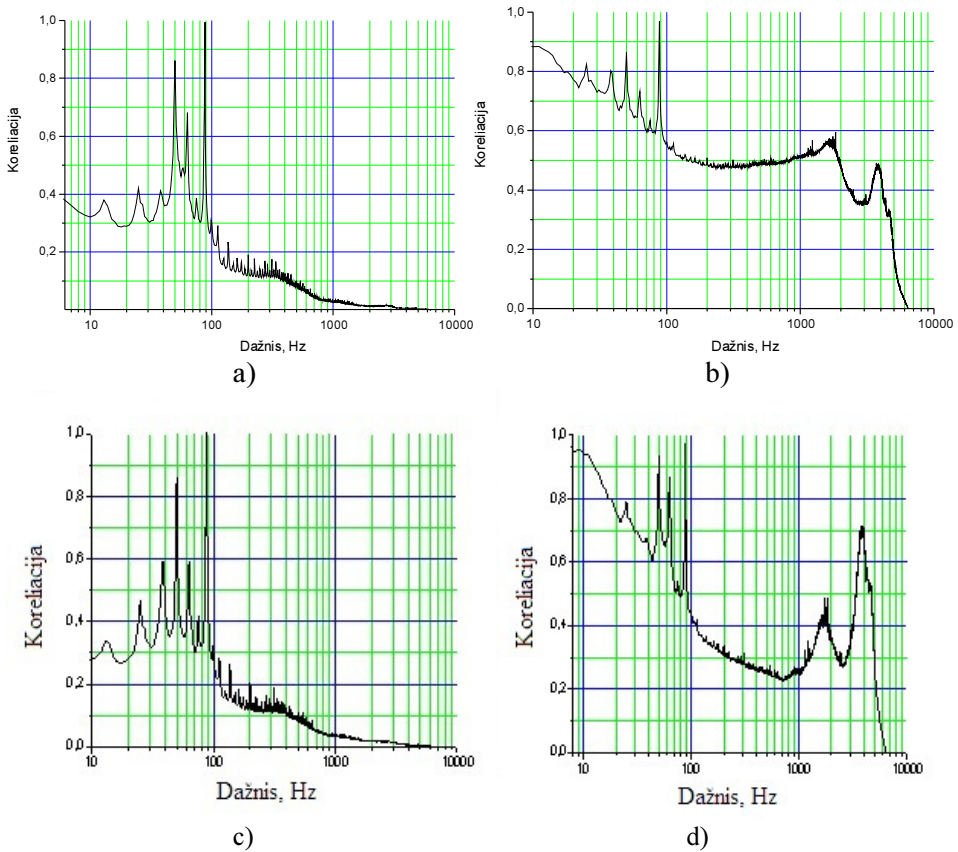
Lygtį (3.29), įverinant  $\bar{y} \approx f(\bar{x}_1, \bar{x}_2) \approx y$ , galime užrašyti taip:

$$y - \bar{y} \approx \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \Big|_{x_i = \bar{x}_i} (x_i - \bar{x}_i) \quad (3.32)$$

Pakėlę abi lygties (3.32) puses kvadratu ir apskaičiavę vidurkius, gauname įverčio y dispersiją:

$$\sigma_y^2 \approx \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \Big|_{x_i = \bar{x}_i}^2 \sigma_{x_i}^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} \Big|_{x_{i,j} = \bar{x}_{i,j}} \text{cov}(x_i, x_j) \quad (3.33)$$

Kadangi korpuso virpesių matavimo rezultatai labai skiriasi nuo tiesiogiai išmatuotų guolio virpesių rezultatų, tai apie diagnozavimo patikimumą galima spręsti tik atlikus skaičiavimus pagal pirmiau pateiktas formules ir įvertinus koreliacinių funkcijų reikšmes esant atitinkamiems dažniams. Koreliacija tarp naujo guolio virpesių spektro tankio ir defektinio guolio virpesių spektrinio tankio (3.25 pav., c) pagal koreliacijos koeficientą ( $r = 0,34168$ ) yra silpna teigiama,



**3.29 pav.** Tarpusavio koreliacinės funkcijos: a – tarp naujo guolio virpesių spektrinio tankio ir korpuso su nauju guoliu virpesių spektrinio tankio; b – tarp defektinio guolio virpesių spektrinio tankio ir korpuso su defektiniu guoliu virpesių spektriniu tankiu; c – tarp naujo guolio virpesių spektrinio tankio ir slopintuvo apkabos spektrinio tankio, kai rotorius sukasi su nauju guoliu; d – tarp defektinio guolio spektrinio tankio ir slopintuvo apkabos spektrinio tankio, kai rotorius sukasi su defektiniu guoliu

**Fig. 3.29.** Intercorrelation functions: a – between the vibration spectral density of the new bearing and the vibration spectral density of the body with the new bearing; b – between the vibration spectral density of the defected bearing and the vibration spectral density of the body with the defected bearing; c – between the spectral density of the new bearing and the spectral density of the damper cage when the rotor revolves with the new bearing; d – between the spectral density of the defected bearing and the spectral density of the damper cage when the rotor revolves with the defected bearing



korpuso virpesių spektrinių tankių (3.25 pav., d) koreliacija su nauju ir defektiniu guoliu yra stipri teigiama, koreliacijos koeficientas  $r = 0,85954$ , atitinkamai ir slopinimo sistemos spektrinių tankių (3.26 pav., b) koreliacija su nauju ir defektiniu guoliu yra stipri teigiama, turinti koreliacijos koeficientą, lygų  $0,86102$ . Tai rodo, kad slopinimo sistema labai slopina defektinio guolio virpesius, dėl to korpuso virpesių amplitudės su nauju guoliu ir su defektiniu guoliu gerai koreliuoja.

Todėl, remiantis šiais rezultatais, negalima priimti vienareikšmiško sprendimo apie guolio tinkamumą. Reikalinga detalesnė koreliacinių funkcijų ir koreliacinių koeficientų analizė. Tam tikslui reikia nustatyti koreliaciją tarp naujo guolio virpesių ir korpuso virpesių, kai rotorius sukasi su nauju guoliu, taip pat defektinio guolio virpesių koreliaciją su korpuso virpesiais, kai rotorius sukasi su defektiniu guoliu. Tokia analizė turėtų pateikti aiškesnį vaizdą diagnostinėje procedūroje.

Koreliacinių funkcijų skaičiavimo rezultatai parodyti 3.29 pav., a, b, c, d.

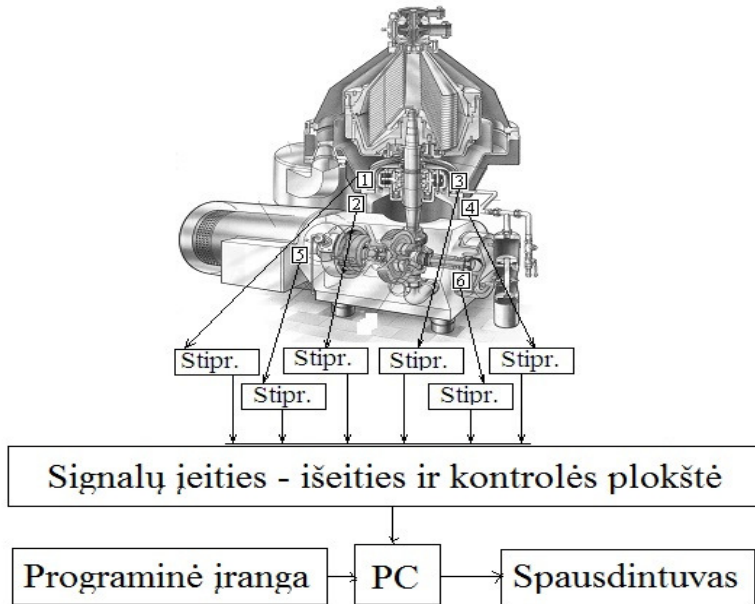
Gauti rezultatai rodo, kad naujo guolio virpesių koreliacija su korpuso virpesiais, kai rotorius sukasi su nauju guoliu, pasireiškia tik esant guolio separatoriaus ir rotoriaus sukimosi dažniams, esant kitiems dažniams, koreliacija silpna (3.29 pav., a), o bendras koreliacijos koeficientas siekia  $0,6158$ , tai rodo, kad koreliacija yra vidutinė. Koreliacija tarp defektinio guolio virpesių spektrinio tankio ir korpuso su defektiniu guoliu virpesių spektrinio tankio pasireiškia tik esant guolio separatoriaus ir rotoriaus sukimosi dažniams ir esant aukštiesiems dažniams (3.29 pav., b), o bendras koreliacijos koeficientas ( $r = 0,2714$ ) rodo labai silpną koreliaciją.

Koreliacija tarp naujo guolio virpesių spektrinio tankio ir slopintuvo apkabos virpesių spektrinio tankio yra tik esant guolio separatoriaus ir rotoriaus sukimosi dažniams (3.29 pav., c), o koreliacijos koeficientas ( $r = 0,47634$ ) rodo silpną koreliaciją. Koreliacija tarp defektinio guolio virpesių spektrinio tankio ir slopintuvo apkabos virpesių spektrinio tankio yra didelė tik esant guolio ir rotoriaus sukimosi dažniams bei esant aukštiesiems dažniams (3.29 pav., d), o koreliacijos koeficientas ( $r = 0,20863$ ) rodo labai silpną koreliaciją. Taigi iš šių koreliacijų galima spręsti apie netiesioginių matavimų naudojimo guolių defektų diagnostikoje problemišumą. Silpna koreliacija tarp tiesiogiai išmatuotų guolio virpesių ir korpuso virpesių rodo guolio defektų pasireiškimą. Suminė standartinė neapibrėžtis, apskaičiuota pagal 3.33 formulę, lygi  $1,571$  mm/s. Tai labai didelė neapibrėžtis, veikianti gauto rezultato patikimumą, kovariacija apskaičiuota pagal 3.27 formulę, o santykinė paklaida, apskaičiuota iš jų virpesių spektrinių tankių, tarp naujo guolio ir korpuso svyruoja nuo 5 % iki 1 %, esant žemesiems ir vidutiniams dažniams, o defektinio guolio ir korpuso su defektiniu guoliu nuo 15 %, esant žemesiems ir vidutiniams dažniams, iki 3 % esant aukštiesiems dažniams.

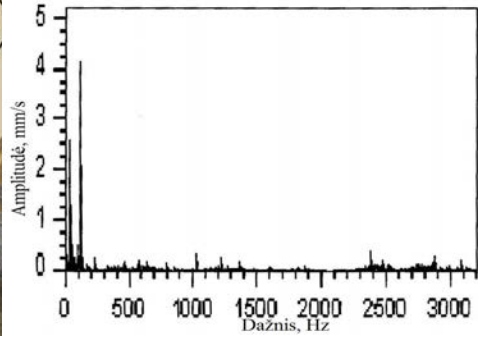
Todėl netiesioginiai diagnostiniai matavimai gali privesti prie neteisingų gautų rezultatų interpretavimo, o tai reikalauja apsvarstyti diagnostinių metodų parinkimo ir realizavimo aspektus.

### 3.4. Pramoninių išcentrinių pieno separatorių ir baktofugų virpesių diagnostiniai matavimai

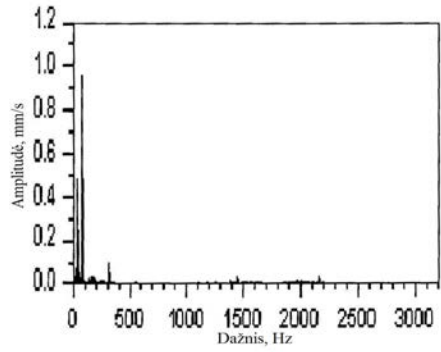
Pieno separavimo ir valymo įrenginių diagnostiniai matavimai buvo atlikti Rokiškio pieno įmonėje, lyginant su standinio separatoriaus duomenimis. Matavimai buvo vykdomi pagal schemą, parodytą 3.30 paveiksle.



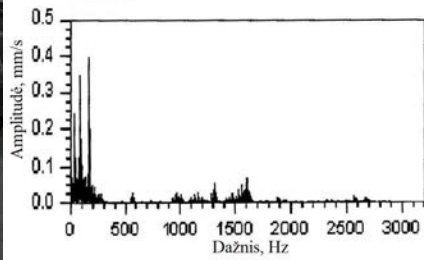
**3.30 pav.** Pramoninių pieno separatorių, pieno valytuvų ir baktofugų diagnostinių matavimų schema: 1, 2, 3, 4, 5, 6 keitiklių išdėstymo vietas  
**Fig. 3.30.** Schema of the diagnostic measurement of industrial milk separators, cleaners and bactofuges: 1, 2, 3, 4, 5, 6 – points of the sensors



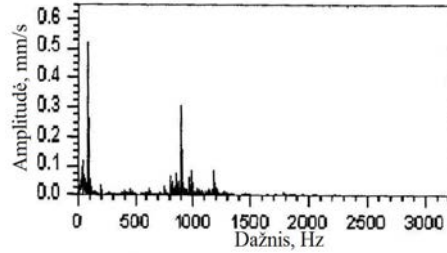
a)



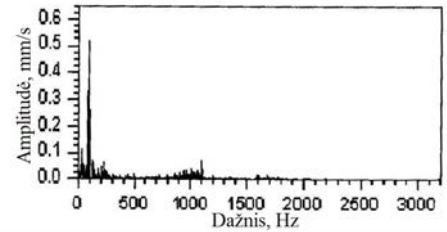
b)



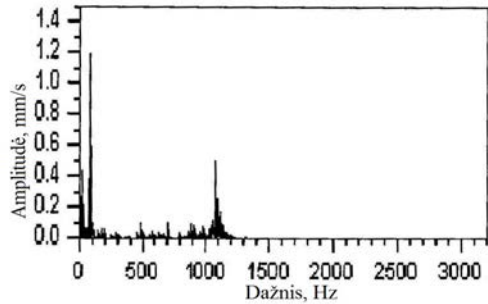
c)



d)



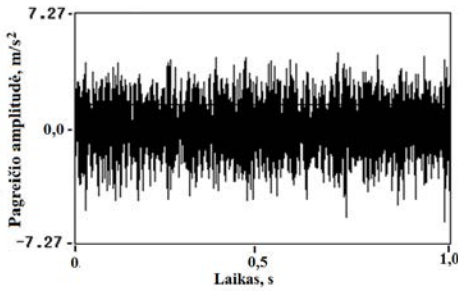
e)



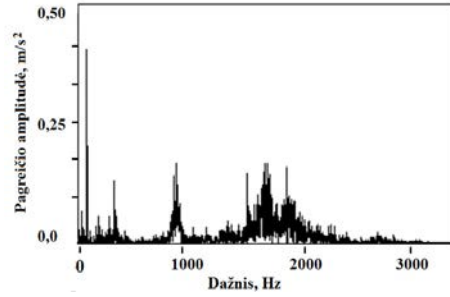
f)

**3.31 pav.** Pieno separatorių, valytuvų ir baktofugų virpesių greičių spektrai: a – 5 t/h našumo, 11 kW pieno separatorius; b – 25 t/h našumo, 22 kW pieno separatorius; c – 15 t/h našumo, 17 kW pieno valytuvus; d – 25 t/h našumo, 20 kW pieno valytuvus; e – 35 t/h našumo, 26 kW pieno valytuvus; f – 25 t/h našumo, 20 kW pieno baktofuga

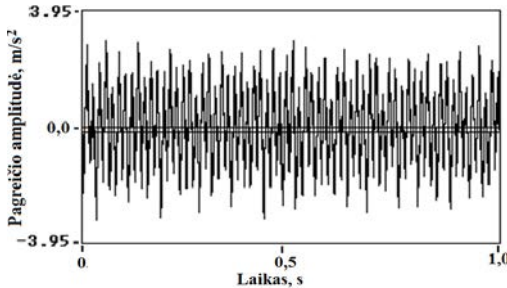
**Fig. 3.31.** Vibration speed spectrums of milk separators, cleaners and bactofuges: a – the milk separator with productivity of 5 t/h, 11 kW; b – the milk separator with productivity of 25 t/h, 22 kW; c – the milk cleaner with productivity of 15 t/h, 17 kW; d – the milk cleaner with productivity of 25 t/h, 20 kW; e – the milk cleaner with productivity of 35 t/h, 26 kW; f – the milk bactofuge with productivity of 25 t/h, 20 kW



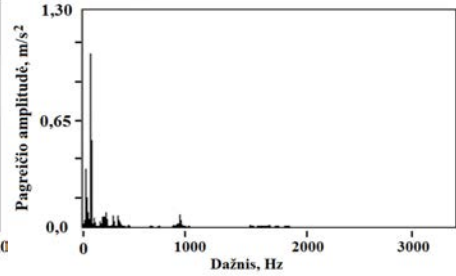
a)



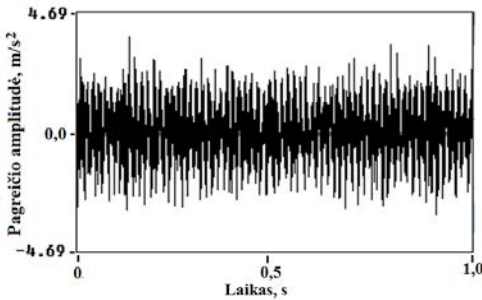
b)



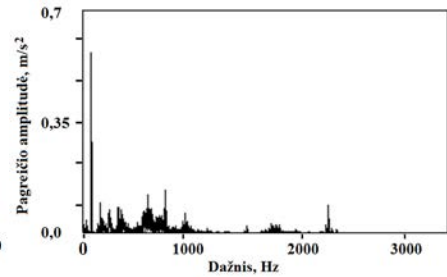
c)



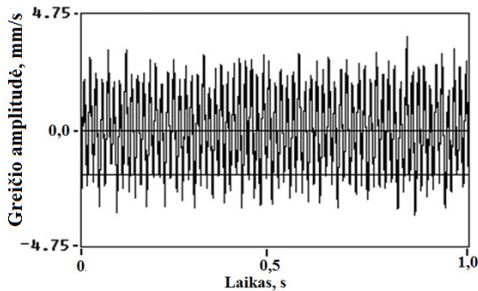
d)



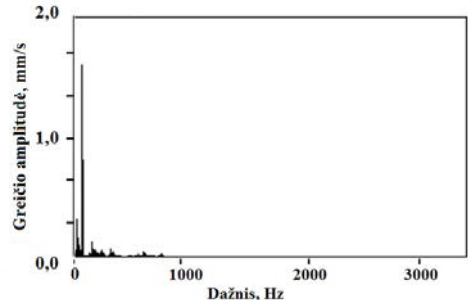
e)



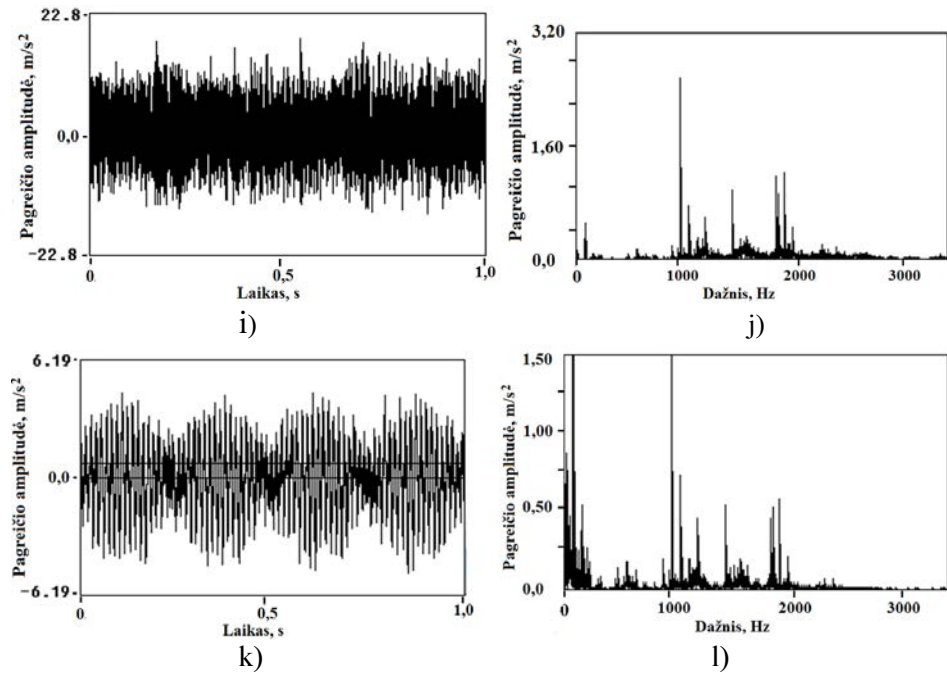
f)



g)



h)



**3.32 pav.** Pramoninių pieno separatorių (a, b, c, d, e, f, g, h) korpuso virpesiai ir jų spektrai, taip pat baktofugų (i, j, k, l) korpuso virpesiai ir jų spektrai

**Fig. 3.32.** The body vibrations and their spectrums of the industrial milk separators (a, b, c, d, e, f, g, h), also the body vibrations and their spectrums of the bactofuges (i, j, k, l)

Iš keitiklių signalai patenka į stiprintuvus, iš kur į signalų įeities ir išeities bei kontrolės plokštę, o iš jos – į asmeninį kompiuterį. Atitinkama programinė įranga apdoroja signalus į reikiamus formatus, paskui sutvarkyti virpesių rezultatai spektrinių tankių ar kitokiu pavidalu gali būti išspausdinami. Keitiklių 1–6 vietas buvo keičiamos priklausomai nuo įrenginio paskirties ir jo padėties gamybinėse patalpose. Tai leido išmatuoti variklio ir multiplikatoriaus išilginius ir skersinius virpesius bei nustatyti didžiausius virpesių sukėlėjus, taip pat ištirti separuojamo pieno poveikį, variklio paleidimo ir išjungimo efektus dėl krumpliaračių kabinimosi kitimo multiplikatoriuje. Buvo išmatuota dauguma įrenginių, esančių įmonėje, o matavimai pakartoti keletą kartų.

Gauti matavimų duomenys buvo apdoroti atitinkama programine įranga, o rezultatai išanalizuoti ir atrinkti tipiniai pavyzdžiai. Kai kurie rezultatų pavyzdžiai pateikti 3.31 ir 3.32 paveiksluose.

Gauti rezultatai rodo, kad dominuoja rotoriaus sukimosi dažnis, kiti dažniai pasireiškia pieno valytuvuose ir baktofugeje. Jie dažniausiai charakterizuoja

guolio rutuliukų prabėgimo dvigubą dažnį. Detalesni pramoninių įrenginių tyrimai (3.32 pav.) parodė, kad didžiausi virpesių pagreičių amplitudžių dydžiai stabilūs pieno separatoriuose ir baktofugose.

Atlikti tyrimai rodo, kad išcentrinių pieno separatorių, pieno valytuvų ir baktofugų diagnostiniai korpuso virpesių matavimai nėra informatyvūs, o iš gautų matavimų rezultatų sunku spręsti apie rotoriaus guolių būklę. Diagnostikos patikimumui padidinti siūloma rotorinėms sistemoms su virpesių slopintuvais taikyti tiesioginį riedėjimo guolių virpesių matavimo metodą. Jo taikymas su informacija apie guolio parametrus leis priimti sprendimą apie rotorinės sistemos būklę tais atvejais, kai negalima priimti vienprasmio sprendimo pagal netiesioginius virpesių matavimus. Todėl siūloma diagnostinių tyrimų metodika turi sujungti šiuos pagrindinius modulius: rotorinės sistemos guolio virpesių sekimo modulį, virpesių skaičiavimo ir matavimo sistemos modulį ir virpesių matavimo rezultatų apdorojimo modulį (3.33 pav.). Įdiegus konstrukcinius pakeitimus guolio virpesiams sekti (kaip tai buvo padaryta laboratoriniame stende) ir įvertinus galimybę pasitelkti virpesių matavimo ir skaičiavimo modulį (3.4 pav., b), virpesių matavimo rezultatų apdorojimo modulio grįžtamasis ryšys turi suderinti matavimo rezultatus su virpesių modeliavimo rezultatais ir palyginti su leidžiamomis reikšmėmis, nustatytomis ISO 10816-1: 2004 standarto (1.17 pav. ir 1.18 pav.). Diagnostinių matavimų metodą suskaidome į struktūrinius blokus (3.34 pav.). Išcentrinių pieno separatorių rotorinių sistemų guolių virpesių parametrais reikia laikyti virpesių poslinkius, greitį ir pagreitį. Šie parametrai gali būti išreiškiami vienas kitu. Šiems parametrams nustatyti reikia, kad pieno separavimo įrenginių gamintojai įrengtų rotorių guolių virpesių sekimo modulį, susidedantį iš akcelerometrų ir kontaktinių jungčių. Taip pat sudaromas skaitmeninis guolio virpesių modelis:

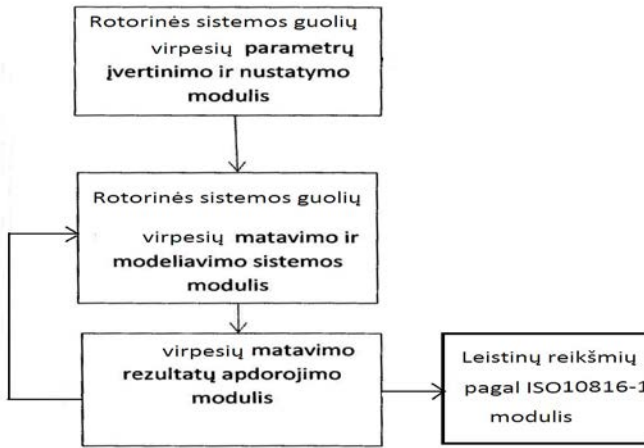
$$[H^g]\{g\} + [C^g]\{q^g\} = \{Q^g\}, \quad (3.34)$$

čia  $[H^g] = \begin{bmatrix} h_{xx}^g & h_{xy}^g \\ h_{yx}^g & h_{yy}^g \end{bmatrix}$ ;  $\{q^g\} = \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix}$ ;  $[C^g] = \begin{bmatrix} c_{xx}^g & c_{xy}^g \\ c_{yx}^g & c_{yy}^g \end{bmatrix}$ ;  $Q^g$  – guolio išorinės

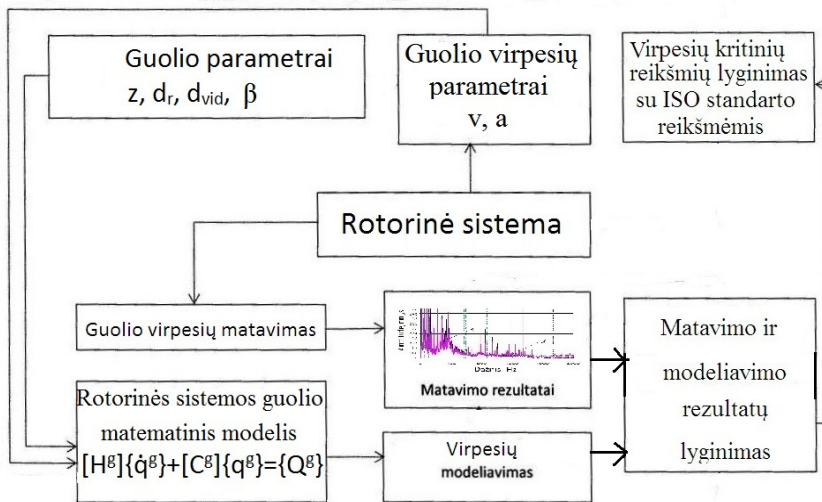
jėgos vektorius.

Išmatavus guolio virpesius ir gavus informaciją apie jų dydžius, gauti rezultatai palyginami su skaitmeninio modelio rezultatais. Eksperimentinius rezultatus palyginus su skaitmeninės analizės būdu gautaisiais, atliekama modelio parametrų paderinimo procedūra. Suderinus matavimo sistemos parametrus, tolimesniame etape lyginama su ISO standarto rekomenduojamomis reikšmėmis ir sprendžiama apie guolio tinkamumą. Pagal gautus rezultatus įvertinama rotorinės sistemos būklė ir tolesniais diagnostiniais matavimais patvirtinama arba atmetama prielaida apie rotorinės sistemos funkcionavimo kokybės raidą.





3.33 pav. Diagnostinių matavimų metodo struktūra  
 Fig. 3.33. Scheme of method of the diagnostics measurement



3.34 pav. Detaluota diagnostinių matavimų metodo struktūra  
 Fig. 3.34. Scheme of elaborated method of the diagnostics measurement

Apibendrinti rotorinės sistemos guolių virpesių diagnostinių matavimų algoritmo etapai yra šie:



- guolių virpesių parametrų nustatymas;
- guolių virpesių modelio parametrų nustatymas;
- virpesių parametrų matavimas;
- virpesių parametrų kritinių reikšmių nustatymas;
- rotorinės sistemos funkcionavimo kokybės patvirtinimas arba atmetimas ir tolesni tyrimai.

Pastebėta, kad pieno pramonėje naudojamų separatorių atlikti diagnostiniai matavimai skiriasi priklausomai nuo matavimo vietos parinkimo ir nesikartoja, vadinasi, matavimų patikimumas nėra užtikrinamas, o silpna korpuso virpesių matavimo rezultatų koreliacija su guolio virpesių rezultatais rodo defektinę guolio būklę.

Įdiegus siūlomą metodiką pramonės įrenginiuose, išcentrinių pieno separatorių, pieno valytuvų ir baktofugų diagnostika leis atlikti ne tik periodinius matavimus, bet bus galima naudotis ir monitoringo privalumais. Atlikus laboratorinius tyrimus nustatyta, kad tiesioginiai diagnostiniai guolio virpesių matavimai duoda patikimesnius rezultatus, lyginant su netiesioginiais matavimais.

### **3.5. Diagnostinių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis**

Virpesių matavimo rezultatų patikimumas gali būti apibūdinamas matavimo neapibrėžties įverčiu. Pavyzdžiui, kuo mažesnė matavimo rezultatų neapibrėžtis, tuo mažesnis informacijos iškreipimas ir tikslesnis realios techninės objekto būklės atvaizdavimas.

Jei nagrinėsime virpesių matavimo sistemą (3.4 pav.) ir tyrimo metodiką (3.5 pav.) su pasirinktu matavimo modeliu, tai matavimo neapibrėžties įtakos faktorių diagramą galima atvaizduoti taip, kaip pateikta 3.35 paveiksle.

Analizuojant daugiakanalę virpesių matavimo sistemą (3.4 pav., b), daroma prielaida, kad tai yra matavimo sistemų aibė, sudaryta iš  $n$  virpesių matavimo kanalų. Kiekvieno virpesių matavimo kanalo matavimo patikimumą galima apibūdinti atskiru neapibrėžties įverčiu. Daroma prielaida, kad kanalai, matuojantys tą patį virpesių parametą, veikia tomis pačiomis sąlygomis, ir keitlių atsakas į aplinkos poveikį yra vienodas, todėl teigiama, kad atskirų kanalų neapibrėžtis yra vienoda, skiriasi tik statistinis atskiro kanalo matavimo neapibrėžties sandas (Eidukevičiūtė 2006, 2007).

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

$$\gamma_{mat} = \frac{\Delta X_{\max}}{X_{\delta}}, \quad (3.35)$$

čia  $\Delta X_{\max}$  – maksimalus prietaiso rodmens nuokrypis nuo reikšmės, gautos esant nustatytam dažniui;  $X_{\delta}$  – prietaiso rodmuo, esant fiksuotam dažniui.

Kai atliekami nuolatiniai virpesių matavimai, išauga matuojamųjų dydžių imties tūris  $N$ , o statistinis neapibrėžties sandas, apskaičiuojamas pagal formulę  $u_{stat} = \frac{S_X}{\sqrt{N}}$ , yra priklausomas nuo dydžio  $N$ .

Šis dydis, tęsiant matavimus ir didėjant  $N$  skaičiui, mažėja. Standartinis nuokrypis, išreiškiamas formule  $S_X^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^2}{N-1}$ , savo ruožtu taip pat priklauso nuo imties tūrio, ir, jam didėjant, artėja prie vieneto.

Statistinio neapibrėžties sando  $u_{stat}$  dydis lygus skaičiuojamo standartinio vidurkio nuokrypio  $S_{\bar{x}}$  reikšmei (3.3 lygtis). Dar šią lygtį būtų galima užrašyti taip:

$$u_{stat} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N-1}} \cdot \frac{1}{\sqrt{N}} \approx \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N}}, \quad (3.36)$$

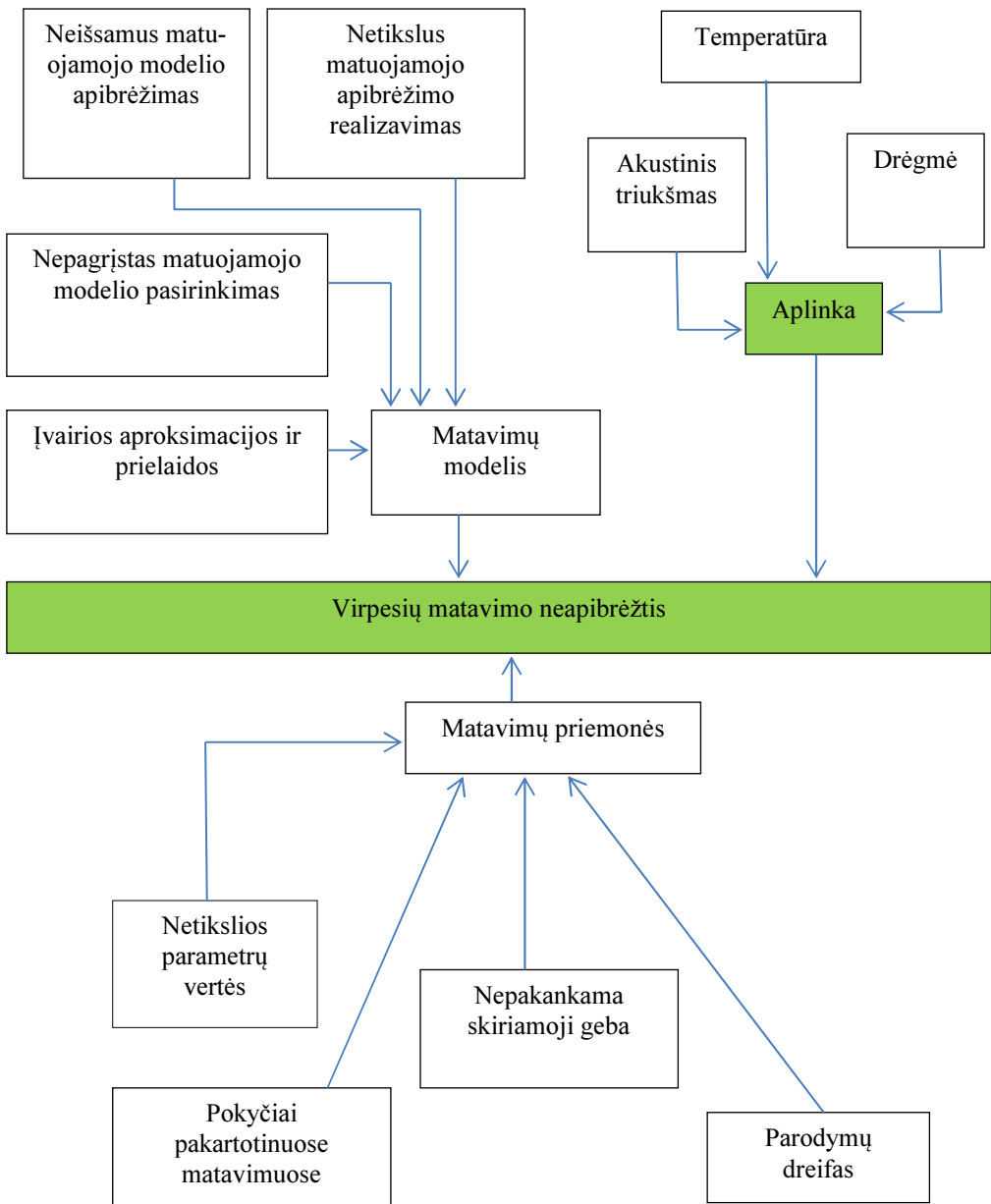
čia  $x_i$  – imties narys;  $\bar{x}$  – imties vidurkis.

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

$$u_{korel}^2 = 2 \cdot u_T u_H r(T, H). \quad (3.37)$$

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

Pagal šiame poskyryje nurodytus įtakos veiksnius pagrindiniai virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įvertinimo veiksniai ir nustatyti dydžiai pateikti 3.1 lentelėje (Vekteris 2000; Volkovas 2004).



**3.35 pav.** Virpesių matavimo neapibrėžties įtakos veiksnių išsidėstymas  
**Fig. 3.35.** The distribution of factors affecting the vibration measurement uncertainty

**3.1 lentelė.** Virpesių matavimo sistemos rezultatų neapibrėžties įvertinimo pagrindiniai veiksniai

**Table 3.1.** Vibration measurements in the assessment of the uncertainty of main factors

Žymėjimas	Aprašymas	Neapibrėžties dydžiai ir įvertinimo metodas		
		T.m	M	N.m
$u_{stat}$	Statistinis neapibrėžties sandas, apskaičiuojamas remiantis matavimo duomenimis	0,011	A	0,036
$u_{mat}$	Matavimo priemonės kalibravimo neapibrėžtis, nurodoma matavimo priemonės dokumentuose	0,02	B	0,02
$u_K, u_{Kss}$	Neapibrėžties sandai, atsirandantys dėl besikeičiančių matavimo priemonės charakteristikų	0,01	B	0,01
$u_T, u_H$	Neapibrėžties sandai, atsirandantys dėl besikeičiančių aplinkos sąlygų	0,0058	B	0,0058
$u_{stip}$	Pirminio signalo stiprinimo neapibrėžties sandas	0,007	B	0,007
$u_{keit}$	Analoginio signalo keitimo į skaitmeninį kodą neapibrėžties sandas	0,0033	B	0,0033
$u_{mat,duom}$	Matavimo duomenų apdorojimo neapibrėžties sandas	0,0067	B	0,0067
$u_{tr}$	Neapibrėžties sandas, atsirandantis dėl triukšmingos aplinkos, vertinamas pagal turimus duomenis	0,00289	A	0,0067

Pastaba. T.m – tiesioginiai matavimai; M – metodas; N.m – netiesioginiai matavimai.

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

$$U_{VMS} = 2 \cdot \sqrt{u_{stat}^2 + u_{mat}^2 + u_K^2 + u_{Kss}^2 + u_T^2 + u_H^2 + 2 \cdot u_T u_H r(T, H) + u_{stip}^2 + u_{keit}^2 + u_{mat,duom}^2 + u_{tr}^2}, \quad (3.38)$$

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

Naudojant šiame skyriuje pateiktą matavimo rezultatų neapibrėžties nustatymo metodiką, virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įverčiai (įvertinant imties standartinį nuokrypį kaip reikšminį dydį) pateikti 3.64 ir 3.65 formulėse. Virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis buvo vertinama, kai matavimai buvo atliekami tiesiogiai ir netiesiogiai.

Buvo atlikta dešimt matavimų ir buvo įvertintos šių matavimų vidutinės parametru reikšmės.

Iš 3.1 lentelėje pateiktų rezultatų matyti, kad dėl didelio duomenų kiekio statistinė neapibrėžties dedamoji, nusakanti pagrindinį skirtumą tarp duomenų, yra pakankama, tada tiesioginių matavimų neapibrėžties įvertis, laikant statistinį neapibrėžties sandą reikšmingu, yra toks:

$$U_{VMST} = 2 \cdot \sqrt{u_{stat}^2 + u_{mat}^2 + u_K^2 + u_{K_{ss}}^2 + u_{stip}^2 + u_{keit}^2 + u_{mat,duom}^2} \cdot \quad (3.39)$$

Vertinant netiesioginių virpesių matavimo statistinį neapibrėžties sandą, iš 3.1 lentelėje pateiktų duomenų, laikyti nereikšmingu negalima. Tada matavimo sistemos rezultatų neapibrėžtis

$$U_{VMSN} = 2 \cdot \sqrt{u_{stat}^2 + u_{mat}^2 + u_K^2 + u_{K_{ss}}^2 + u_{stip}^2 + u_{keit}^2 + u_{mat,duom}^2} \cdot \quad (3.40)$$

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

$$U_{VMST} = 0,056 \text{ mm/s.}$$

Netiesioginio virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtis yra:

$$U_{VMSN} = 0,090 \text{ mm/s.}$$

Matome, kad matavimai atlikti tiksliai, tačiau tarpusavio suminė neapibrėžtis tarp tiesioginių ir netiesioginių matavimų sudaro apie 1,571 mm/s.

### 3.6. Trečiojo skyriaus išvados

1. Pasiūlyta ir aprobuota išcentrinių pieno separatorių rotorinių sistemų su slopintuvais dinaminių parametru tyrimo ir diagnostinių matavimų metodika leidžia įvertinti tiesioginių ir netiesioginių diagnostinių matavimų patikimumą.
2. Vertinant modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatus galima teigti, kad modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatai su 1,2 % paklaida rodo vidinio ir išorinio guolio žiedų riedėjimo takeliais riedančių rutuliukų žadinamų virpesių dažnius.
3. Nustatyta, kad, išjungus elektros variklį, kai multiplikatoriaus krump-liačiai pradeda kabintis ne darbiniais paviršiais, atsiranda aukštadažniai gęstantys virpesiai. Jėga, sukelti aukštadažnius svyravimus, yra impulsinio pobūdžio ir atsiranda staigiai pasikeitus trinties jėgoms nuo kinetinės iki ramybės trinties krumplių susikabinimo vietoje, ir atvirkščiai. Tamprūs rotoriaus ir centrifugos svyravimai dėl šių jėgų perduodami korpusui, o tai teikia papildomų netiesioginių matavimų rezultato paklaidų.
4. Darbinio skysčio poveikis tampriems svyravimams yra slopinamojo pobūdžio, tačiau sukelia išcentrinę jėgą, kuri lygi išcentrinės jėgos vidurkiui, gautam teoriniuose tyrimuose.
5. Ištirta, kad multiplikatoriaus sukelti virpesiai mažina netiesioginių diagnostinių matavimų patikimumą ir turi poveikį centrifugos rotoriaus guolio darbui, o jo sukeltų neapibrėžties šaltinių įtaką tiesiogiai įvertinti yra labai sunku, todėl apie jų įtaką galima spręsti tik iš praktinių matavimų rezultatų.
6. Naujo ir defektinio guolio virpesių greičio amplitudžių skirtumai pasireiškia tik atliekant tiesioginius diagnostinius matavimus, o netiesioginių diagnostinių matavimų rezultatai rodo, kad guolio defekto įvertinimas galimas tik aukštųjų dažnių srityse, pradedant nuo 1000 Hz dažnio. Diagnostinių matavimų rezultatai, kai keitiklis tvirtinamas prie slopinimo sistemos, yra mažai informatyvūs ir iš jų negalima spręsti apie guolio pažeidimo lygį.

7. Atliktas tiesioginių ir netiesioginių diagnostinių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžties įvertinimas rodo matavimo kokybę. Nustatytos tiesioginių ir netiesioginių diagnostinių virpesių matavimo rezultatų neapibrėžtys sudaro  $-0,056$  mm/s ir  $0,090$  mm/s, o suminė neapibrėžtis tarp tiesioginių ir netiesioginių matavimų sudaro  $1,571$  mm/s.





---

## Bendrosios išvados

1. Įvertinus sudėtingas išcentrinių pieno separatorių rotorinių sistemų diagnostinių matavimų sąlygas, esant slopinimo sistemoms, buvo pasiūlyta slopinimo elementų virpesių perdavimo funkcijų įvertinimui taikyti formantinę analizę. Ji apima formantinį modeliavimą naudojant impulsinio tipo žadinimą, analogišką akustinei emisijai. Taikant šį modeliavimo metodą, buvo nustatyta, kad virpesių slopintuvo elemento perdavimo funkcija visuose dažnių intervaluose susijusi su guolio funkcionavimo dažnio pasirodymu, o virpesių išėties signalas 20 kartų silpnesnis nei virpesių įėties signalas, veikiantis slopinimo elementą.
2. Pieno srauto modeliavimas separatoriuje parodė, kad pieno judėjimas sukelia išcentrinę jėgą, kuri su disbalanso jėga yra pagrindinis virpesių šaltinis, veikiantis guolį ir slopinimo sistemą, tačiau sumodeliuotas virpesių slopinimo sistemos perduodamumas rodo, kad rezonansinis dažnis yra didesnis už rotoriaus sukimosi dažnį ir artimas vidinio ir išorinio guolio žiedų riedėjimo takeliais riedančių rutuliukų dvigubiems žadinamų virpesių dažniams.

3. Rotorinės sistemos tyrimas parodė, kad rotoriaus kritinis sukimosi dažnis artimas rotoriaus dvigubam sukimosi dažniui, bet neviršija sistemos rezonansinio dažnio. Modeliuojant nustatyta didelė virpesių slopinimo sistemos elementų standumo įtaka guolio virpesių amplitudžių dydžiams. Sumažinus guolio slopinimo sistemos elementų standumą perpus, virpesių amplitudės išauga keturis kartus.
4. Pasiūlyta ir aprobuota išcentrinų pieno separatorių rotorinių sistemų su slopintuvais dinaminių parametrų tyrimo ir diagnostinių matavimų metodika leidžia nustatyti matavimo rezultatų patikimumą analizuojant spektrinių tankių tarpusavio koreliacijas.
5. Atlikus rotorinės sistemos su slopintuvu naujo ir defektinio guolio virpesių spektrinių tankių bei jų koreliacijų detalę analizę, pasitelkus tiesioginius ir netiesioginius diagnostinius matavimus, pasiūlyta netiesioginių diagnostinių matavimų patikimumą vertinti koreliaciniu sąryšiu tarp tiesioginių ir netiesioginių matavimų bei virpesių amplitudžių padidėjimu, esant dažniams, aukštesniems nei 1000 Hz.
6. Atlikti eksperimentiniai tyrimai leidžia teigti, kad dėl pieno srauto judėjimo, sukeliančio išcentrinę jėgą ir rotoriaus disbalansą, didžiausią įtaką diagnozavimo tikslumui turi guolių virpesių slopinimo sistemos konstrukcijos tipas. Netiesioginiai diagnostiniai korpuso virpesių matavimai, lyginant su tiesioginiais matavimais, duoda didelę santykinę matavimo paklaidą, didesnę kaip 15 %, ir neapibrėžtį, kuri sudaro 1,571 mm/s. Diagnostikos patikimumui padidinti pasiūlyta taikyti tiesioginį riedėjimo guolių virpesių matavimo metodą. Jo taikymas, remiantis informacija apie guolio parametrus, leidžia priimti sprendimą dėl rotorinės sistemos būklės tais atvejais, kai negalima priimti vienprasmio sprendimo remiantis netiesioginiais virpesių matavimais.

---

## Literatūros sąrašas

Abdel-Magied, M. F.; Loparo, K. A.; Wei, L. 2000. Fault detection and diagnosis of rotating machinery, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 47: 1005–1014.

Aktiirk, N. M.; Uneeb, R. G. 1997. The effects of number of balls and preload on vibrations associated with ball bearings, *ASME Journal of Tribology* 119: 747–753.

Alfa Laval [interaktyvus]. 2014. Centrifugal separators [žiūrėta 2014 m. gegužės 27 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.alfalaval.com>

Alguindigue, I. E.; Buczak, A. L.; Uhrig, R. E. 1993. Monitoring and diagnosis of rolling element bearings using artificial neural networks, *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 40: 209–217.

Altmann, J.; Mathew, J. 2013. Multiple band-pass autoregressive demodulation for rolling element bearing faults, *J. Mech. Syst. Signal Process* 15: 963–977.

Andre H.; Bourdon, A.; Remand, D. 2011. On the use of the Instantaneous Angular Speed measurement in non-stationary mechanism monitoring, in *Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences. Paper DETG2011/MECH-47470*, Washington, DC, USA.

Andre, H.; Antoni, J.; Daher, Z.; Remond, D. 2010. Comparison between angular sampling and angular resampling methods applied on the vibration monitoring of a gear meshing in non-stationary conditions, in *Proceedings of the international Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium. September 20–22*.

Antoni J. 2006. The spectral kurtosis: a useful tool for characterising nonstationary signals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20(2): 282–307.

Antoni J., Randall, R. B. 2006. The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines, *Mech. Syst. Signal process* 20(2): 308–331.

Antoni J.; Randall, R. B. 2004. Unsupervised noise cancellation for vibration signals: part I-evaluation of adaptive algorithms, *Mechanical Systems and Signal Processing* 18: 89–101.

Antoni, J. 2003. On the benefits of the Wigner-Ville spectrum for analysing certain types of vibration signals, in *Proceedings of the Wespac8 Conference*. Melbourne, 2003.

Antoni, J. 2006. Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults, *Mech. Syst. Signal Process* 21(1): 108–124.

Antoni, J. 2009. Cyclostationarity by examples, *Mechanical Systems and Signal Processing* 23: 987–1036.

Badeau, R.; David, B.; Richard, G., 2008 Cramer–Rao Bounds for Multiple Poles and Coefficients of Quasi-Polynomials in Colored Noise, *Signal Processing, IEEE Transactions* 56(8): 3458–3467.

Bai Changging, Zhong Hongyen, Xu Qingyu. 2013. Subharmonic resonance of a symmetric ball bearing-rotor system, *International Journal of Non-Linear Mechanics* 50: 1–10.

Bai, C. Q., H. Y. Zhang, Xu, Q. Y. 2008. Effects of axial preload of ball bearing on the nonlinear dynamic characteristics of a rotor-bearing system, *Nonlinear Dynamics* 53(3): 173–190.

Bai, C. Q.; Xu, Q. Y. 2006. Dynamic model of ball bearing with internal clearance and waviness, *Journal of Sound and Vibration* 294(1–2): 23–48.

Barzdaitis, V.; Činikas, G. 1998. Monitoring and Diagnostics of Rotor Machines. Kaunas: Technologija. 366 p. (in Lithuanian).

Belkin, M.; Niyogi, P. 2003. Laplacian eigenmaps for dimensionality reduction and data representation, *Neural Computation* 15: 1373–1396.

Benaroya, H. 2004. *Mechanical vibration*. ISBN: 0-8247-5380-1, Marcel Dekker, New York. 712 p.

Bonnardor F., M. El Badaoui, R. Randall. Daniere, F. 2005. Guillet, Use of the acceleration of a gearbox in order to perform angular resampling (with limited speed fluctuation), *Mechanical Systems and Signal Processing* 19, p. 766–735.

Bourdon Adeline, Ande Hugo, Remond Ditier. 2014. Introducing angularly periodic disturbances in dynamic models of rotating systems under non-stationary conditions, *Mechanical Systems and Signal Processing* 44: 60–71.

Bourdon, A.; Andre, H. Remond, D. 2010. A new way of writing motion equation in rotating machines by translation into the angular domain, in *Proceedings of the 8th iFfoMM International Conference on Rotordynamics, KIST Seoul, Korea*, September 12–15.

Braun, S. 1975. The extraction of periodic waveforms by time domain averaging, *Acoustica* 23(2): 69–77.

Chen, G. 2009. Study on nonlinear dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearing, *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 131: 1–9.

Chen, Q.; Huang, N.; Riemenschneider, S.; Xu, Y. 2006. A B-spline approach for empirical mode decompositions, *Adv. Comput. Math.* 24: 171–195.

Cheng, J.; Yu, D.; Yang, Y. 2007. Application of an impulse response wavelet to fault diagnosis of rolling bearings, *Mechanical Systems and Signal Processing* 21: 920–929.

Childs, D.W. 1982. Fractional frequency rotor motion due to clearance effects, *ASME Journal of Engineering for Power* 104: 533–536.

Choi, Y. C.; Kim Y. H. 2007. Fault detection in a ball bearing system using minimum variance cepstrum, *Measurement Science and Technology* 18: 1433–1440.

Chow E. Y.; Willsky, A. S. 1984. Analytical redundancy and the design of robust detection systems, *IEEE Transactions on Automatic Control* 29(7): 603–614.

Connolly, C. 2009. *Vibration isolation theory and practice*, Stalactite Technologies Ltd. Wakefield, UK.

Daubechies, I. 1990. The wavelet transform, time-frequency localization and signal analysis, *IEEE Transactions on Information Theory* 36: 961–1005.

Dyniewicz B.; Pregowska A.; Bojer C. I. 2014. Adoptive control of a rotating systems, *Mechanical Systems and Signal processing* 43: 90–102.

Eidukevičiūtė, M. 2007. *Rotorinių mašinų virpesių monitoringo neapibrėžčių ir diagnostikos patikimumo tyrimas*. Daktaro disertacija. Kaunas: Technologija.

Eidukevičiūtė, M.; Volkovas, V. 2006. On the impact of vibration measurement uncertainty to diagnostics in vibromonitoring systems, *Vibroengineering 2006: proceedings of the 6th international conference*. Kaunas University of Technology, 116–120, ISSN 1822–1262.

Endo, H.; Randall, R. B. 2007. Application of a minimum entropy deconvolution filter to enhance autoregressive model based gear tooth fault detection technique, *Mechanical Systems and Signal Processing* 21(2): 906–919.

Feng, K.; He, W. 2011. Rolling element bearing fault detection based on optimal anti-symmetric real Laplace wavelet, *Measurement* 44: 1582–1591.

- Fieldman, M. 2009. Analytical basics of the EMD: two harmonics decomposition, *Mech. Syst. Signal process.* 23(7): 2059–2071.
- Fieldman, M. 2011. Hilbert transform in vibration analysis, *Mech. Syst. Signal Process* 25(3): 735–802.
- Frank, P. M.; Keller, L. 1980. Sensitivity discriminating observer design for instrument failure detection, *IEEE Transactions on Aerospace Electron System AES-16*, 460–467.
- Fukata, S.; Gad, E.; Kondou, T.; Ayabe, I.; Tamura, H. 1985. On the radial vibrations of ball bearings (computer simulation), *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers* 28: 899.
- Gertler, J. 1993. Residual generation in model based fault diagnosis, *Control Theory and Advanced Technology* 9(1): 259–285.
- Ghafari, S.; Abdel-Rahman, E.; Golnaraghi, F.; Ismail, F. 2010. Vibrations of Balanced Fault-free Bearings, *Journal of Sound and Vibration* 329: 1332.
- Gu, F.; Yesilyurt, I.; Yuhua, L.; Harris, G.; Ball, A. 2006. An investigation of the effects of measurement noise in the use of instantaneous angular speed for machine diagnosis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20(6): 1444–1460.
- Gupta, T. C.; Gupta, K.; Sehgal, D. K. 2008. Nonlinear vibration analysis of an unbalanced flexible rotor supported by ball bearings with radial internal clearance, in *Proceedings of the ASME Turbo Expo* 5: 1289–1298.
- Gurecki, V. V. 1971. Ob optimalnich parametrov sistem amortizacini pri stacionarnych slučajnych bozdeistvii, *Mašinstroenie* 5: 23–28.
- Gurecki, V. V.; Mazin, L. S. 1970. Ob optimalnoi omortizacii uprūgix tel, *Mašinstroenie* 3: 17–22.
- Gustafsson, G. T., et al. 1963. *Research report on Study of the Vibration Characteristics of Bearings*. SKF Ind. Inc. Technical Report No. AL631023.
- Harsha, S. 2005a. Non-linear dynamic response of a balanced rotor supported on rolling element bearings, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19, p. 551.
- Harsha, S. 2005b. Non-linear dynamic analysis of an unbalanced rotor supported by roller bearings, *+Chaos, Solitons & Fractals* 26, p. 47.
- Harsha, S. 2006b. Non-linear dynamic analysis of high speed rotor supported by rolling element bearings, *Journal of Sound and Vibration* 290, p. 65.
- Harsha, S. 2006ft Non-linear dynamic responses of a balanced rotor supported by rolling element bearings due to radial internal clearance effect, *Mechanism and Machine Theory* 41, p. 688.

Harsha, S. P.; Nataraj, C.; Kakar, P. K. The effect of ball on nonlinear vibration associated with rolling element bearings, *International Journal of Acoustics and Vibration* 11(2): 56–66.

Harsha, S. P. 2006. Nonlinear dynamic analysis of a high-speed rotor supported by rolling element bearings, *Journal of Sound and Vibration* 290(1–2): 65–100.

Harsha, S.; Sandeep, K.; Prakash, R. 2003. The effect of speed of balanced rotor on nonlinear vibrations associated with ball bearings, *International Journal of Mechanical Sciences* 47(4): 225.

He, W.; Jiang, Z.-N.; Peng, K. 2009. Bearing fault detection based on optimal wavelet filter and sparse code shrinkage, *Measurement* 42: 1092–1102.

He, X. F.; & Niyogi, P. 2004. Locality preserving projections, in *Proceedings of the conference. Advances in neural information processing systems*, 8–13 December 2003 (pp. 1–8). Vancouver, Canada, Cambridge, MA: MIT Press.

He, X. F.; Yan, S.; Hu, Y.; Niyogi, P.; Zhang, H. 2005. Face recognition using laplacianfaces, *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence* 27: 328–340.

Heng, A., Zhang, S.; Tan, A.; Mathew, J. 2008. Rotating machinery prognostics: state of the art, challenges and opportunities, *Mech System Signal Process* 23(3): 724–739.

Ho, D.; Randall, R. B. 1997. Effects of time delay, order of fir filter and convergence factor on self adaptive noise cancellation, *ICSV5*.

Ho, D.; Randall, R. B. 2000. Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 14(5): 763–788.

Huan, B. W.; Kung, H. K. 2003. Variations of instability in a rotating spindle systems with various bearings, *Int. J. Mech. Sci* 45: 57–72.

Huang, N. E.; Shen, Z.; Long, S. R.; Wu, M. L. C.; Shih, H. H.; Zheng, Q. N.; Yen, N. C.; Tung, C. C.; Liu, H. H. 1998. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis, in *Proc. R. Soc. Long Ser. A-Math. Phys. Eng. Sci.* 454: 903–995.

Huang, R.; Xi, L.; Li, X.; Liu, C. R.; Qiu, H.; Lee, J. 2007. Residual life predictions for ball bearings based on self-organizing map and back propagation neural network methods, *Mechanical Systems and Signal Processing* 21: 193–207.

Isermann R., 1993. Fault diagnosis of machines via parameter estimation and knowledge processing, *Au tomatica* 29 (4) 815-835.

Isermann, R. 1995. Model based fault detection and diagnosis methods, in *Proceedings of the American Control Conference, Seattle, WA, USA, June 1995*, p. 1605–1609.

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

Ishida Y.; Liu, J.; Inoue, T.; Suzuki, A. 2008. Vibrations of an asymmetrical shaft with gravity and nonlinear spring characteristics (isolated resonances and internal resonances), *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 130(4): 38–45.

ISO 10816–1:2004 Condition monitoring and diagnostics of machines. 2004. Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures. ISO.

ISO 13373–2:2005 Condition monitoring and diagnostics of machines. 2005. Vibration condition monitoring – Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data. ISO.

Yadav, H. K.; Upabhyag, S. H.; Horska, S. P. 2013. Study of effect of unbalanced forces for high speed rotor, *Procedia Engineering* 64: 593–602.

Yu, Jian-Bo. 2011, Bearing performance degradation assessment using locality preserving projections, *Expert Systems with Applications* 38: 7440–7450.

Yu, S.; Zhang, X. 2010. A data processing method for determining instantaneous angular speed and acceleration of crankshaft in an aircraft engine-propeller system using a magnetic encoder, *Mechanical Systems and Signal Processing* 24 (4): 1032–1048.

Jang, G. H.; Jeong, S.W. 2003. Analysis of a ball bearing with waviness considering the centrifugal force and gyroscopic moment of the ball, *ASME Journal of Tribology* 125: 487–498.

Jardine, A. K. S., Lin, D.; Banjevic, D. 2006. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance, *Mech. System Signal Process.* 20(7): 1483–1510.

Jianguo, Y.; Lijun, B.; Zinhua, W.; Yichen, Z.; Xmping, Y. 2001. Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed, *Mechanical Systems and Signal Processing* 15(3): 549–564.

Jonušas, R.; Jurkauskas, A.; Volkovas, V. 2001. *Rotorinių sistemų dinamika ir diagnostika*. Kaunas: Technologija.

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

Khalid, F. 2007. Rolling element bearing fault diagnosis using Laplace-wavelet envelope power spectrum, *EURASIP Journal on Advances in Signal Processing*, 1–14.

Khatri, H.; Ranney, K.; Tom, K.; del Rosario, R. 2008. New features for diagnosis and prognosis of systems based on empirical mode decomposition. Proceedings of 2008 International Conference on Prognostics and Health Management.



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

Kuhnell, B. T. 2004. *Wear in rolling element bearings and gears – how age and contamination affect them*. Machinery Lubrication Magazine, Monash University.

Lee, D. S.; Choi, D. H. 2000. Reduced weight design of a flexible rotor with ball bearing stiffness characteristics varying with rotational speed and load, *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 122(3): 203–208.

Lee, J. Y.; Nandi, A. K. 1999. Extraction of impacting signals using blind deconvolution, *Journal of Sound and Vibration* 232(5): 945–962.

Lee, J.; Qiu, H.; Yu, G.; Lin, J. 2007. *Rexnord Technical Services*. Bearing Data Set, IMS, University of Cincinnati. NASA Ames Prognostics Data Repository. <http://ti.arc.nasa.gov/project/prognostic-data-repository>. NASA Ames, Moffett Field, CA.

Li, A.; Chow, M.; Tipsuwan, Y.; Hung, J. 2000. Neural-network-based motor rolling bearing fault diagnosis, *IEEE Trans. Ind. Electron.* 47(5): 1060–1069.

Li, Y.; Zhang, C.; Kurfess, T. R.; Danyluk, S.; Liang, S. Y. 2000b. Diagnostics and prognostics of a single surface defect on roller bearings, in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 214: 1173–1185.

Li, Z.; He, Y.; Zi, Y. Wang. 2010. Customized wavelet denoising using intra-and inter-scale dependency for bearing fault detection, *Journal of Sound and Vibration* 313: 342–359.

Liao, L.; Lee, J. 2009. A novel method for machine performance degradation assessment based on fixed cycle features tes, *Journal of Sound Vibration* 326: 894–908.

Liew, A.; Feng, N.; Hahn, E. J. 2002. Transient rotordynamic modeling of rolling element bearing systems, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 124(4): 984–991.

Lioulios, A. N.; Antoniadis, I. A. 2006. Effect of rotational speed fluctuations on the dynamic behaviour of rolling element bearings with radial clearances, *International Journal of Mechanical Sciences* 48(8): 809–829.

Lou, X.; Loparo, K. A. 2004. Bearing fault diagnosis based on wavelet transform and fuzzy inference, *J. Mech. Syst. Signal Process.* 18: 1077–1095.

Malhi, A.; Gao, R. X. 2004. PCA-based feature selection scheme for machine defect classification, *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement* 53: 1517–1525.

Mallat, S. 2009. *A Wavelet Tour of Signal Processing*. 3rd ed. The Sparse Way, Academic Press.

McFadden, P. D.; Smith, J. D. 1984. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing, *Journal of Sound and Vibration* 96(1): 69–82.

McFadden, P. D.; Toozhy, M. M. 2000. Application of synchronous averaging to vibration monitoring of rolling element bearings, *Mech. Syst. Signal Process.* 14(6): 891–906.

Meldau, E. 1951 *Die Bewegung der Achse von Walzlagern bei geringen Drehzahlen.* Werkstatt und Betrieb 7, p. 308.

Meng, Q.; Qu, L. 1991. Rotating machinery fault diagnosis using Wigner distribution. *Mechanical Systems and Signal Processing* 5: 155–166.

Mevel, B.; Guyader, J. L. 1993. Routes to chaos in ball bearings, *Journal of Sound and Vibration* 162: 471–487.

Mevel, B.; Guyader, J.L. 2008. Experiments on routes to chaos in ball bearings, *Journal of Sound and Vibration* 318: 549–564.

Misiti, M.; Misiti, Y.; Oppenheim, G.; Poggi, J. 2007. *Wavelets and their Applications*, ISTE, London. 117 p.

Nakazawa, H. 1994. *Principles of Precision Engineering.* Oxford University Press.

Nelwamondo, F. V.; Marwala, T.; Mahola, U. 2006. Early classifications of bearing faults using hidden markov models, Gaussian mixture models, mel-frequency cepstral coefficients and fractals, *International Journal of Innovative Computing Information and Control* 2: 1281–1299.

Ocak, H.; Opar, K. 2004. A Estimation of the running speed and bearing defect frequencies of an induction motor from vibration data, *Mechanical System and Signals Processing* 18: 515–533.

Pan, Y.; Chen, J.; Guo, L. 2009. Robust bearing performance degradation assessment method based on improved wavelet packet-support vector data description, *Mechanical Systems and Signal Processing* 23: 669–681.

Panda, K. C.; Dutt, J. K. 2003. Optimum support characteristics for rotor-shaft system with preloaded rolling element bearings, *Journal of Sound and Vibration* 260(4): 731–755.

Peng, Z. K.; Chu, F. L. 2004. Application of the wavelet transform in machine condition monitoring and fault diagnostics: a review with bibliography, *Mech. System Signal Process.* 18(2): 199–221.

Peng, Z. K.; Tse, P. W.; Chu, F. L. 2005. A comparison study of improved Hilbert-Huang transform and wavelet transform: application to fault diagnosis for rolling bearing, *Mech. System Signal process.* 19(5): 974–988.

Perret, H. 1950. Elastische Spielschwingungen Konstant Belaster Walzger, *Werkstatt und Betrieb.* 3354 p.

Qiu, H.; Lee, J.; Lin, J.; Yu, G. 2003. Robust performance degradation assessment methods for enhanced rolling element bearing prognostics, *Advanced Engineering Informatics* 17: 127–140.

Qiu, K.; Luo, H.; Eklund, N. 2009. On-board aircraft engine bearing prognostics: enveloping or fft analysis? *Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers Information in Engineering*.

Rafiee, J.; Rafiee, M. A.; Tse, P. W. 2010. Application of mother wavelet functions for automatic gear and bearing fault diagnosis, *Expert Systems with Applications* 37: 4568–4579.

Rafiee, J.; Tse, P. W.; Harifi, A.; Sadeghi, M. H. 2009. A novel technique for selecting mother wavelet function using an intelligent fault diagnosis system, *Expert Systems with Applications* 36: 4862–4875.

Randall, R. B., Antoni, J. 2011. Rolling element bearing diagnostics—a tutorial, *Mech. Syst. Signal Process.* 25(2): 485–520.

Randall, R. B.; Antoni, J.; Chobsaard, S. 2001. 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): 945–962.

Rao, S. S. 1995. *Mechanical vibrations*. 3ed ed. Addison-Wesley Publishing Company.

Remond, J. Mahfoudh. 2005. From transmission error measurements to angular sampling in rotating machines with discrete geometry, *Shock and Vibration* 12(2): 149–161.

Renaudin, L.; Bonnardot, F.; Musy, O.; Bray, J. B., Remond, D. 2010. Natural roller bearing fault detection by angular measurement of true instantaneous angular speed, *Mechanical Systems and Signal Processing* 24(7): 1998–2011.

Roweis, S.; Saul, L. 2000. Nonlinear dimensionality reduction by locally linear embedding, *Science* 290: 2323–2326.

Saito, S. 1985. Calculation of nonlinear unbalance response of horizontal Jeffcott rotors supported by ball bearings with radial clearances, *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design* 107(4): 416–420.

Sawalhi, N. 2007. *Diagnostics, prognostics and fault simulation for rolling element bearings*. PhD Thesis, University of New South Wales.

Sawalhi, N.; Randall, R. B. 2005. Spectral kurtosis optimization for rolling element bearings, in *Proceedings of the ISSPA Conference*, Sydney, Australia.

Sawalhi, N.; Randall, R. B. 2007. Semi-automated bearing diagnostics – three case studies, in *Proceedings of the Comadem Conference*, Faro, Portugal.

Sawalhi, N.; Randall, R. B. 2008. Localised fault diagnosis in rolling element bearings in gearboxes, in *Proceedings of the Fifth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies (CM-MEET)*. Edinburgh.

Sawalhi, N.; Randall, R. B. 2010. Simulation of the vibration generated by entry and exit to/from a span in a rolling element bearing, *in Proceedings of 20th International Congress on Acoustics*. ICA, 23-27 August, Sydney. Australia, 2010.

Sawalhi, N.; Randall, R. B. 2011. Vibration response of spalled rolling element bearings: observations, simulations and signal processing techniques to track the spall size, *Mechanical Systems and Signal Processing* 25: 846–870.

Sawalhi, N.; Randall, R. B.; Endo, H. 2007. 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(6): 2616–2633.

Schukin, E. L.; Zamaraev, R. U.; Schukin, L. I. The optimisation of wavelet transform for the impulse analysis in vibration signals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 18(2004): 1315–1333.

Sekhar, A. S. 2004. Crack identification in a rotor system: a model based approach, *Journal of Sound and Vibration* 270 887–902.

Shao, Y.; Nezu, K. 2005. Design of mixture de-noising for detecting faulty bearing signals, *Journal of Sound and Vibration* 282: 899–917.

Siegel D, Al-Atat Hassan, Shouche Vishwesh, Liao Linxia, Snyder John, Lee Joy. 2012. Novel method for rolling element bearing health assessment – A tachometer – less synchronously averaged envelope feature extraction technique, *Mechanical Systems and Signal Processing* 29: 362–376.

Siegel, D. 2009. *Evaluation of health assessment techniques for rotating machinery*. Master Thesis, University of Cincinnati.

Sinou, J.J. 2009. Non-linear dynamics and contacts of an unbalanced flexible rotor supported on ball bearings, *Mechanism and Machine Theory* 44(9): 1713–1732.

Slivinskas, V.; Slivinskas, K.; Trumpa, A., 2009. Creating of the mathematical model of a resilient support spring type element and its transfer function from the input and output impulse responses, *Journal of vibroengineering* 11(1): 149–157.

Slivinskas, V.; Šimonytė, V. 2007. *Minimal realization and formant analysis of dynamic system and signal* Booksurg, USA. ISBN 976-1-4196-6516-5. 166 p.

Stack, J. R.; Harley, R. G.; Habetler, T. G. 2004. An amplitude modulation detector for fault diagnosis in rolling element bearings, *IEEE Trans. Ind. Electron.* 51: 1097–1102.

Su, W.; Wang, F.; Zhou, H.; Zhang, Z.; Guo, Z. 2010. Rolling element bearing faults diagnosis based on optimal Morlet wavelet filter and autocorrelation enhancement, *Mechanical Systems and Signal Processing* 24: 1458–1472.

Sun, Q.; Tang, Y. 2002. Singularity analysis using continuous wavelet transform for bearing fault diagnosis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 16(2002): 1025–1041.

- Sunnersjo, C. 1978. Varying compliance vibrations of rolling bearings, *Journal of Sound and Vibration* 58. 363 p.
- Tandon, N.; Choudhury, A. 1999. A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings, *Tribology International* 32: 469–480.
- Tiwari, M.; Gupta, K.; Prakash, O. 2000. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings, *Journal of Sound and Vibration* 238(5): 757–779.
- Tiwari, M.; Gupta, K.; Prakash, O. 2000. Effect of radial internal clearance of a ball bearing on the dynamics of a balanced horizontal rotor, *Journal of Sound and Vibration* 238(5): 723–756.
- Tse, P. W.; Peng, Y.; Yam, R. 2001. Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis - their effectiveness and flexibilities, *ASME Transaction on Journal of Vibration and Acoustics* 123: 303–310.
- Upadhyay, S. H.; Harsha, S. P.; Jain, S. C. 2010. Analysis of nonlinear phenomena in high speed ball bearings due to radial clearance and unbalanced rotor effects, *Journal of Vibration and Control* 16(1): 65–88.
- Upadhyay, S.; Jain, S.; Harsha, S. 2009. Nonlinear Vibration Signature Analysis of High Speed Rotating Shaft due to Ball Size Variations and Varying Number of Balls, in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part K: Journal of Multi-body Dynamics (IMEchE)*. 223, p. 83.
- Vecer, P.; Kreidl, M.; Smid, R. 2005. Condition indicators for gearbox monitoring systems, *Acta Polytech.* 45(6): 35–43.
- Vekteris, V. 1995. *Precizinės metalų pjovimo sistemos. Formos sudarymo sistemų teorija*. Vilnius: Technika. 210 p. (rusų kalba)
- Vekteris, V.; Kasparaitis, A.; Kaušinis, S.; Kanapėnas, R. 2000. *Matavimų teorija ir praktika*. Vilnius: Žiburio l-kla. 380 p.
- Villa, C.; Sinou, J. J.; Thouverez, F. 2008. Stability and vibration analysis of a complex flexible rotor bearing system, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation* 13(4): 804–821.
- Volkovas, V.; Eidukevičiūtė, M. 2004. Uncertainty in vibromonitoring systems of rotating machinery, *Vibroengineering: proceedings of 5th International Conference, October 14–15*, p. 111–113. ISSN 1392–8716.
- Wang, Y.; He, Z.; Zi, Y. 2009. A demodulation method based on improved local mean decomposition and its application in rub-impact fault diagnosis, *Measurement Science and Technology* 20: 1–10.

Wang, Y.; He, Z.; Zi, Y. 2009. Enhancement of signal denoising and multiple fault signatures detecting in rotating machinery using dual-tree complex wavelet transform, *Mechanical Systems and Signal Processing* 24: 119–137. 10.1016/j.mssp.2009.06.015.

Wang, L.Q.; Cui, L.; Gu, L *et al.* 2008. Study on dynamic characteristics of angular ball bearing with non-linear vibration of rotor system, in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 222(9): 1800–1819.

White, R. G.; Walker, J. G. 1982. *Noise and vibration*. West Sussex, England: Ellis Horwood Limited.

Widrow, B.; Stearns, S. 1985. *Adaptive Signal Processing*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, pp. 349–351.

Wiggins, R. A. 1978. Minimum Entropy Deconvolution, *Geoexploration* 16: 21–35.

Williams, T.; Riabdenreira, X.; Billington, S.; Kurfess, T. 2001. Rolling element bearing diagnostics in run-to-failure lifetime testing, *Mechanical Systems and Signal Processing* 15: 979–993.

Wu, F.; Qu, L. 2008. An improved method for restraining the end effect in empirical mode decomposition and its application to the fault diagnosis of large rotating machinery, *J. Sound Vib.* 314: 586–602.

Xi, F.; Sun, Q.; Krishnappa, G. 2000. Bearing diagnostics based on pattern recognition of statistical parameters, *Journal of Vibration Control* 6: 75–92.

Xiang, Y. 2007. A further study of the kurtosis-based method for bearing diagnostics, *Mechanical Systems and Signal Processing* 21: 593–595.

Zhang, S.; Hodkiewicz, M.; Ma, L.; Mathew, J. 2006. Machinery condition prognosis using multivariate analysis, in *The first world congress of engineering asset management*, Gold Coast, Australia, p. 1–8.

---

# Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

## Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Vekteris, V.; Jurevičius, M.; Trumpa, A. 2005. Mechatronical system of drill testing // Measurement, *Journal of the International Measurement Confederation (IMEKO)* 37(2): 103–107. *ISI Web of Science*; Citav. rod.: 0,413(F) (2005).

Slivinskas, V.; Slivinskas, K.; Trumpa, A. 2009. Creating of the mathematical model of a resilient support spring type element and its transfer function from the input and output impulse responses, *Journal of Vibroengineering* 11(1): 149–157. Vilnius: Vibromechanika. ISSN 1392-8716. *Science Citation Index Expanded Web of Science*; Citav. rod.: 0,357(F) (2009).

Trumpa, A.; Vekteris, V. 2005. Diagnostics of the mechatronic systems with vibration insulation // Solid State Phenomena, in *Mechatronic Systems and Materials: a collection of papers from the 1st international conference (MSM 2005), Vilnius, Lithuania, 20–23 October 2005*. Uetikon-Zurich: Trans Tech Publications Inc. 113: 371–374. ISSN 1012-0394. *ISI Web of Science*.

Trumpa, A.; Vekteris, V.; Kilikevičius, A.; Striška, V. 2007. Diagnostics of the centrifugal milk separator, *Matavimai* 2(40): 21–23. Kaunas: Technologija. ISSN 1392-1223. [Duomenų bazės: Current Abstracts; TOC Premier; VINITI].

Štrimaitis, M.; Urbanavičius, R.; Kilikevičius, A.; Jurevičius, M.; Striška, V.; Trumpa, A. 2013. Evaluation of dynamics and positioning accuracy of robotic system operating in heavy loaded high speed conditions // *Vibroengineering, Journal of Measurements in Engineering (JME)* 1(1): 28–34. Kaunas: Vibromechanika. ISSN 2335-2124. [Duomenų bazės: INSPEC; VINITI].

Vekteris, V.; Trumpa, A.; Čereška, A. 2003. The diagnostics of the tribological systems with vibration insulation, *Journal of Vibroengineering* Vol. 5, 1(10): 1–3. Vilnius: Vibromechanika. ISSN 1392-8716.

Vekteris, V.; Čereška, A.; Trumpa, A. 2003. The application of measuring transducer in the diagnostics of the mechatronical system, *Journal of Vibroengineering* 5(1): 5–7. Vilnius: Vibromechanika. ISSN 1392-8716.

#### **Straipsniai recenzuojamuose konferencijų darbų leidiniuose mokslo konferencijose**

Vekteris, V.; Trumpa, A. 2006. Vibration source in the centrifugal milk separator, in *Mechanika: proceedings of the 11th international conference, April 6–7, 2006, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, Lithuanian Academy of Science, IFTOMM National Committee of Lithuania, Baltic Association of Mechanical Engineering*, pp. 359–362. Kaunas: Technologija. ISSN 1822-2951. [Duomenų bazės: INSPEC].

Vekteris, V.; Trumpa, A. 2012. Vibration diagnostics of rotating centrifugal milk, in *16th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2012, Dubai, United Arab Emirates, 10–12 September 2012: proceedings* 16(1): 311–314. Zenica (BH): University of Zenica. ISSN 1840-4944. [Duomenų bazės: EBSCO].

Vekteris, V.; Trumpa, A.; Mokšin, V. 2013. Diagnostics of centrifugal milk separators, in *17th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2013, Istanbul, Turkey, 10–11 September 2013: proceedings* 17(1): 237–240. Zenica (BH): University of Zenica. ISSN 1840-4944. [Duomenų bazės: EBSCO].



---

# Summary in English

## Introduction

### Problem formulation

Progress of high technologies raises else higher requirements of diagnostic measurement accuracy, also functioning reliability of the food processing equipment.

One of more complex challenge with which faces science and industry of high technologies is else more increasing demand to evaluate by an indirect research the influence of infraction of centrifugal milk separator vertical rotors rolling bearings straightly to technological processes at fulfillment of accurate measurements at considerably more complex than laboratory environment. Solution of this task is possible only at good understanding of measurement errors after fulfillment of deep and sound research and diagnostic measurements.

At this time diagnostic and monitoring of mechanisms at fulfillment of mechanical vibration research is right developed. Many very complex and responsible mechanisms work with stationary implemented failure diagnostic systems. For less complex and responsible mechanisms diagnostic of failure may be fulfilled periodically. At any case, use of mechanisms failure diagnostic and monitoring systems at exploitation of mechanisms the large economical effect is received. At research accomplishment it was defined that at use of failure diagnostic and monitoring systems expences of mechanism exploitation and repair have decreased to 30–40%. Expances for implementation of these systems if to compare with the received benefit are small – 1:10 (Noremark, 1994)

Alas, in practice there are rotor systems which diagnostic is problematic. These are the vertical systems with vibration dampers which parameters of mechanical vibration at work conditions to define straightly is impossible, while to use the known diagnostic systems without new research is impossible. Such systems differ cardinally from other rotor systems by their dampers and specific of milk separation. It requires the new ideas and research for solution of the problem.

Such demand it is possible to satisfy only by creating the qualitatively new diagnostic measurement methodic answering to contemporary science and technic achievements and optimally meeting the specific requirements, also by improving existing methodic following fundamental principles of precise engineering (Nakzava 1994).

The problems of rotor dynamic and diagnostics are widely examined by many scientists of world countries. Much achieved and universities (KTU, VGTU) of our country and scientists: K. Ragulskis, R. Jonušas, V. Barzdaitis, V. Volkovas, V. Augustaitis, R. Bansevicius, B. Bakšys, V. Turla, V. Vekteris, M. Jurevičius and others.

The main attention of this work is to set the influence of milk separator elements vibrations on accuracy of indirect diagnostic measurements at dynamic regimen and to define what part of error budget forms the error, coming for such measurement. Though research performed is fit for centrifugal milk separator rotors with vibration damping system diagnostic measurement accuracy tasks solution, their results have wider utilitarian sense and can be used at research of other purpose centrifugal systems, distinguishing by qualitatively new properties.

### **Relevance of the thesis**

One of the main and actual tasks in all production branches is increase of reliability and quality of machines, mechanisms and other equipment at applying of different diagnostic means. At increase of milk separators productivity and safety requirements more and more influence have vibrations and their action on trouble of bearing systems. With the purpose to evaluate the influence of vibrations on centrifugal milk separators rotor bearing systems with dampers foul-up it is necessary to solve some new scientific and technical tasks. Fulfilment of mathematical analysis of vibrations faces the forming of complex analytical model of the researched system and the problems of definition of coefficients necessary for calculation. Precise analysis of centrifugal milk separators rotor systems with dampers is necessary to do, because specificity of the design does not let to use the spread in production observation of bearing system diagnostic and monitoring.

The newest research have showed that the diagnostic problem of rotor system bearings with vibration dampers is not solved, while the dynamic processes acting in such systems require new methods of theoretical and experimental research evaluating foul-up upspringing of bearings. Therefore, the research and diagnostic evaluation of such systems is the actual problem.

### **The object of research**

The object of research of the work are centrifugal milk separator rotor systems with vibration dampers

### **The aim of the thesis**

The aim of this work is to create the methodic of dynamic research and defects diagnostic of centrifugal milk separator rotor systems with vibration dampers, enabling to do the prognosis of unexpected failures.

### **The objectives of the thesis**

Such tasks is necessary to solve for achieving of work aim:

1. For evaluation of vibration transfer function of damping elements of rotor systems with dampers to propose to use the models of formants.
2. To propose the methodic of dynamic research and defect diagnostic of rotor systems with dampers, allowing to evaluate the foul-up of rotor bearings.
3. To do experimental research of vibrations of the rotor system with the dampers, to analyze their results and to evaluate the reliability of diagnostic of bearing defects.
4. To analyze the uncertainty and errors of direct and of indirect vibration measurement results and to propose solutions, enabling to increase reliability of diagnostic measurement.

### **The research methods**

Theoretical research made in the work is ground on principles of engineering mechanics, vibration theory, and measurement theory by adjusting analytical, empirical and numerical research methods, at use the „*Matlab*“, „*Pulse*“, „*Origin*“ and „*Flow Simulation*“ software. The main statistical calculations were made at use of statistical packages „*Matlab*“ and „*Origin*“. Experimental material consists of the data of vibration measurement. Experiments were made in VGTU Vibration research and diagnostics science laboratory. For measurement of vibration parameters the measurement means of Denmark firm „*Brüel & Kjær*“ and „*Adach*“ were used.

### **Scientific novelty**

Such new results for an engineering science were received at preparation of the dissertation:

1. Formant model of damping elements of the rotor system enabling to define the frequencies connected with bearing failures.
2. Original method of dynamic characteristic research and defect diagnostic of rotor systems with dampers was proposed, validated by theoretical and experimental research. The method enabling to identify the troubles of rotor system bearings according to inter correlation functions of spectral densities.
3. To increase diagnostic accuracy, the new defect analysis method of rotor system bearings with vibration dampers and it realizing measurement system were proposed.

## **Practical significance of the obtained results**

After performing research of theoretical and physical models, also after research of possibilities afforded by contemporary high technologies, dynamic characteristics of the centrifugal milk separator rotor system were defined, which depend on vibration action, stipulated by many physical phenomenon:

- Vibration damping system.
- Vibration of elements of centrifugal milk separator.

The data received were used for evaluation of uncertainty of indirect diagnostic measurement results and for definition of trouble upspringing for vibration action.

Research results were used for improvement of measurements of centrifugal milk separators and for introduction of diagnostic systems.

## **Defended statement**

1. The created research method enables to analyze the behavior of damping system elements at action of impact excitation, by use of formant models for detection of bearing defected frequency.
2. The proposed methodic of dynamic characteristic and diagnostic measurement of centrifugal milk separator rotor systems with vibration dampers is possible to use for prognosis of unexpected failures.
3. For influence of vibration of vibration of centrifugal milk separator rotor system on diagnostic quality control is possible to fit the method of statistical measurement uncertainty evaluation.

## **Approval of the research results**

5 papers are published on dissertation subject and 5 reports are delivered at conferences in Lithuania and other countries: three – in the paper casebooks included in Thomson ISI list, one – in conference materials, referred in ISI data bases, two – in INSPEC data base cited journals, two – in referred international conference materials and two – in Republican conference materials.

## **The structure of the dissertation**

Dissertation is comprised of introduction and three chapters, general conclusions, review list, list of author's publications on dissertation subject, summary in English.

Work volume consists of 144 pages, without of additions. 76 numbered equations are used, 79 figures and 4 tables. At writing of dissertation, 162 reviews were used.

## **1. Analysis of vibration research and diagnostic measurement of centrifugal milk separator rotor systems**

Review of science literature is presented in this chapter. Large attention at announced science publications was assigned to creation of rotor system mathematical and numerical methods (Jalan and Mohanty 2009; Mizutani *et al.* 2004; Bai *et al.* 2013; Ma *et al.* 2013; Bourdon *et al.* 2014; Dyniewicz *et al.* 2014; Hung and Kung 2003; Yadav *et al.* 2013) for bearing system, their simulation, analysis, experimental research and for

search of means and methods for detecting of small defects (Upadhyay *et al.* 2009, 2010; Cao, Xiao 2008; Tiwari *et al.* 2008; Harsha *et al.* 2010; Sinau 2009; Chen 2009; Bai *et al.* 2010, 2013; Yu, Zhang 2010; Sawalhi, Randall 2011). Literature analysis shows that centrifugal milk separator rotor bearings with damping systems require diagnostic methods of higher level for detecting of defects and failures, especially at fulfilment of diagnostic measurement not straight through the damping system. Ordinary diagnostics and monitoring methods and means recommended well at diagnostics of turbine rotor bearings when periodical or constant supervision of work of such aggregates was made, but for the rotor systems of centrifugal milk separators for their design specific else are not adjusted. Some authors say that it is necessary to develop the methods of prognostics and advanced prognosis methods and apply an angle speed, waves, cepstrum and other particularly simulation methods or at uniting them to detect the little bearing defects at initial stadium of defining the progress of failure development (Bourdon *et al.* 2014; Su *et al.* 2010; Feng *et al.* 2011; William, Hoffman 2011; Siegel *et al.* 2012). Although in science publications also is pointed that use of such methods not always give secure results, uncertainty of measurements reaches 1–2%, consequently new measurement methods and means are proposed to search trying to improve reliability of diagnostic results (Huang *et al.* 2007; Antoni 2007; Randall, Antoni 2011). The main limit of rotor system simulation at specific conditions, as researchers write, is that there is difficulty to define the influence of vibration of other system elements on the result, besides, the rather complex mathematical model is needed (Qiu *et al.* 2003; Siegel *et al.* 2012). Despite of fast development of simulation and experimental methods and good results received at vibration diagnostics of rolling bearings, at contemporary time increase of science publications and interest in new type prognostic methods is seen (Qui *et al.* 2003; Pan *et al.* 2009; Zhou *et al.* 2012, , Saidi *et al.*, 2015).

Although for the rotor systems with bearing dampers adequate diagnostic methods are not developed when the diagnostic measurements are made indirectly, say, when the influence of the damping system is not evaluated on diagnostic result with appropriate errors and uncertainties. Thus, such research is actual because the record in science literature is not found that such works with centrifugal milk separator rotor bearings with dampers by use of indirect diagnostic vibration measurement methods were made. At the end of the chapter, there are written conclusions and tasks of thesis.

## **2. Research of dynamics of the centrifugal milk separator rotor systems**

One of the main mechanical engineering tasks of this chapter is the modelling of real dynamic centrifugal milk separator rotor systems with damping elements (Fig. S2) by use of mathematical models, constructive algorithms and computer programs.

For right evaluation of transfer properties of such systems the transfer function of an elastic element of the damper was researched by composing of its mathematical model. It enabled to solve about frequencies comprising for bearing failure by measurement of external body vibrations. For that purpose it was useful to define the transfer function of an elastic element. Such elastic element, used in centrifugal separating elements, which diagnostic research is an important mean for full and secure use of allowable work resources, is the springing element.

The bearing failure in many cases raises the impulse type excitation, conducted by the wide frequency spectrum vibrations which view is the base of failure diagnostic.

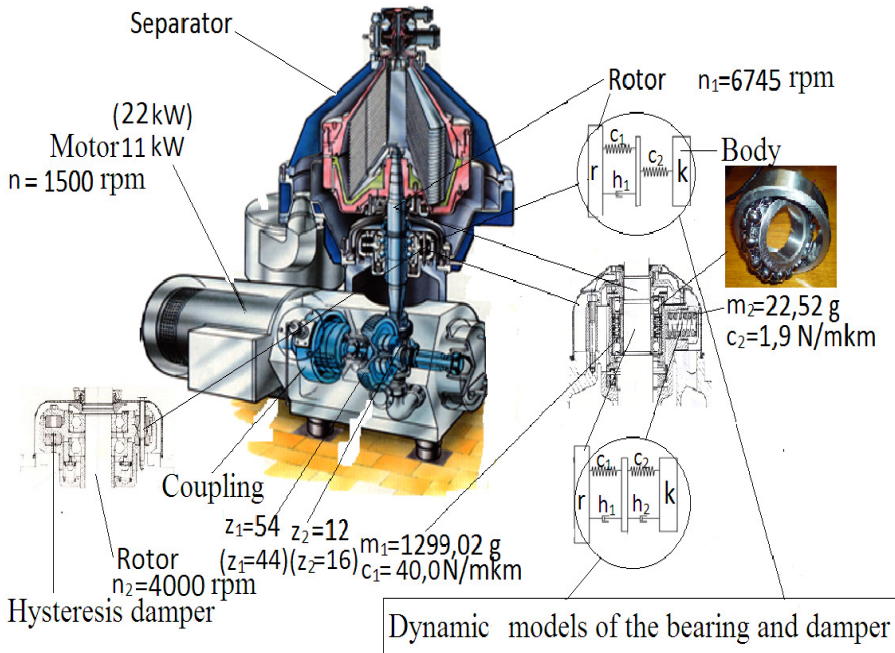
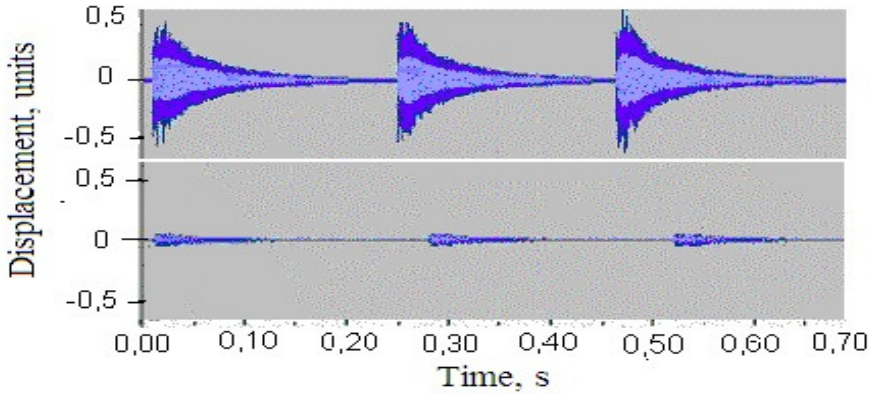


Fig. S2. Schema of elements of the milk separator

Succession of impacts was striken and for exitation of one of elastic elements and transfer process (signals in time) of both spring ends was measured. Reaction of one system to excitation and its transferring to the other system were researched. With the purpose to create the mathematical model the succession of hammer impacts was given (Fig. S.3), by striking them with such frequency, that reaction process at the end of its excitation would be spanned by the other strike. Later these realisations were processed by the quick Furje method for research of appropriate frequency zones and later – by simulation of sum excited interactive sinus waves. Realizations in the form of successive impacts enable to select the signals of better reaction (response) quality and to simulate the process more accurately, with evaluation of additional impacts, which have less dampening properties – at the end of the process such additional impacts for their not linear chracteristics deviate a little, raising wrong growth of iterations in recurrent algorithm of component parts definition. At this moment of the second reaction signal, by use of initial data, the characteristics of component parts are little averaged.

For transformation of received accelerator signals into numerical form the procedu-  
re of noise signals numerical transformation was used. Then the received signal was fil-

tered from bigger than 5000 Hz additives and twice integrated. Received entering and exit signals are shown in Fig. S3.



**Fig. S3.** Input and output signals acting spring ends

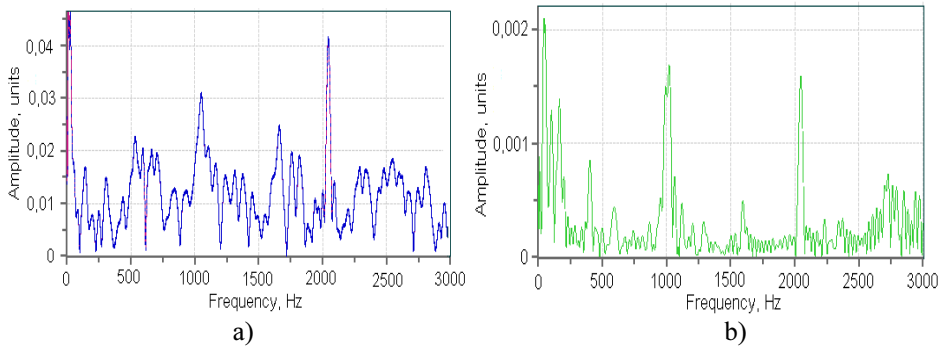
Signals were processed by use the procedure of quick Fourier transformation and entrance and exit signals spectrum was analyzed. For simulation of entrance and exit signals, it was found that it is better to get short frequency interval. The selected interval should overwhelm the frequency, which can upspring for bearing failure (Vekteris *et al.*, 2003). The spectrum of this frequency interval can have clearly expressed resonance, made at the upper damper system, which is entrance excitation for the spring. At this case, upper characteristics (stiffness and mass) of the damper of system should be changed for receiving of necessary entrance signal. Entrance and exit signal spectrums are shown in the Fig. S4.

The spectrum of measured signals is very wide; therefore, it is difficult or impossible to model such process. Otherwise, bearing failure excite vibrations which main frequencies are in some limit, which is defined by bearing revolving frequency, number of rolling elements in a bearing, work conditions of the bearing (Vekteris *et al.* 2003).

Impulse response of both – entrance and exit- signals was modeled as the sum of quasi-polynomials:

$$h(t) = \sum_{i=1}^m f_i(t). \quad (S1)$$

There the polynomials are composed of polynomial members, having multipliers, calculated of damped sinusoids.

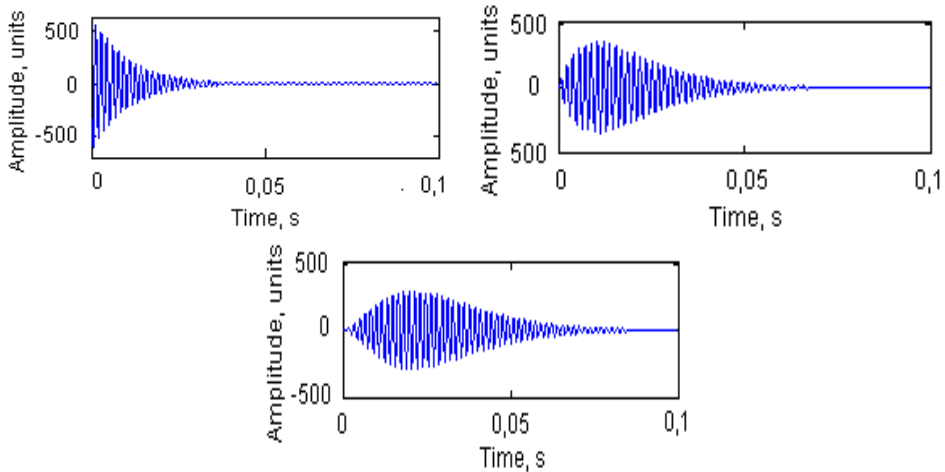


**Fig. S4.** Frequency spectra of the input (a) and output (b) signals

We shall restrict up to the square rank of polynomial form:

$$f_i(t) = e^{\lambda_i t} \left[ a_{i1} \sin(2\pi\omega_i t + \varphi_{i1}) + a_{i2} t \sin(2\pi\omega_i t + \varphi_{i2}) + a_{i3} t^2 \sin(2\pi\omega_i t + \varphi_{i3}) \right]. \quad (\text{S.2})$$

There  $\omega_i$  is an angular frequency of the researched formant;  $\lambda_i$  is the damping factor;  $a_{i1} \dots a_{i3}$  are the amplitudes of examined formant components, and  $\varphi_{i1} \dots \varphi_{i3}$  are the components of phases.



**Fig. S5.** Components of the first polynomial of the spring input process model for the frequency interval 600–690 Hz.

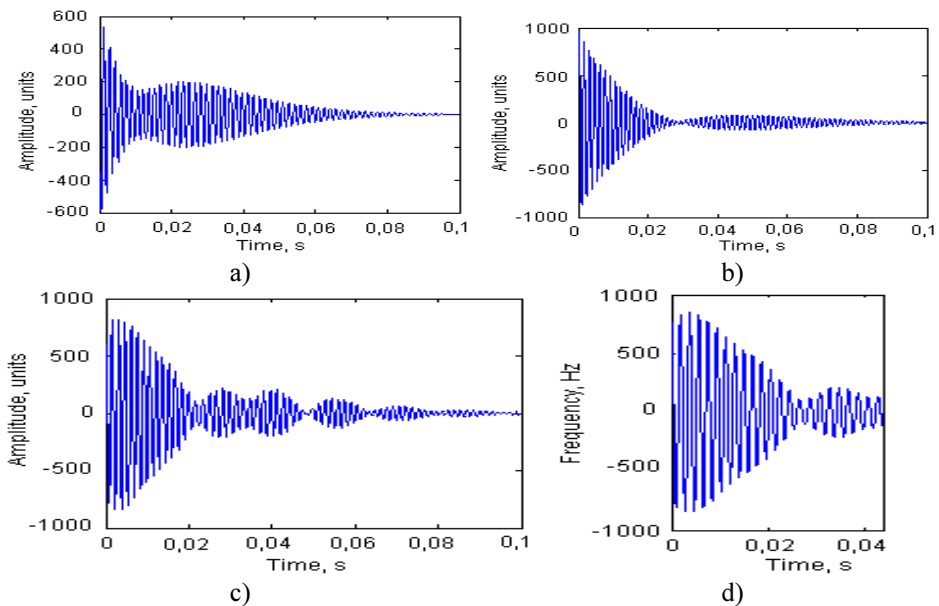
Evaluation of frequency and damping factors was made by use the Prony method, and for improvement of initial calculated values of iteration nonlinear Levenberg optimization was used. In detail, the algorithm of polynomial member calculation is described in (Slivinskas, Šimonytė 2007). One of peculiarities at modelling the processes of



small (short) frequency interval is acceptance of the number of model forming modules. We have found that for the short frequency interval at our case it is purposeful to accept one or two formants ( $m = 1$  or  $m = 2$ ), suiting the frequencies, near to these observable in an interval of given amplitude-frequency characteristics. RMSE (Root-mean square error), evaluating correctness of the model, at this case does not exceed 5% for all frequency ranges.

We have accepted the model of twelve damped sinus waves with a mean square deviation equal to 15%. Real and modeled processes of entrance vibrations are shown in Fig. S5.

For frequency interval 600–690 Hz the entrance process was modeled using two polynomials – formants. Modeled and real vibration (oscillation) process at entrance of the spring are shown in Fig. S6. We have found that modelling of the oscillation process is more effective at use the signal of small time interval, taken at the beginning of oscillating process because all frequencies are more clearly expressed, and for more powerful oscillation can be parted. At long time interval some frequencies are damped, non-linearity of the system also depends on process character change, and the process of the long time interval leads to complex model. Therefore, for modelling of the process of all obtained frequency range we have used the time interval of 0.0081–0.0435 s duration.



**Fig. S6.** The first (a), the second (b) formants, the model – the sum of these formants (c) of the oscillation process, and the actual oscillation process (d) for the frequency interval 600–690 Hz

Calculation of the transfer function is made in such a way. Fourier transformation for every formant is performed according to (Slivinskas, Šimonytė, 2007):

$$h_i(f) = \frac{1}{j(\lambda_i - 2\pi j(f - \omega_i))} \frac{a_1 e^{j\phi_{i1}}}{(\lambda_i - 2\pi j(f + \omega_i))} - \frac{1}{j(\lambda_i - 2\pi j(f - \omega_i))^2} \frac{a_2 e^{j\phi_{i2}}}{(\lambda_i - 2\pi j(f + \omega_i))^2} - \frac{1}{j(\lambda_i - 2\pi j(f - \omega_i))^3} \frac{a_3 e^{j\phi_{i3}}}{(\lambda_i - 2\pi j(f + \omega_i))^3} \quad (S.3)$$

there  $i$  is the number of formant.

Fourier transformation for the modeled signal may be the sum for all the formants from Fourier transformation, the generatrix of some signal, it is:

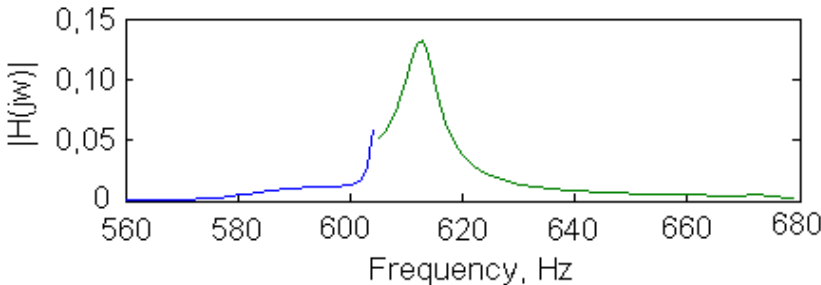
$$\sum_{i=1}^m h_i(t).$$

Reaction of spring frequency  $H(j\omega)$  is calculated as straight proportional to exit and entrance signals of Fourier transformation.

$$H(j\omega) = \frac{\sum_{i=1}^{m_{exit}} h_{i_{exit}}(j\omega)}{\sum_{i=1}^{m_{entrance}} h_{i_{entrance}}(j\omega)} \quad (S.4)$$

there  $\omega = 2\pi f$  is an angular frequency.

The frequency interval, for which the Fourier function is defined, must be to some value narrower then modeling interval with the purpose to avoid the distortion connected with limiting divergences. By division of exit signal Fourier function to Fourier function of entrance signal we shall receive, the transfer function for frequency limits (diapason) for which these signals were defined. Fig.S8 shows the transfer function of the spring for 500–600 Hz frequency range, which consists of transfer functions, calculated for two frequency ranges: 480–620 Hz and 600–690 Hz.



**Fig. S7.** The transfer function for frequency interval 560–680 Hz

This transfer function for calculation in an interval of two frequencies transfers more good correspondence at frequency 605 Hz.

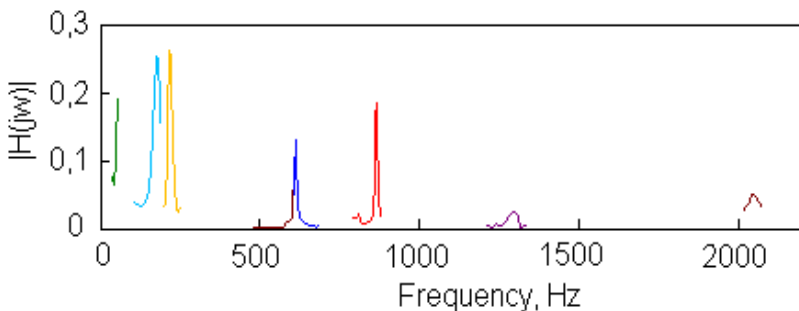
The transfer function for higher frequencies is defined by equation:

$$h(f) = -\frac{1}{i} \frac{e^{i\varphi}}{(\lambda - i(2\pi f - \omega))^3} - \frac{e^{-i\varphi}}{(\lambda - i(2\pi f + \omega))^3} \quad (\text{S.5})$$

Transfer function of a spring in all frequency intervals connected with the bearing functioning frequency emergence is presented in Fig. S10.

It is more expedient to create the transfer function for small frequency range at which the frequencies can appear connected with some failures of the bearing. Designed model at this case is more adequate and form deviation from the measured signal is less. At this case (Fig. S10) the frequencies are distributed in such a manner: 45.7 Hz, 166.5 Hz, 200 Hz, 616.5 Hz, 883 Hz, 1299.7 Hz, and 2056 Hz.

This frequency interval can be shown more informative at changing dynamic characteristics of a stand entrance dynamic system for receiving of more clearly expressed an entrance signal characteristics. Transfer characteristic of a spring at analyzing the frame vibration spectrum changes in time and making decision about the reasons of shown frequencies may be used for diagnostics of bearing failure. Though an exit signal of the spring in most integrated (summed) frequency intervals is approximately 20 times weaker than an entrance signal. With the purpose to define the bearing failure vibration frequency at the spring exit (at the milk separator external body), to find the bearing failure frequency at the spectrum of body vibration it is necessary to fix and closely analyze vibration level of the external body under right (good) bearing and to compare it with the vibration level of an existing body.



**Fig. S8.** The transfer function for all interesting frequency interval 0–2300 Hz

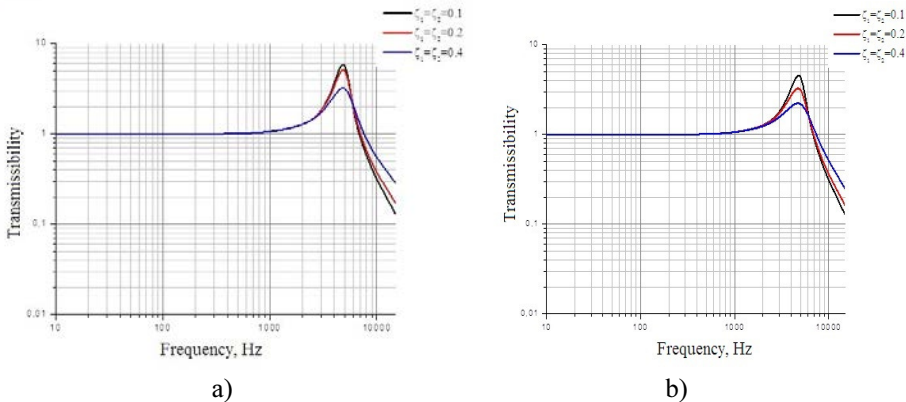
If the transfer function of the set spring at the range of bearing failure frequency had empty vibration transfer zones, we propose to install in the device additional element of spring, which transfer characteristics coincide with diagnostic requirements, and to model the transfer process.

When the vertical rotor acts the vibration damping system by kinematic harmonic excitation  $x_0(t) = x_0 \sin \omega t$ , then the absolute transfer of acceleration amplitude is equal. Figs. S9 a, b show calculation results.

Received results show that resonance of a system with an elastic- viscous damping manifests at 796.2 Hz angular frequency, at this case the rotor system of centrifugal milk

separator works at pre-resonance frequency. Resonance of the system with an visco-elastically hysteresis damping begins at angular frequency 716.6 Hz, while an effective damping at the first case begins when the angular frequency of the rotor reaches 1273.9 Hz, at the second case from the frequency 1194.3 Hz.

Flow of milk flush creates centrifugal force and rotor unbalance in a rotor-bearing system, what is one of the main vibration sources. Dynamic behavior of the system for unbalance changes.



**Fig. S9** Absolute transmissibility: a – of the viscous-elastic damping;  
b – of the viscous-elastic and hysteresis damping

To evaluate influence of centrifugal and unbalance force on dynamic behavior of the rotor system is possible by the modelling method. Stiffness, damping and other coefficients of the system are defined, after that in accordance with dynamic and mathematic models, the modelling is made. Results of modelling show that when the stiffness of the damping system element is twice decreased, vibration speed amplitude acting the bearing increases four times.

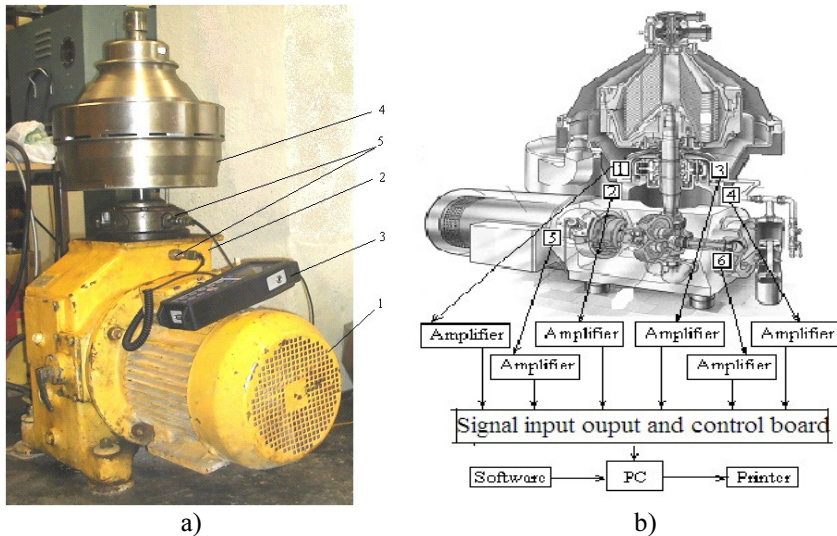
### 3. Experimental research of Dynamics of centrifugal milk separator and diagnostics of measurement

General view of the research stand and diagnostic measurement scheme of industrial separator shown in Fig. S10.

In these schemes (Fig. S11) the straight measurement A of vibrations of the external ring body of the bearing and measurement through vibration isolation system B are shown. Such indirect diagnostic measurement require special methodology for evaluation of measurement reliability.

The diagnostic measurement scheme with location of transducers is shown in Fig. S11. The point marker creates impulses defining rotation angle of the rotor while accelerometers measure vibration accelerations of a bearing ring and body. Numerical discretization of signals depends on that what the signal is researched. The procedure of

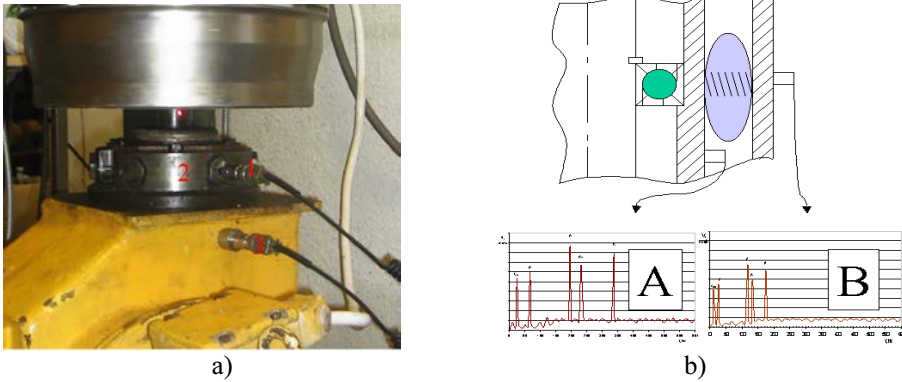
signal processing is shown in tis work. Fourier transformation is used for selected vibration (speed or acceleration) signal and vibration frequency (of acceleration or speed) spectral density is received, after that the signal cepstrum is calculated. Further the operation of cepstrum inversion is used which satisfies the short times. Reverse filtration is used for the received „spectrum“ with the purpose to go from vibration acceleration to excitation force.



**Fig. S10.** Test separator work-benches: a – laboratory stand; b – industrial milk separator with the diagnostic system; 1 – the electric motor, 2 – the multiplier, 3 – the measuring and registering computer, 4 – the separator, 5 – the accelerometer sensors

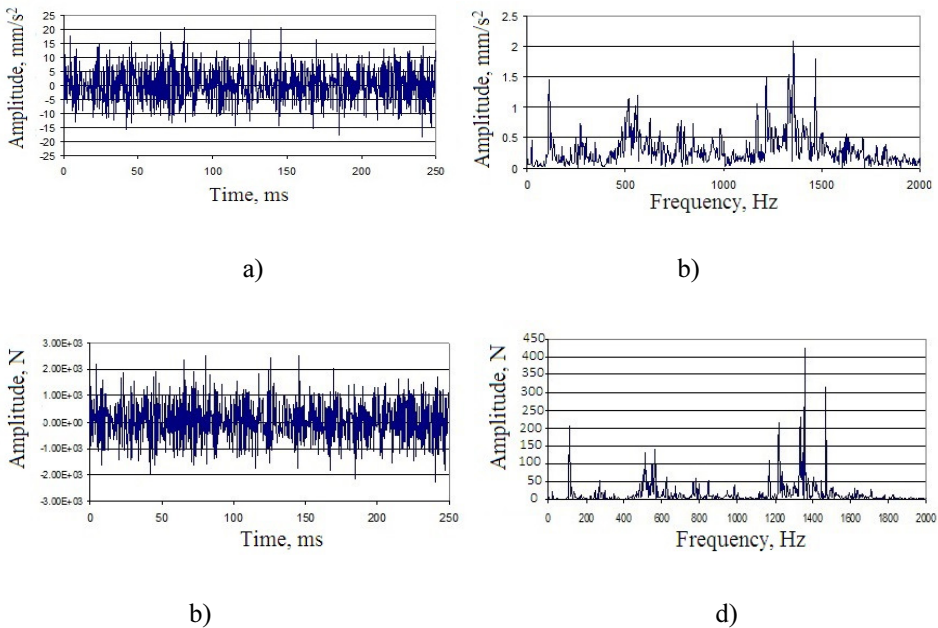
Location of measurement points at rotor system elements and the measurement scheme shown in Fig. S10.

At use of right procedures of the reverse filtration frequency, spectral density of one or the other excitation force is received. This spectral density or appropriate time signal received by reverse high speed Fourier transformation may be used at diagnosis, for example, at accepting solution whether it is possible to keep this excitation source acceptable. This solution may be committed to define the degree of signal deviation from some set „reference“ (received by the straight measurement) signal or at definition of parameters of measured signal, for which allowable changing limits are set beforehand. This diagnostic system was realized at VGTU at diagnosis of vertical rotors with a vibration damping system. Illustration Fig. S11 shows signals of accelerometers and their frequency spectral density registered at rotor revolving frequency 6745 rev/min.



**Fig. S11.** Stand of investigation (a) and measurement schema (b)

We can see that the methodic proposed and calculation scheme are acting. At measurement of external bearing ring vibrations and recalculating them to the spectral vibration speed density distribution of amplitudes according to frequencies is received.



**Fig. S12.** Acceleration signals (a), the acceleration spectrum (b), the signal of excitation force (c), and its spectrums (d).

These data were rearranged through the cepstrum window; separating diapasons of short time and the reverse filter set in accordance with results of transform function from force to bearing acceleration. By use of created diagnostic system the character of excitation source and excitation force are defined, after that it is possible to correct it accordingly the design of bearing assembly unit and damping mechanism. Spectral density of vibration speed are analyzed accordingly. Spectral density of straight vibration diagnostic measurements are compared with indirect vibration diagnostic measurement spectral density and errors and uncertainties are calculated. Received results show that amplitudes of acceleration spectrum and of force spectrum are at frequencies defined by theoretical research, it is the rotor revolving frequency, frequencies of bearing elements and frequency of damping springs system.

After analysis of these graphics, we can see that the level of bearing vibrations and distribution of their frequencies are markedly corrected by vibration damping system. Therefore, after measurement of vibration parameters of the rotor system through the vibration damping system it is impossible to evaluate rightly the state of the examined bearing because at analogous frequencies amplitude size differs markedly, therefore, it is necessary to define the influence of vibration damping system onto measurement results.

At fulfilment of some design changes in the test stand, vibrations of the analyzed bearing assembly system was possible to measure and straightly, and through the vibration damping system.

Analyzing the rotor system vibrations with the new bearing and the defected bearing in frequency range up to 6400 Hz the results shown in Fig. S.13 are received.

Received results show that vibration amplitudes of defected bearing and of a new bearing differ in all frequency range, while the body vibrations amplitude difference with a new bearing and with defected bearing shows markedly at high frequencies, it is from 1000 Hz to 4800 Hz. Body vibration amplitudes with the defected bearing and with the new bearing differ about 10 times if to compare with the straight measurement results Fig.S.13.

Therefore, at measurement of vibrations through the damping system not enough informative and reliable data are received.

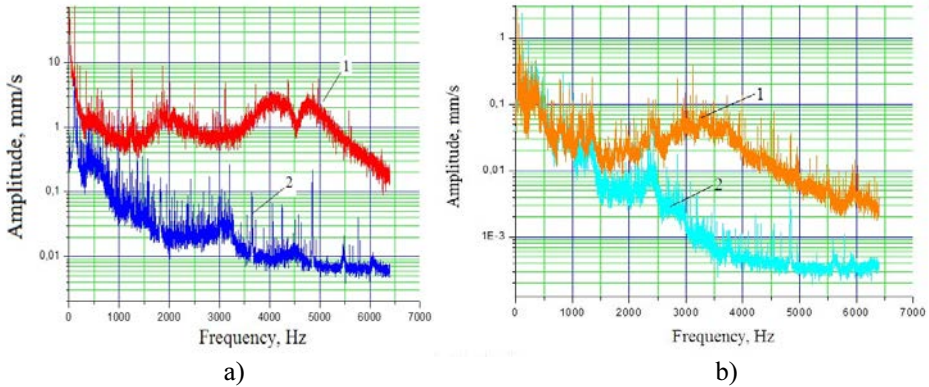
Because measurement results of the body vibration markedly differ from straightly measured bearing vibration results, about diagnostic reliability it is possible to solve only after evaluation of correlation function values at suitable frequencies. Correlation between the new bearing vibration spectral density and defected bearing spectral density (Fig. S13 a) according to correlation coefficient ( $r = 0.34168$ ) is weak positive, the body vibration spectral density correlation (Fig. S.13 b) with the new and defected bearing is strong positive, correlation coefficient  $r = 0.85954$ .

Calculation results of correlation functions are shown in Fig. S14 a, b.

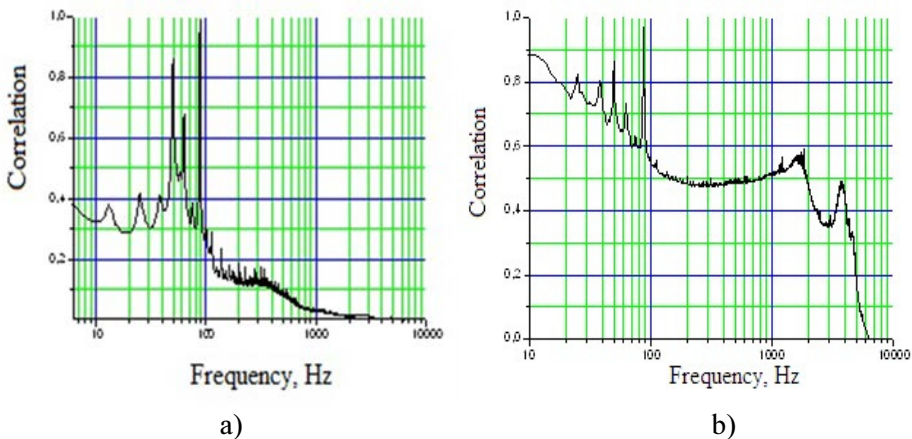
Received results show that correlation displays only at rotation frequency of bearing separator and of rotor, at other frequencies correlation is weak (Fig. S15 a), and common correlation coefficient reaches 0.6158; it shows that correlation is average. Correlation between vibration spectral density of defected bearing and vibration spectral density of the body with defected bearing shows only at revolving frequency of the bearing separator and rotor revolving frequency and at high frequencies (Fig. S14 b), and the common correlation coefficient ( $r = 0.2714$ ) shows very weak correlation. Hence, according to



these correlations it is possible to solve about problematics of use of indirect measurement in diagnostics of bearing defects. Total standard uncertainty calculated by equation 3.37 equals to 1.571 mm/s, it is very large uncertainty influencing reliability of received result. Therefore, indirect diagnostic measurements can lead to false interpretation of received results; this requires discussing of the aspects of selection and realization of diagnostic methods. Consequently, it is proposed for increase the diagnostic reliability for rotor systems with vibration dampers to employ the direct method for rolling bearing vibration measurement.



**Fig. S13.** Vibration spectrums of the bearing at different bands of frequency: a-1 – the vibrations of a defected bearing and 2 – of a new one; b – the vibrations of the body – 1 – with the defected bearing and 2 – with the new bearing



**Fig. S14.** Intercorrelation functions: a – between the vibration spectral density of the new bearing and the vibration spectral density of the body with the new bearing; b – between the vibration spectral density of the defected bearing and the vibration spectral density of the body with the defected bearing



Its use with information about bearing parameters enables to accept the decision about the state of the rotor system at the cases when it is impossible to accept a single-meaning solution according to indirect vibration measurements.

### General conclusions

1. After evaluation of complex diagnostic measurement conditions of centrifugal milk separator rotor systems with damping systems it was proposed for evaluation of vibration transfer function to use the formant analysis. Such analysis overwhelms formant modeling at use the excitation of impulse type, analogous with acoustic emission. At use of such simulation method it was defined that the transfer function of vibration damper element at all frequency intervals is connected with appearance of bearing functioning frequency while vibration jumping-off signal is 20 times weaker than vibration entrance signal acting the damping element.
2. Modelling of milk flow in a separator have showed that milk motion raise centrifugal force which with the force of misbalance is the main vibration source acting the bearing and damping system although the modeled transmissibility of vibration damping system shows that resonance frequency is markedly bigger than rotor revolving frequency and meets requirements raised for centrifugal milk separators.
3. Research of the rotor system have showed that critical revolving frequency of the rotor is near to gear teeth mesh frequency, but not overwhelms resonance frequency of the system. Modelling have defined marked influence of vibration damping system stiffness on bearing vibration amplitude size. At twice decrease of bearing damping system stiffness the vibration amplitude increases four times.
4. Proposed and approbated methodic of dynamic parameters research and diagnostic measurements of centrifugal milk separators rotor systems with dampers enables to define the reliability of measurement results at analysis of inter correlation of spectral dencities.
5. Performed detailed spectral density and its correlation analysis of the rotor system with damper and new or defected bearing at use direct and indirect diagnostic measurement, was proposed to evaluate reliability of indirect measurements by correlation bond between the direct and indirect measurements and increase of vibration amplitudes at high frequencies, beginning from the frequency of 1000 Hz.
6. Performed experimental research enables to state that for the centrifugal force and rotor misbalance, raised for the milk flush motion, the biggest influence on diagnostic accuracy has the design type of the rotor vibration damping system. Indirect diagnostic measurements of body vibrations in comparison with direct measurements give large measurement error more than 15% and uncertainty, which is 1.571 mm/s. For increase of diagnostic reliability the employment of straight mea-

surement method of rolling bearing vibration is proposed. Its employment with information about bearing parameters enables to accept solution about the state of rotor system at such cases when it is impossible to accept the single-meaning solution according to indirect vibration measurements.

---

## Priedai\*

**A priedas.** Bendraautorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje

**B priedas.** Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos

\*Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje

Andrius Trumpa

IŠCENTRINIŲ PIENO SEPARATORIŲ ROTORINIŲ SISTEMŲ  
SU VIRPESIŲ SLOPINTUVAIS TYRIMAS IR DIAGNOSTINIAI MATAVIMAI

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,  
mechanikos inžinerija (09T)

INVESTIGATION AND DIAGNOSTICS MEASUREMENT OF CENTRIFUGAL  
MILK SEPARATOR ROTOR SYSTEMS WITH VIBRATION DAMPING

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,  
Mechanical Engineering (09T)

2015 09 08. 14,75 sp. l. Tiražas 20 egz.  
Vilniaus Gedimino technikos universiteto  
leidykla „Technika“, Saulėtekio al. 11,  
10223 Vilnius, <http://leidykla.vgtu.lt>  
Spausdino UAB „CIKLONAS“  
J. Jasinskio g. 15, 01111 Vilnius