



**Универзитет у Крагујевцу**  
**Факултет инжењерских наука**

**Христос Ј. Тсиафис (Χρίστος Τσιάφης)**

**Детекција отказа котрљајних лежајева  
применом напредних  
временско–фреквенцијских метода  
анализе сигнала вибрација**

**Докторска дисертација**

**Крагујевац, 2018. године**

«Για να γίνει κανείς ικανός  
σ' οποιοδήποτε επάγγελμα τρία πράγματα  
χρειάζονται: φύση, μελέτη και πρακτική εξάσκηση.»

Αριστοτέλης , 384 BC - 322 BC

"To become skilful  
in any profession three things are  
needed: life, study and practice."

Aristotle, 384 BC – 322 BC

„Да постанете вешти у било  
којој професији, потребне су три ствари:  
да се родите, учите и стекнете искуство“

Аристотел, 384. п. н. е. – 322. п. н. е.

## ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

<b><i>I. Аутор</i></b>
Име и презиме: Христос Тсиафис (Χρίστος Τσιάφης)
Датум и место рођења: 26.01.1983. године, Солун, Грчка
Садашње запослење: -
<b><i>II. Докторска дисертација</i></b>
Наслов: Детекција отказа котрљајних лежајева применом напредних временско-фреквенцијских метода анализе сигнала вибрација
Број страница: 113
Број слика: 81
Број библиографских података: 73
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): 621, 681.518.5 Машинство/Машинско инжењерство уопште; Системи технички, дијагностички
Ментор: др Петар Тодоровић, редовни професор
<b><i>III. Оцена и одбрана</i></b>
Датум пријаве теме: 01. 07. 2015. год.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске дисертације: 01-1/3260-23 од 17. 09. 2015. год.
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. др Петар Тодоровић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, Уже научне области: Производно машинство, индустријски инжењеринг</li> <li>2. др Бранислав Јеремић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, Уже научне области: Производно машинство, индустријски инжењеринг</li> <li>3. др Иван Мачужић, доцент, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, Уже научне области: Производно машинство, индустријски инжењеринг</li> <li>4. др Иван Бекер, ванредни професор, Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду, Уже научне области: Квалитет, ефективност и логистика</li> <li>5. др Слободан Митровић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, Уже научне области: Производно машинство, индустријски инжењеринг</li> </ol>
Комисија за оцену докторске дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. др Иван Мачужић, ванредни професор, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Индустријско инжењерство и инжењерски менаџмент - председник Комисије;</li> <li>2. PhD Xenos Thomas, Professor of Electrical and Computer Engineering of the Polytechnic School Aristotle University of Thessaloniki, Greece, areas of expertise: Telecommunication, Digital signal processing, члан;</li> <li>3. др Слободан Митровић, редовни професор, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Производно машинство, члан;</li> <li>4. др Стеван Милисављевић, ванредни професор, Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду, ужа научна област: Квалитет, ефективност и логистика, члан;</li> <li>5. др Фатима Живић, доцент, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Производно машинство, члан.</li> </ol>
Комисија за одбрану докторске дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. др Иван Мачужић, ванредни професор, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Индустријско инжењерство и инжењерски менаџмент - председник Комисије;</li> <li>2. PhD Xenos Thomas, Professor of Electrical and Computer Engineering of the Polytechnic School Aristotle University of Thessaloniki, Greece, areas of expertise: Telecommunication, Digital signal processing, члан;</li> <li>3. др Слободан Митровић, редовни професор, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Производно машинство, члан;</li> <li>4. др Стеван Милисављевић, ванредни професор, Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду, ужа научна област: Квалитет, ефективност и логистика, члан;</li> <li>5. др Фатима Живић, доцент, Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, ужа научна област: Производно машинство, члан.</li> </ol>
Датум одбране дисертације:

# Детекција отказа котрљајних лежајева применом напредних временско–фреквенцијских метода анализе сигнала вибрација

Христос Јоаниса Тсиафис

## Резиме рада

Од самих почетака индустријске револуције појавила се потреба за што ефикаснијом и пре свега јефтинијом производњом производа која ће при том имати жељени висок ниво квалитета. У ту сврху, креирају се све брже и снажније машине и механизми, који постају све комплекснији, а самим тим изложенији вишим нивоима оптерећења. Као резултат тога машине су све више изложене комплекснијим типовима оштећења и/или отказима који директно утичу на њихову поузданост, расположивост и безбедност при коришћењу. Такву опрему срећемо у финансијски и технички посебно критичним областима као што су: процеси обраде, транспортни системи, електрична и електронска опрема, електроенергетски системи, а у новије време су то системи за производњу обновљиве енергије. Ротационе машине спадају у класу најчешће коришћених техничких система, за које се често захтева комплетна и прецизна документација о вибрационим карактеристикама, укључујући мерења неопходна како би се извршила анализа вибрација вратила, кућишта и котрљајних лежајева. Котрљајни лежајеви, редуктори и ротори су кључне и неизоставне компоненте ротационих машина. Самим тим, стање ових кључних компонената уједно одређује и стање саме ротационе машине.

У дисертацији се проучава примена постпроцесионих метода издвајања спектра из сигнала вибрација, како би се детектовала оштећења котрљајних лежајева.

Котрљајни лежајеви су основне компоненте ротационих машина. Оштећења котрљајних лежајева су одговорна за значајан део отказа машина. Самим тим откривање оштећења котрљајних лежајева је важно за побољшање поузданости и перформанси механичких система.

Иако су котрљајни лежајеви детаљно проучавани током претходних деценија што је приказано у доступној литератури, у овој дисертацији је представљена иновативна примена временско–фреквенцијске методе за анализу, тзв. методе комплетне ансамбалске емпиријске декомпозиције на модове са адаптивним шумом (енг. *Complete Ensemble Empirical Mode Decomposition with Adaptive Noise – CEEMDAN*) и Зао–Атлас–Маркове расподеле (ZAMD). Поменути методама се



превазилазе позната ограничења методе разлагања сигнала на функције (енг. *Empirical Mode Decomposition* – EMD), у погледу мешања модова и издвајања фреквенција. Главни циљ дисертације је истраживање способности ових метода за откривање оштећења у почетној фази. За процену метода, користе се котрљајни лежајеви са познатим локализованим оштећењима, у циљу добијања скупа података са експерименталног постројења које симулира ротациону машину. Исто тако, употребљавају се и подаци из литературе као други тест. Добијени резултати потврђују способност методе за откривање деградације котрљајних лежајева.

Изложена теза садржи шест експерименталних студија и једну индустријску студију, при чему се прва односи на испитивање и верификацију експерименталног уређај у погледу његових димензија и тачности израде, а друга је посвећена проучавању оправданости примене и избору подлошки за монтирање, у циљу изолације експерименталног уређаја од спољашњих утицаја, и прорачуну њихових механичких особина.

Преостале четири експерименталне студије су биле посвећене истраживању и потврђивању способности напредне методологије обраде сигнала да открије спољашње побуде и детектује оштећења котрљајних лежајева у раној фази.

Коначно, извршена је индустријска примена у циљу потврђивања методе у реалним радним условима.

Кључне речи: анализа сигнала, SEEMDAN, ZAMD, котрљајни лежајеви, експериментална опрема, одржавање, дијагностичке методе, временско-фреквенцијска анализа

# Application of advanced time-frequency analysis methods at vibration signals for fault detection in rolling element bearings

by

Christos Ioannis Tsiafis

## Abstract

Since the industrial revolution, a need for faster, better quality and especially cheaper to produce, products has emerged. So special tools, quick and powerful machines and mechanisms were created, and tend to become increasingly complex, thus subject to a corresponding complex damage and / or failures affecting the reliability, availability and safety of operation. Such equipment's are found in particularly critical financial and technical fields such as machining processes, production, transport systems, electrical and electronic equipment and power systems (and, recently, renewable energy). Rotating machinery is one of the most common classes of machines, often requires complete and accurate documentation of vibration characteristics including measurements for shaft, housing and rolling bearings vibration analysis. Rolling bearings, gears and rotors are the common and key components in rotating machinery. The health condition of these key components represents that of the machine itself.

The present dissertation introduces investigates the application of a post-processing method of extracting spectra from vibration signals in order to detect faults of rolling-element bearings. Rolling-element bearings are fundamental components of rotating machinery. Faults of rolling-elements bearings are responsible for a substantial proportion of machine failures and therefore fault detection is important for improving the mechanical system reliability and performance. Although rolling bearings have been investigated in detail in past studies, innovative applications of time-frequency analysis method, called complete ensemble empirical mode decomposition with adaptive noise (CEEMDAN) and Zhao Atlas Marks Distribution (ZAMD), that overcomes known limitations concerning mode mixing and frequency separation of empirical mode decomposition are presented. The main aim of the presented dissertation is to investigate the ability of the methods to detect faults in early stage. To validate the methods, rolling-element bearings with known and localized faults are used in order to acquire datasets from an experimental rig that stimulates rotating machinery. Also datasets from literature are used as second trial. The results verify the ability of the method to detect degradations of rolling-element bearings.

The present dissertation consists of six experimental studies and one industrial case study, where the first one was concerned with investigation and validation of the experimental-rig in relation to its dimensions and construction accuracy and the second one concerned the validation and selection of mounting pads in order to isolate the experimental-rig from external stimulations and the calculation of their mechanical properties. The four remaining experimental studies were concerned with investigation and validation of advanced signal processing methodologies for their ability to detect external stimulations and to detect faults in early stage in rolling- element bearings. At last an industrial case study was conducted in order to validate the method in real working environment.

Key words: signal processing, CEEMDAN, ZAMD, bearings, experimental-rig, maintenance, diagnostic methodologies, time-frequency analysis.

# Захвалност

Најпре, желим да се захвалим својим родитељима, Јоанису и Јоани Тсиафис, на бризи и подршци у току докторских студија. Без њиховог храбрења у току тешких тренутака, тешко да би ова дисертација била приведена крају.

Желим да се захвалим својој супрузи Елени Прокопиду, за снажну подршку у току мојих докторских студија. Била ми је ослонац, за шта верујем да и није био лак задатак, и ја сам јој веома захвалан на томе.

Желим да захвалим Европској Комисији и фондацији Марија Кири на финансијској подршци у току рада на дисертацији, у оквиру пројекта “*Innovation Through Human Factors in Risk analysis and management*”, InnHF- FP7-PEOPLE-2011-ITN-289837.

Захваљујем се свом ментору, Проф. др Петру Тодоровићу на брижном вођству у току докторских студија. Његове смернице у току аквизиције и анализе сигнала, фаза поставке експеримента, дизајна и конструкције, су биле кључне за мене. Такође, желим да му захвалим што ми је обезбедио неопходну опрему за експериментални рад који је спроведен, што је на крају довело до публикавања радова. На исти начин, снажна подршка је дошла од Проф. др Бранислава Јеремића, који је био вођа пројекта на Универзитету у Крагујевцу и Проф. др Ивана Мачужића.

Још бих желео да се захвалим свом неформалном ментору, професору Томасу Ксену (Department of Electrical Engineering, Aristotle University of Thessaloniki). Без његовог знања из области напредне обраде сигнала и дијагностичких методологија, ни један рад приказан у овој тези не би био могућ. Веома сам захвалан на времену које ми је професор Томас посветио како би ми помогао у току анализе података и тумачења добијених резултата. Осим тога, професор Томас је био укључен у све фазе припреме радова и ревизија, и ја сам му веома захвалан на томе.

Желим да се захвалим Захарији Захари и Христосу Скеберију на дељењу њиховог знања из области обраде сигнала. Осим тога, они су ме водили кроз фазе поставке експеримента и обраде сигнала, такође и на томе што су одвојили своје време да би били са мном у току извођења експеримената. Штавише, захваљујући њима успео сам да завршим писање научних радова, и они су ми помогли при ревизији писаног дела рада.

Још бих хтео да се захвалим Славици Дамјановић за помоћ у свим административним изазовима које сам имао у току InnHF пројекта. Била је веома посвећена раду са администрацијом и комуникацији са Универзитетом, и успешно је решавала све проблеме који су се појављивали у току пројекта. Додатно, желим да се захвалим својим колегама са катедре: Павлу Мијовићу, Милану Раденковићу, Марку Ђапану, Марку Милошевићу, Евантији Гиаглоглу и Алберту Петринију. Они су повремено морали да се баве административним питањима која су се

појављивала у току трајања пројекта. Такође, моје колеге су ми пружале подршку у току фазе поставке експеримента, као и у тешким тренуцима разноразних спољних проблема.

Захваљујем се својим колегама са InnHF пројекта, са којима сам провео одлично време у току радионица, конференција и пројектних активности.

Захваљујем се професорки Микаели Демикели и сарадници Елеонори Пилоне (*Politecnico di Torino*), на њиховој помоћи у вези административних питања и подршци у току трајања пројекта.

На крају, желим да се захвалим компанији Тетра Пак из Горњег Милановца, што је прихватила да код њих обавим стручну праксу и што ми је допустила да спроведем експерименте у њиховим погонима. Веома сам захвалан искусним истраживачима Драгољубу Гајићу и Александру Брковићу.

Исто тако се захваљујем колеги Одварду де Корверу (*JTEKT European Bearings Operations*), на обезбеђивању оштећених лежајева и Владимиру Коковићу (*SKF*) на саветима и сугестијама.

У Крагујевцу, 2018. године

Аутор

# Садржај

<b>Детекција отказа котрљајних лежајева применом напредних временско-фреквенцијских метода анализе сигнала вибрација.....</b>	<b>1</b>
<b>Поглавље 1.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Увод.....</b>	<b>1</b>
1.1. Предмет и значај истраживања.....	1
1.2. Преглед литературе.....	5
1.3. Полазне хипотезе.....	7
1.4. Основни појмови.....	8
1.5. Структура докторске дисертације.....	11
1.6. Публикације произашле из истраживања у оквиру докторске дисертације.....	12
1.7. Остале публикације.....	13
1.8. Научни циљ докторске дисертације.....	13
1.9. Очекивани резултати.....	14
<b>Поглавље 2.....</b>	<b>15</b>
<b>2. Опис проблема.....</b>	<b>15</b>
2.1. Котрљајни лежајеви.....	15
2.1.1. Типови котрљајних лежајева.....	17
2.1.2. Куглични котрљајни лежајеви.....	18
2.1.3. Ваљкасти лежајеви.....	20
2.1.4. Линеарни лежајеви.....	22
2.1.5. Котрљајни лежајеви специјалне намене.....	22
2.1.6. Материјал за израду лежајева.....	23
2.1.7. Стандардизација котрљајних лежајева.....	24
2.1.8. Прорачун радног века котрљајних лежајева.....	24
2.1.9. Фактори који доводе до оштећења котрљајних лежајева.....	26
2.1.10. Вибрације котрљајних лежајева.....	26
2.2. Одржавање.....	28
2.2.1. Корективно одржавање.....	29
2.2.2. Превентивно одржавање.....	29
2.2.3. Превентивно планско одржавање.....	30
2.2.4. Превентивно одржавање према стању.....	30
2.2.5. Предиктивно одржавање.....	30

2.3.	Дијагностика стања .....	31
2.4.	Алати за проверу стања.....	32
<b>Поглавље 3.....</b>		<b>33</b>
<b>3.</b>	<b>Методологија.....</b>	<b>33</b>
3.1.	Зао – Атлас – Маркова расподела (ZAMD).....	33
3.2.	Хилберт–Хуангова трансформација (ННТ) .....	34
3.3.	Од EMD-а до комплетног емпиријског метода разлагања сигнала обогаћеног шумом на функције и Хилберт–Хуангов спектар .....	39
<b>Поглавље 4.....</b>		<b>43</b>
<b>4.</b>	<b>Експериментална истраживања.....</b>	<b>43</b>
4.1.	Уређај за експериментална истраживања.....	43
4.1.1.	Подлошке за ослањање.....	43
4.1.2.	Експериментална опрема .....	54
4.1.3.	Подешавање саосности вратила и провера толеранција.....	56
4.2.	Мерна опрема.....	63
4.2.1.	Линеарно једносмерно (DC) напајање са више излаза .....	64
4.2.2.	Појачавач сигнала са мерне траке.....	64
4.2.3.	Модул за аквизицију података .....	65
4.3.	Експериментална испитивања .....	67
<b>Поглавље 5.....</b>		<b>72</b>
<b>5.</b>	<b>Резултати и дискусија.....</b>	<b>72</b>
5.1.	ZAMD и ННТ при детекцији изобличења сигнала због спољашњег импулса.....	72
5.2.	EMD и маргинална спектрална анализа .....	78
5.3.	Зао-Атлас-Маркова расподела.....	82
5.4.	Хилберт – Хуангова трансформација потпомогнута шумом.....	85
<b>Поглавље 6.....</b>		<b>91</b>
<b>6.</b>	<b>Индустријска примена.....</b>	<b>91</b>
6.1.	Кратак преглед методологије InnHF.....	91
6.2.	Праћење стања компонената у производној индустрији.....	92
6.3.	Преглед истраживања.....	93
6.4.	Опис разматраног случаја.....	94
6.5.	План евалуације .....	97
6.6.	Резултати разматраног случаја .....	98
6.7.	Евалуација примењене методе .....	104
<b>Поглавље 7.....</b>		<b>106</b>

<b>7. Закључци .....</b>	<b>106</b>
<b>Литература .....</b>	<b>108</b>



## Списак слика

Слика 1.1 Модалитети отказа (енг. <i>Failure Patterns</i> ).....	9
Слика 2.1 Типови котрљајних лежајева (NSK, 2013) .....	15
Слика 2.2 Типични лежајеви за (а) радијално оптерећење и (б) аксијално оптерећење (NSK 2013).....	17
Слика 2.3 Илустрација контактнoг угла $\theta$ и деловања аксијалне силе (енг. <i>thrust</i> ) 18	
Слика 2.4 Релативни радни век котрљајних лежајева .....	25
Слика 2.5 Котрљајни лежај, објашњење димензија D1, D2 и BD .....	28
Слика 2.6 Поступак дијагностике стања машина.....	31
Слика 3.1 Кернел конусног облика функције ZAMD.....	34
Слика 4.1 Однос тврдоће мерене по Шоровој А методи и смицајног модула .....	44
Слика 4.2 Зависност амплитуде стационарног стања, изражене у функцији фактора појачања В (енг. <i>Magnification factor</i> ), и односа принудне учестаности и сопствене учестаности ( $Z$ ) и фактора пригушења $D$ једноставног хармонијског осцилатора.....	46
Слика 4.3 Експериментална опрема.....	47
Слика 4.4 Шема експерименталне опреме.....	48
Слика 4.5 FE модел механичког система (модел коначних елемената) .....	49
Слика 4.6 Први мод осциловања. Фреквенција осциловања $f = 40,26 \text{ Hz}$ .....	50
Слика 4.7 Други мод осциловања. Фреквенција осциловања $f = 103,5 \text{ Hz}$ .....	50
Слика 4.8 Трећи мод осциловања. Фреквенција осциловања $f = 800,63 \text{ Hz}$ .....	51
Слика 4.9 Четврти мод осциловања. Фреквенција осциловања $f = 809,74 \text{ Hz}$ .....	51
Слика 4.10 Пети мод осциловања. Фреквенција осциловања $f = 1389,2 \text{ Hz}$ .....	52
Слика 4.11 Временска серија сигнала убрзања (енг. <i>Acceleration</i> ) у функцији протеклог времена.....	52
Слика 4.12 FFT анализа, односно приказ промене амплитуде (енг. <i>Amplitude</i> ) вибрација у функцији учестаности (енг. <i>Frequency</i> ).....	53
Слика 4.13 Идејно решење експерименталног уређаја са ручицом за задавање спољашње силе.....	54
Слика 4.14 3D модел коначне идеје .....	55
Слика 4.15 Готов експериментални уређај .....	55
Слика 4.16 Типови несаосности (Scheffer & Girdhar 2004).....	57
Слика 4.17 Димензије кућишта лежаја .....	59
Слика 4.18 Координантна мерна машина (СММ) .....	60
Слика 4.19 Карактеристичне величине мерне игле (енг. <i>the stylus</i> ).....	61

Слика 4.20	Изабрани мерни цилиндри.....	61
Слика 4.21	Пројекције центара.....	62
Слика 4.22	Измерени цилиндри кућишта лежајева.....	63
Слика 4.23	Линеарно једносмерно (DC) напајање са више излаза.....	64
Слика 4.24	Појачавач сигнала са мерне траке RM4220.....	65
Слика 4.25	Модул за аквизицију података PMD-1608FS.....	66
Слика 4.26	Функционални блок дијаграм (енг. <i>Series Block Diagram</i> ) модула за аквизицију података PMD-1608FS.....	66
Слика 4.27	Особине гумених ослонаца.....	67
Слика 4.28	SKF online калкулатор карактеристичних учестаности котрљајних лежајева.....	69
Слика 4.29	Експериментална опрема са интернета.....	70
Слика 5.1	ННТ сигнала са вратила у току обртања.....	74
Слика 5.2	ННТ сигнала са вратила у току обртања, при коришћењу гумених подлошки за ослањање.....	74
Слика 5.3	ННТ комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде вратила.....	75
Слика 5.4	ННТ комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде при коришћењу гумених подлошки за ослањање.....	75
Слика 5.5	ZAMD сигнала са вратила у току обртања.....	76
Слика 5.6	ZAMD сигнала са вратила у току обртања, при коришћењу гумених подлошки за ослањање.....	76
Слика 5.7	ZAMD комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде.....	77
Слика 5.8	ZAMD комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде при коришћењу гумених подлошки за ослањање.....	77
Слика 5.9	IMF-ови 1-4 у функцији протеклог времена.....	79
Слика 5.10	IMF-ови 5-8 у функцији протеклог времена.....	79
Слика 5.11	IMF-ови 9-12 у функцији протеклог времена.....	80
Слика 5.12	Преостали сигнал у функцији протеклог времена.....	80
Слика 5.13	Хилбертова спектрална анализа у функцији протеклог времена.....	81
Слика 5.14	Маргинална спектрална анализа – промена амплитуде (енг. <i>Amplitude</i> ) у функцији учестаности (енг. <i>Frequency</i> ) вибрација.....	81
Слика 5.15	Неоштећен лежај (литература).....	82
Слика 5.16	Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,1778 mm).....	83
Слика 5.17	Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,3556 mm) (литература).....	83
Слика 5.18	Оштећење котрљајног елемента (0,1778 mm) (литература).....	84

Слика 5.19 Оштећење котрљајног елемента (0,3556 mm) (литература) .....	84
Слика 5.20 Неоштећени лежај (литература): Хилбертов спектар .....	85
Слика 5.21 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,1778 mm) (литература): Хилбертов спектар .....	86
Слика 5.22 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,3556 mm) (литература): Хилбертов спектар .....	86
Слика 5.23 Оштећење котрљајног елемента (0,1778 mm) (литература): Хилбертов спектар .....	87
Слика 5.24 Оштећење котрљајног елемента (0,3556 mm) (литература): Хилбертов спектар .....	88
Слика 5.25 Неоштећен лежај (експериментални уређај): Хилбертов спектар .....	88
Слика 5.26 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (експериментални уређај): Хилбертов спектар .....	89
Слика 5.27 Оштећење котрљајног елемента (експериментални уређај): Хилбертов спектар .....	89
Слика 6.1 Методологија коришћена током реализације InnHF пројекта .....	91
Слика 6.2 Тетра Пак фабрика за производњу амбалаже у Горњем Милановцу.....	93
Слика 6.3 Уређај за облагање-ламинатор (енг. <i>Laminator station</i> ).....	95
Слика 6.4 SKF Microlog .....	95
Слика 6.5 Изглед софтверског интерфејса софтвера SKF @plitude Analyst.....	97
Слика 6.6 Хилбертов спектар скупа података 1 .....	99
Слика 6.7 Хилбертов спектар скупа података 2 .....	99
Слика 6.8 Хилбертов спектар скупа података 3 .....	100
Слика 6.9 Хилбертов спектар скупа података 4 .....	100
Слика 6.10 Хилбертов спектар скупа података 5 .....	101
Слика 6.11 Хилбертов спектар скупа података 6 .....	101
Слика 6.12 Хилбертов спектар скупа података 7 .....	102
Слика 6.13 Хилбертов спектар скупа података 8 .....	102
Слика 6.14 Хилбертов спектар скупа података 9 .....	103
Слика 6.15 Хилбертов спектар скупа података 10.....	103
Слика 6.16 FFT скупа података 9 - амплитудни спектар сигнала $u(t)$ у функцији учестаности (енг. <i>Frequency</i> ) вибрација .....	104
Слика 6.17 FFT скупа података 10 - амплитудни спектар сигнала $u(t)$ у функцији учестаности (енг. <i>Frequency</i> ) вибрација .....	105

# Поглавље 1

---

## 1. Увод

### 1.1. Предмет и значај истраживања

Од самих почетака индустријске револуције појавила се потреба за што ефикаснијом и пре свега јефтинијом производњом квалитетних производа. У ту сврху, креирају се разне, све брже и снажније машине и механизми (Bouzakis 2006.), који постају све комплекснији, а самим тим изложенији вишим нивоима оптерећења и као резултат тога комплекснијим типовима оштећења и/или отказима који директно утичу на њихову поузданост, расположивост и безбедност при коришћењу. Такву опрему срећемо у финансијски и технички посебно критичним областима као што су: процеси обраде, транспортни системи, електрична и електронска опрема, електроенергетски системи, и у новије време системи за производњу обновљиве енергије. Ротационе машине спадају у класу најчешће коришћених техничких система (Heng et al. 2009.), за које се често захтева комплетна и прецизна документација о вибрационим карактеристикама, укључујући мерења неопходна како би се извршила анализа вибрација вратила, кућишта и котрљајних лежајева. Котрљајни лежајеви, редуктори и ротори су кључне и неизоставне компоненте ротационих машина. Самим тим, стање ових кључних компонента уједно одређује и стање саме ротационе машине.

Обзиром да се од ових критичних компоненти очекује да буде функционалне кад год је то неопходно, доминантан вид њиховог одржавања више не може да буде ни корективно ни превентивно планско, већ динамичко одржавање на основу тренутног стања и функционалних захтева.

Савремене методе одржавања се примењују у индустрији са различитим успехом. Превентивно одржавање према стању и проактивно одржавање су у широкој примени. За инжењере је од велике важности способност разумевања прикупљених података. Према Европском стандарду CEN EN 13306 (Anon n.d.), одржавање представља комбинацију свих техничких, административних и управљачких активности за време радног века објекта – зграде, производне опреме или транспортног средства – са циљем да га, било задржи или поврати у стање у коме исти може вршити своју основну функцију. Одржавање на два начина утиче на

безбедност и здравље на раду. Прво, редовно одржавање, правилно испланирано и примењено, је предуслов за поузданост и безбедност опреме и радног окружења. Друго, само одржавање мора да буде изведено на безбедан начин, са одговарајућом заштитом за техничаре и друга лица присутна на радном месту.

У одсуству одржавања, свака машина ће постати непоуздана и небезбедна, и доћи ће несумњиво до отказа. Одржавање се састоји од скупа активности које обезбеђују могућност да се опрема или њени делови одрже или поврате у функционално стање за које су намењени.

Превентивно одржавање према стању (енг. *Condition-Based Maintenance* – CBM) је засновано на праћењу перформанси и/или параметара и уколико параметри који се прате изађу из дозвољених оквира, на одговарајућим активностима у циљу враћања тих параметара у дозвољене вредности. Праћење се може постићи периодичним инспекцијама или континуалним праћењем система. Циљ је идентификовати деградацију система (отказ у раној фази). Технике праћења стања се могу класификовати према типу промене за чију су детекцију намењене, као што су: ниво вибрација и буке, испуштање честица и хемикалија у животну средину, али и физичке промене као што су: пукотине, хабање и деформације, пораст температуре опреме и електрични ефекти, као што је промена електричне отпорности, проводљивости итд. Одржавање се спроводи када ниво деградације указује на потребу поправке или замене (Anon n.d.) (Zio & Compare 2013).

Приликом праћења стања (енг. *Condition Monitoring* – CM), као и у свакој другој дијагностичкој процедури, користе се сензори за прикупљање разних сигнала са уређаја, при чему се они не могу директно користити у свом изворном облику због присуства шума и због велике количине регистрованих података. Због тога се користе технике за обраду сигнала како би се раздвојиле корисне и сажете информације о стању разматраног система. Такве делове информација називамо обележјима (енг. *feature*), а сам процес издвајање обележја (енг. *feature extraction*) (Nataraj & Kappaganthu 2011; Heng et al. 2009; Mobley 2004; Keith et al. 2008).

Котрљајни лежајеви су кључни елементи ротационих машина. Имају улогу да повежу непокретне и покретне механичке елементе као што су вратила. Они примају оптерећења које се стварају приликом рада машине и преносе их на непокретне делове као што су кућишта редуктора, фундаменти итд. У индустрији, котрљајни лежајеви су основни делови свих обртних машина. Између 40 % и 50 % свих отказа код ротационих машина настаје као последица проблема на котрљајним лежајевима (Albrecht et al. 1986). У досадашњим истраживањима у коме су анализирана стања котрљајних лежајева примењиване су различите методе и технике. Детаљан преглед ових метода је дат у раду (Tandon & Choudhury 1999). Сигнал вибрација у којем је садржана информација о општећењу у структури лежаја се креира применом теоретских разматрања или се издваја из експерименталних вредности. У основи, користи се анализа сигнала вибрација у временском домену, фреквенцијском домену и од скора у временско-фреквенцијском домену за

издвајање корисне информације о постојању локализованог оштећења. Широко коришћени модел који узима у обзир расподелу оптерећења по обиму котрљајног лежаја са локализованим оштећењем, заједно са импулсним одзивом самог лежаја је предложен у истраживању (McFadden & Smith 1984).

У току рада котрљајног лежаја, било какво оштећење лежаја генерише извесне периодичне вибрације. Изолација механичких уређаја игра пресудну улогу при правилној аквизицији сигнала (С Tsiafis et al. 2014; Tsiafis et al. 2015) и продужењу преосталог радног века (енг. *Remaining Useful Life* – RUL). Другим речима, оштећења која су присутна у котрљајним лежајевима су извори вибрација. Анализа фреквенција сигнала вибрација омогућава идентификацију и локализацију оштећене компоненте лежаја. Карактеристичне фреквенције при којима се јављају оштећења лежајева су идентификоване у (Jones n.d.) (Felten 2003; Harris & Kotzalas 2007).

У индустрији, лежајеви представљају основне елементе свих ротационих компонената машина и опреме. У претходном излагању је напоменуто да је највећи број отказа код ротационих машина настао као последица отказа котрљајних лежајева. Дијагностика отказа котрљајних лежајева је веома важна за унапређење поузданости и функције механичких система. На пример, у случају великих индукционих мотора, откази лежајева су одговорни за скоро 44% укупног броја отказа.

Иако се радни век лежаја може прорачунати, свакако неће сваки котрљајни лежај достићи пројектовани радни век. Спољашњи утицаји имају пресудан утицај на радни век котрљајних лежајева и других критичних машинских компонената. Због тога је правилно изведено постављање машина важно не само за обезбеђивање квалитета производње већ и за продужење корисног животног века.

За изолацију машина од спољашњих утицаја, техничке карактеристике материјала ослонаца морају бити изабране тако да одржавају амплитуде вибрација што је могуће мањим. Током поступка праћења стања, као и у сличним дијагностичким процедурама, користе се сензори за прикупљање сигнала са машина. Овако прикупљени сигнали се не могу директно користити због присуства шума и велике количине регистрованих информација. У циљу издвајања корисних и сажетих информација о стању разматраног система примењују се разне технике обраде сигнала.

Идентичан приступ може да се примени при процени ослањања неке машине. Напредне технике обраде сигнала, као што је *Hilbert-Huang* трансформација и *Zhao-Atlas Mark* расподела су примењиване и резултати добијени применом ових метода су упоређивани. Резултати су показали, да се способност ослањања машине да пригуши спољашње поремећаје може проценити анализом временских зависности амплитуда и тренутних фреквенција.

У овом раду је теоријски и експериментално анализирана способност апсорпције спољашњих утицаја блокова за ослањање сачињених од АБМ-2055 гуме тврдоће 65 на скали А по Шору (енг. *Shore A*), уз одређивање модула еластичности и пригушења материјала. Природна гума/синтетичка гума (енг. *Natural Rubber/Styrene Butadiene Rubber - NR/SBR*) произведена од млечног сока бразилског дрвета каучука (лат. *Hevea brasiliensis*), представљена у раду (Gent 1986), поређена је по тврдоћи у студији (Fediuc et al. 2013). Овде је креиран је модел експерименталне опреме која симулира ротациону машину, коришћењем методе коначних елемената (енг. *Finite Elements Method – FEM*), у циљу анализе њеног вибрационог понашања и одређивања вредности материјалних карактеристика. Упоредивање теоријских и експериментално одређених вредности природних (сопствених) фреквенција показује употребљивост FEM модела и пасивног коефицијента пригушења материјала ослањања.

При детекцији отказа коришћењем напредних техника обраде сигнала, значајан утицај има анализа и развој експерименталног уређаја. Квалитетним ослањањем уређаја, избегавају се спољашњи утицаји, односно преношење спољашњих вибрација на систем (Tsiafis et al. 2015, Tsiafis et al. 2014). Поравнавање оса вратила одређених позицијом кућишта котрљајних лежајева имају критичан утицај на сваки механички уређај. Осе вратила морају да се поравнавају што је могуће боље како би се максимализовала поузданост и животни век, нарочито код опреме која ради на високим бројевима обртаја (Mobley 2004). Аутори Mathieu & Ballu A. (2005) предлажу процес утврђивања толеранција поравнавања вратила који се састоји из четири корака: спецификације толеранција, анализе, синтезе и верификације толеранција. Провера саосности вратила, односно провера поравнавања кућишта лежајева је вршена са машином за мерење координата и техником 3Д скенирања. Машина за мерење координата (енг. *Coordinate Measurement Machine – CMM*) последње генерације омогућује и истраживачима и индустријским произвођачима проверу прецизности неколико различитих техника производње које се примењују при изради механичких компоненти. Ово је без сумње, ефикасна техника која захтева мали утрошак времена при чему пружа висок ниво тачности (Cugran & Phelan 2004). Машина за мерење координата се користи при контроли квалитета, дизајну и ревизији инжењерских пројеката. Где год се захтева прецизност, а да би се избегле људске грешке, употреба CMM се намеће сама по себи. У поређењу са конвенционалним мерним уређајима као што су нонијуси, микрометарски завртњевци, мерни сатови – компаратори итд., резултате мерења одликује прецизност и висок ниво поновљивости. Тачност мерења и поновљивост резултата мерења су реда микрометара (Karachaliou & Mansour 2007). Процена експерименталног уређаја у погледу поравнавања вратила и толеранције кућишта лежајева извршена је помоћу координатне мерне машине. Резултати су доказали квалитет конструкције и прецизност израде експерименталног уређаја.

Метода коришћена у овој докторској дисертацији за детекцију оштећења котрљајних лежајева је тзв. метода комплетне ансамбалске емпиријске декомпозиције на модове са адаптивним шумом (енг. *Complete Ensemble Empirical Mode Decomposition with Adaptive Noise* – CEEMDAN) која је део унапређене Хилберт-Хунагове трансформације (енг. *Hilbert-Huang transformation* – ННТ) (Huang et al. 1998; Huang & Attoh-Okine 2005), као и њене касније модификације (Torres et al. 2011). Филтрирање у фреквенцијском домену се веома тешко примењује у случају нестационарних и нелинеарних сигнала. Ово је претежно последица чињенице да се при фреквенцијској анализи нелинеарних и нестационарних сигнала генеришу хармоници у широком опсегу, тако да било какво филтрирање у фреквенцијском домену елиминише неке од хармоника и потенцијално може да изазове деформацију таласног облика основних модова, уколико се они налазе изван опсега филтрирања.

Анализа сигнала се састоји од два дела, при чему се у првом делу коришћењем CEEMDAN методе, сигнал разлаже на серију структурних компонената, познатих као функције сопствених модова, односно IMF-ова (енг. *Intrinsic Mode Function* – IMF). Неки IMF се дефинише као било која функција која има исти број нула и екстремних вредности, као и симетричну обвојницу дефинисану локалним максимумом и минимумом, респективно. Обзиром да Хилбертова трансформација даје добре резултате у области одређивања IMF-ова, други део методе је управо Хилбертова трансформација којом се одређују тренутне фреквенције у функцији времена за сваку појединачну компоненту функције сопствених модова (IMF-а).

Други део методе је Хилбертова спектрална анализа (енг. *Hilbert Spectral Analysis* – HSA) заснована на IMF-овима издвојеним помоћу CEEMDAN методе. На овај начин, спектар се конструише помоћу IMF-ова, чиме се обезбеђује поглед на разматрани проблем из додатне перспективе. Амплитуде и тренутне фреквенције, као и комбинације података из вишеструких IMF-ова се овако добијају у виду једног јасног спектра. Маргинална спектрална анализа се примењује на тачно одређене IMF-ове са фокусом на карактеристичне фреквенције које су неопходне за идентификацију узрочника отказа код котрљајних лежајева.

## 1.2. Преглед литературе

Дијагностика отказа ротационих машина и уређаја, применом напредних техника обраде сигнала којима се одређују фреквенције проузроковане оштећењима се широко примењују (Lei et al. 2008). Прави изазов је развој ефикасне методе којом се могу издвојити најбитније информације у циљу детектовања присутног оштећења. Уобичајене методе као што је брза Фуријеова трансформација (енг. *Fast*



*Fourier Transform* – FFT), се заснивају на претпоставци да је генерисани сигнал стационаран и линеаран. Међутим, сигнали које генеришу оштећења на ротационим машинама су најчешће нестационарни и нелинеарни (Meltzer & Dien 2004; Sempel & Tabaszewski 2007). За ову врсту сигнала примењују се напредне временско – фреквенцијске методе за детекцију оштећења (Urbanek et al. 2012; Bartelmus & Zimroz 2009).

Као што је већ наглашено, котрљајни лежајеви су кључне компоненте ротационих машина и уређаја. Дијагностика отказа котрљајних лежајева применом емпиријске методе разлагања сигнала на функције (енг. *Empirical Mode Decomposition* – EMD), је предложена у референци (Huang et al. 1998). Хуанг и остали (Huang et al. 1998) приказују анализу нелинеарних и нестационарних временских низова применом EMD поступка. Студија (Huang & Attoh-Okine 2005) се фокусира на примену EMD методе у инжињерингу, рад (Cheng et al. 2007) на дијагностику отказа машина, док се у радовима (Tsiafis et al. 2012) и (Dybała & Zimroz 2014) акценат ставља на локализацију оштећења код котрљајних лежајева. Преглед примене емпиријске методе разлагања сигнала на функције у дијагностици отказа и оштећења је дат у референци (Lei et al. 2013). У раду (Huang & Kunoth 2013) је приказана оптимизација заснована на примени EMD методе. Усавршене EMD методе су приказане у радовима (Du & Yang 2007; Yan & Gao 2008; Terrien et al. 2011), EMD метода комбинована са другим методама и техникама као што је Хилбертов спектар у (Yu et al. 2005), FFT на добијеним IMF-овима у (Rai & Mohanty 2007), Teager-Kaiser енергијски оператор у раду (Li et al. 2010), мешовита метода елиминације применом морфолошког филтра и тзв „слепог“ разлагања сигнала у (Tang et al. 2012), ауторегресиони (AR) модел у (Cheng et al. 2006), коришћење вештачких неуронских мрежа (енг. *Artificial Neural Network* – ANN) у раду (Yu et al. 2006), вишеструких адаптивних неуро-фази система закључивања (енг. *adaptive neuro-fuzzy inference systems* – ANFISs) комбинованих са генетичким алгоритмима (енг. *Genetic Algorithms* – GAs) у (Lei et al. 2007), као и емпиријска метода разлагања сигнала на функције (енг. *Ensemble Empirical Mode Decomposition* – EEMD) (Žvokelj et al. 2010; Žvokelj et al. 2011; Zhang et al. 2010).

Без обзира на то, чини се да EMD метода има ограничења у погледу мешања модова и одвајања фреквенција. Да би се превазишли ови проблеми, у овој дисертацији ћемо користити SEEMDAN технику предложену у раду (Torres et al. 2011), уместо EMD методе. На основу издвојених IMF – ова применом SEEMDAN методе конструишемо HSA и на тај начин добијамо увид у разматрани проблем из додатне перспективе. Маргинална спектрална анализа се врши на тачно одређеним IMF-овима, како бисмо се фокусирали на задате фреквенције ради идентификације оштећења котрљајних лежајева. Примена SEEMDAN методе се среће у биомедицинском инжењерингу (Navarro et al. 2012), сеизмологији (Han & van der Baan 2013; Skeberis, Zaharis, Xenos, Spatalas & Contadakis 2015; Skeberis, Zaharis,

Xenos, Spatalas, Arabelos, et al. 2015) и прорачуну потрошње енергије у зградама (Fontugne et al. 2013).

Како бисмо проценили способност СЕЕМДАН методе за детекцију оштећења котрљајних лежајева, анализираћемо скуп података добијен експерименталним путем, којима се симулира ротациона машина, заједно са подацима из литературе. У поређењу са стандардним методама обраде сигнала, као што су Фуријеова трансформација и брза Фуријеова трансформација, или са савременијим методама, као што су анализа таласићима (енг. *wavelet analysis*), ННТ има две значајне предности. Као прво, она је применљива у анализи нелинеарних и нестационарних сигнала, будући да је заснована на локалној временској скали података. Као друго, она је потпуно адаптивна и заснована на чињеници да за примену ове методе није потребно да се а-приори изабере база за анализу података (на пример, као што је тзв. основни „мајчински“ талас у анализи таласићима). У поређењу са методама заснованим на EMD-у, СЕЕМДАН метода у себи садржи добре особине EMD методе и представља важно унапређење, достизањем занемарљиве грешке реконструкције и способношћу за решавањем проблема различитог броја модова у разним случајевима сигнала са шумом. Коначни производ ННТ-а је декомпозиција аналогна декомпозицији таласићима, која иде од високих ка нижим фреквенцијама осцилација, што потврђује да долази до померања спектра у област нижих фреквенција како се ред IMF повећава. Међутим, велику разлику између ННТ-а и анализе таласићима представља чињеница да се резултатима ННТ-а (модовима и остацима) може дати спектрално значење, али се он не може конструисати као унапред одређени филтер пропусник опсега. И поред тога, избором модова изван опсега ННТ излаза, процес може да одговара примени неког аутоматског и адаптивног (који зависи од сигнала) временски–променљивог филтрирања (Flandrin et al. 2004; Flandrin et al. 2004). Ово обезбеђује високопропусни филтер примењен на сигналу, чиме се добија јасна слика абнормалних сметњи утиснутих у сигнал које нису део нормалног садржаја шума.

### 1.3. Полазне хипотезе

Овај рад се заснива на следећим хипотезама:

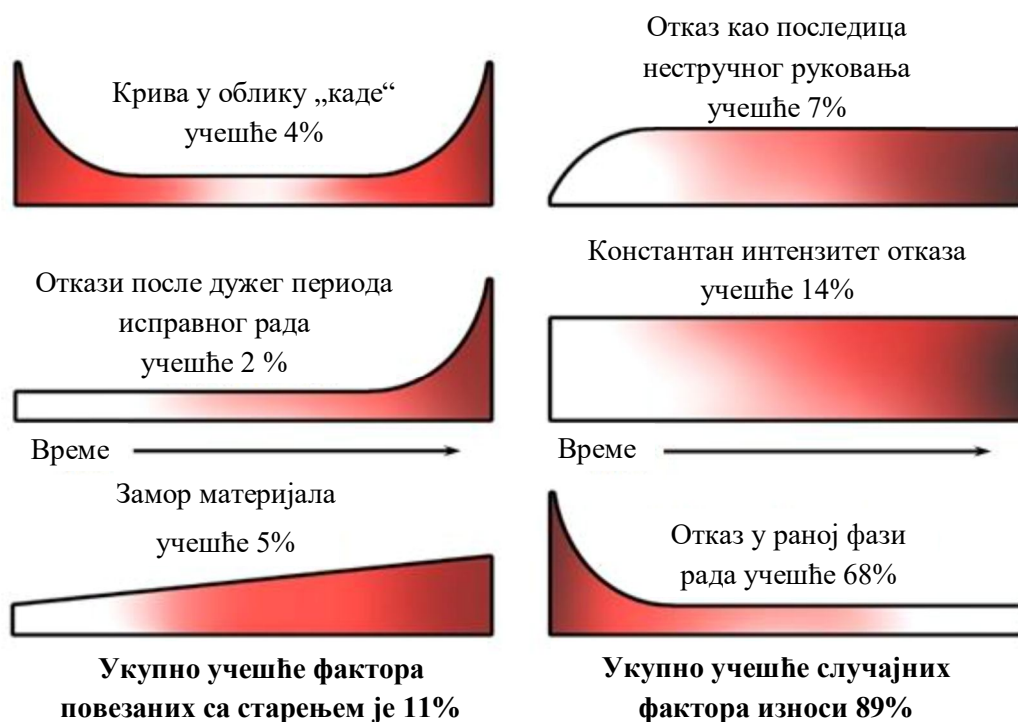
1. Полазне хипотезе су базиране на претпоставци да је могуће детектовање почетних оштећења на ротационим машинама праћењем специфичних генерисаних фреквенција.
2. Праћењем стања котрљајних лежајева, као основних компонената свих ротационих машина, могуће је извршити оцену стање ротационих машина у било којем тренутку.

3. Оштећење елемената котрљајних лежајева, било да је то унутрашњи прстен, спољашњи прстен, кавез и куглице, одликују специфична оштећења која је могуће идентификовати коришћењем временско-фреквенцијских метода анализе сигнала.
4. Сигнали који се јављају на ротационим машинама и лежајевима су нестационарни и нелинеарни. Поступцима засновани на EMD методама могуће је спровести анализу оваквих врста сигнала, за разлику од конвенционалних метода као што је FFT.
5. Превентивно одржавање према стању је засновано на праћењу перформанси и/или параметара и на одговарајућим акцијама. Праћење се може постићи периодичним инспекцијама или континуалним праћењем система. Превентивним одржавањем према стању, уз примену предложених метода анализе сигнала вибрација, омогућава се идентификација степена деградације система.

## 1.4. Основни појмови

### 1.4.1. Недостаци, оштећења и откази

У инжењерству није лако дефинисање значења појмова у корелацији са оперативним стањем опреме, машине и конструкције. Нејасноће које се јављају при коришћењу појмова као што су: недостаци, оштећење, застој у функционисању (раду) и отказ (енг. *fault, defect, malfunction and failure*) лежи у различитом разумевању концепта научника или инжењера, или само у различитим интерпретацијама при превођењу научно-стручних радова са једног језика на други. Илустративно је да термин недостатак (енг. *fault*) може да означава и неку грешку и недостатак истовремено. Тежња за смањивањем нејасноћа у коришћеној терминологији је могуће дефинисањем конвенционалног низа израза, који описују пут од идеалног стања (исправног стања или стања без отказа) до стања у отказу. Оштећење може да описује било коју карактеристику производа која отежава употребљивост опреме, машине или уређаја за намену за коју је она пројектована и израђена. Нагласимо да оштећење представља довољан али не и неопходан услов за отказ (Parhami 1997; Mourad & Zorian 2000). Под појмом недостатак се подразумева стање машине које доводи до застоја у функционисању, до интензивног хабања, погоршања и/или комплетног отказа (Parhami 1997). Термин отказ, одређује стање опреме у коме је она потпуно неспособна за функционисање.



Слика 1.1 Модалитети отказа (енг. *Failure Patterns*).

Установљено је да се радни век производа може поделити, у зависности од вероватноће отказа машине, на три периода. Без обзира на то, идентификовано је шест модалитета отказа дефинисаних у области одржавања према поузданости (енг. *Reliability Centered Maintenance – RCM*) (Bloom 2006; Rausand 1998):

- Тип А, класична похабаност указује на константну или повећану вероватноћу отказа на почетку и на крају периода експлоатације,
- Тип В, најбољи нови – ниска вероватноћа отказа на почетку експлоатације,
- Тип С, постепено старење, животни век није могуће идентификовати,
- Тип D, висока учестаност отказа на почетку праћена константном или повећаном условном вероватноћом отказа у односу на крај периода експлоатације,
- Тип Е, потпуно случајна расподела отказа, константна условна вероватноћа отказа у свим тренуцима,
- Тип F, висока вероватноћа отказа у раној фази, након чега опада и постаје константна након поновног враћања у функцију (рани откази).

#### 1.4.2. Дијагноза и прогноза

Дијагноза и прогноза оштећења имају за циљ идентификацију и превенцију услова који могу да доведу до превремених оштећења на опреми, појачаног хабања и отказа. Оне су кључне за развој аутоматизованих, интелигентних производних система, опреме и производа, са високим степеном доступности и поузданости.

Дијагноза се дефинише као скуп активности које се спроведе у циљу детекције, идентификације и/или изолације отказа опреме, на основу посматрања сигнала и симптома (Suh et al. 1999). Прогноза се дефинише као скуп активности које се спроведе у циљу предвиђања развоја оштећења, или алтернативно одлука које се доносе на основу доступних информација и искуства са опремом (Suh et al. 1999).

Дијагноза оштећења је скупљање тражених информација о текућем стању машине и опреме и може да се спроводи у току њиховог рада. Са друге стране, прогноза оштећења захтева детаљно познавање очекиваног понашања опреме.

Способност посматрања и пружања прецизних информација о развоју система (Suh et al. 1999) омогућава одређивање његовог будућег статуса, обезбеђује евиденцију оштећења и води до одлука о превентивном одржавању пре него што се јаве катастрофални откази.

#### 1.4.3. Метода, приступ, техника и технологија

Слични проблеми се јављају и при разликовању следећих појмова: метода, приступ, техника и технологија.

Под појмом методе подразумевамо одређивање, дизајнирање и детаљан опис корака неопходних за извршење специфичних задатака. Уско гледано, научна метода је скуп техника које се користе за истраживање феномена или проблема са стицањем нових знања и/или потврђивањем, корекцијом и продубљивањем постојећих знања и искуства. Са друге стране, појму приступ одговара шири, општији поглед на ствари. Уобичајено, неки приступ укључује низ метода и изграђен је на општој основи и неодређеном опису корака–метода које је неопходно применити. Често је у примењеним наукама и инжењерингу неки приступ повезан са скупом убеђења, којима се проверава применљивост и поузданост прототипа или иновативног решења неког проблема (Goldhaber & Nieto 2010). Бројне већ дефинисане и ефективне процедуре које су доказано употребљиве за постизање специфичних циљева, збирно називамо техникама. Суштински, свака техника је делотворна примена специфичних стручних знања и скупљање и пренос специфичних искустава, која не мора да буде праћена и подржана познавањем теоријске позадине проблема (Agazzi 1998). Технологија је наука која даје

теоријску позадину ефективном раду. У алтернативној интерпретацији, појам технологија се односи на конструкцију, модификацију, употребу и знање о одговарајућим алатима, машинама, техникама, вештинама, системима и организационим методама за решавање проблема, побољшање постојећих решења, достизање циља или вршења специфичне операције (Agazzi 1998).

## 1.5. Структура докторске дисертације

У првом поглављу је кроз преглед литературе указано на предмет и значај истраживања. Циљ овог поглавља је да укаже на захтеве који сте стављају пред савремене производне системе, а који доводе до тога да су они све комплекснији и да раде на све већим радним брзинама. Указује се да су котрљајни лежајеви готово најкритичнији елементи савремених, пре свега ротационих машина. Такође се указује на значај примене савремених метода одржавања, пре свега превентивног одржавања према стању, које подразумева примену савремених дијагностичких метода заснованих на мерењу и анализи вибрација. То се потврђује чињеницом да су у сигналу вибрација присутна обележја која могу да укажу на оштећење присутно у котрљајном лежају. У првом поглављу се дате и полазне хипотезе.

У другом поглављу је изложена теоријска основа. Почев од описа метода одржавања и дијагностике, до котрљајних лежајева и њихових особина како би се разумела важност успостављања техника за праћење стања лежајева у свим фазама, од монтаже до замене.

Треће поглавље даје приказаних научне метода које су коришћене у докторској дисертацији. То су Хилберт–Хуангова трансформација (ННТ) и Зао – Атлас – Маркова расподела (енг. Zhao-Atlas-Marks Distribution – ZAMD).

У четвртом поглављу је описана експериментална опрема и начин аквизиције података.

У петом поглављу су дати резултати и закључци добијени на основу примене сваке методе.

У шестом поглављу је приказана индустријска примена изложене методе, како би се оценила способност примене у реалним индустријским условима.

У седмом поглављу су наведени основни закључци до којих је кандидат дошао током теоријских разматрања, као и експерименталних истраживања која су спроведене у лабораторијским условима и реалном индустријском окружењу.

## 1.6. Публикације произашле из истраживања у оквиру докторске дисертације

Током израде ове докторске дисертације, објављене су следеће публикације:

### Међународни часописи

1. **Tsiafis C**, Tsiafis I., Xanthopoulou M, Todorovic P., Fault Detection and Determination in Ball Bearings Based on EMD and Marginal Spectrum Analysis. *Journal of the Balkan Tribological Association* 12/2015. 21(4): 969-977. - 0.44 Impact Factor
2. Sasa Randjelovic, Branko Tadic, Petar M. Todorovic, Djordje Vukelic, Danijela Miloradovic, Milan Radenkovic, **Christos Tsiafis**, Modelling of the ball burnishing process with a high-stiffness tool, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 05/2015; DOI:10.1007/s00170-015-7319-4 - 1.78 Impact Factor
3. **Tsiafis C**, Zaharis Z, Xanthopoulou M, Skeberis C, Tsiafis I, Todorovic P, Xenos Th, Detection of non-linear signal distortions due to external impulse stimulations in rolling bearing experimental device. *Journal of the Balkan Tribological Association* 03/2015; 21(1): 233-245. - 0.44 Impact Factor

### Међународне конференције

1. **Tsiafis C**, Giagloglou E., Skeberis C, Tsiafis I, Todorovic P, Xenos Th, Avoiding Human Error through Easy Readable Spectra provided by Zhao Atlas Marks Distribution for Monitoring Rolling-Element Bearings. *Proceedings of the 49th ESReDA Seminar, Brussels, Belgium, October 29-30, 2015*
2. **Ch. Tsiafis**, P. Todorovic, X. Karasiotos, I. Tsiafis, Case study: shaft alignment and tolerances verification for experimental device using coordinate measuring machine, In: 9th International Quality Conference, Kragujevac: Center for Quality, Faculty of Engineering: 06/2015, p. 23-26
3. Ioannis Tsiafis, Maria Xanthopoulou, Polihronia Mamouri, **Christos Tsiafis**, Petar Todorovic, Elasticity and damping of avm-2055 rubber mounting pads: theoretical determination and experimental verification, *SerbianTrib'15*, 05/2015.
4. **Tsiafis C**, Zaharis ZD, Xanthopoulou M, Skeberis C, Tsiafis I, Todorovic P, Xenos Th, A Novel Methodology to Detect Non-Linear Signal Distortions Due to External Impulse Stimulations in Ball Bearing Fault Detection Setup. In: Ripeanu RG, editor. *BalkanTrib'14*, Sinaia: House Petroleum-Gas University of Ploiesti; 10/2014, p. 245–53.
5. **Tsiafis C**, Zaharis ZD, Xanthopoulou M, Skeberis C, Tsiafis I, Todorovic P, Xenos Th, Vibration signal analysis of rubber-mounted roller-bearing mechanical system using hilbert-huang transform. In: Bouzakis K, editor. *Int. Conf. Manuf. Eng., Thessaloniki: EEDM and PCCM; 10/2014, p. 315–23.*

## 1.7. Остале публикације

Међународни часописи:

1. Tsiafis I., Kirilas E., Todorovic P., **Tsiafis C.**, Design and construction of mechanical device for performing torsional strength tests at tensile test machine: Case study at Aristotle's University of Thessaloniki, Annals of the "Constantin Brancusi" University of Targu Jiu, 11/2015, (3) 2015, 13-19.
2. Gabriel Mansour, Dimirios Sagris, **Christos Tsiafis**, Sevasti Mitsi, Konstantinos-Dionisios Bouzakis, Evolution of a hybrid method for industrial manipulator design optimization, Journal of Production Engineering, 08/2012; 16(1) p.35-38, ISSN 1821-4932,2013.

Међународне конференције:

1. E. Giagloglou, M. Radenkovic, M. Milosevic, **C. Tsiafis**, P. Mijovic, I. Macuzic, M. DJapan, S. Brankovic, Measures of orienting response for improving safety training, European Safety and Reliability Conference ESREL, Zurich, Switzerland, 09/2015.
2. E Giagloglou, P Mijovic, **C Tsiafis**, I Macuzic, P Todorovic, I Gligorijevic, Incorporation of Electrophysiology in Task Analysis Processes, Human Factors and Ergonomics Society (HFES 2014) Europe Chapter; 10/2014.
3. E Giagloglou, S Goikovic, **C Tsiafis**, A Petruni, P Mijovic, I Gligorijevic, I Macuzic, P Todorovic, Measuring operators' wellbeing in real working environment, GREENCHEM 2014; 09/2014.
4. E Giagloglou, M DJapan, P Mijovic, **C Tsiafis**, I Macuzic, Safety knowledge for professional engineers and students: A global scheme of education, SEFI 2014; 09/2014.
5. Eva Giagloglou, **Christos Tsiafis**, Pavle Mijovic, Ivan Gligorijevic, Marko DJapan, Alberto Petruni, Aleksandar Brkovic, Ewan Scott Douglas, Sasa Gojkovic, Petar Todorovic, Ivan Macuzic, What does Fatigue mean to our Industry, Industrial Technologies 2014, Athens, Greece, 04/2014.

## 1.8. Научни циљ докторске дисертације

У претходном излагању је напоменуто да прегледом и анализом литературних извора можемо да закључимо да у односу на стандардне методе обраде сигнала, као што су Фуријеова трансформација или брза Фуријеова трансформација (FFT), или у односу на савременије методе као што је анализа таласићима, предложена CEEMDAN метода има две главне предности. Као прво, она је применљива у



анализи нелинеарних и нестационарних сигнала, будући да је заснована на локалној временској скали података. Као друго, она је потпуно адаптивна и заснована на чињеницама (енг. *data driven*), обзиром на то да за примену ове методе није потребно да се а-приори изабере база за анализу података (као што је основни „мајчински“ талас у анализи таласићима).

У поређењу са методама заснованим на EMD-у, SEEMDAN метода задржава добре особине EMD методе, и доказује да представља важно унапређење, достизањем занемарљиве грешке реконструкције и решавањем проблема различитог броја модова у разним случајевима сигнала са шумом.

Коначни производ методе је декомпозиција аналогна декомпозицији таласићима, која полази од високих ка нижим фреквенцијама осцилација, што потврђује да долази до померања спектра у област нижих фреквенција како се ред IMF-ова повећава. Свакако, велику разлику између SEEMDAN-а и анализе таласићима представља чињеница да се првим модовима и остацима може у општем случају дати спектрално значење.

## 1.9. Очекивани резултати

Избором модова изван излазног опсега методе, процес може да одговара примени неког аутоматизованог и адаптивног (зависног од сигнала) временски-инваријантног филтрирања. Ово ће обезбедити високопропусно филтрирање сигнала и на тај начин дати јасан увид над абнормалним сметњама утиснутим у сигнал које нису део уобичајеног шума. Самим тим, поједноставиће се откривање раних оштећења котрљајних лежајева, у циљу планирања правовремене замене у оквиру већ планираног одржавања, без непотребних прекидања производње.

# Поглавље 2

---

## 2. Опис проблема

### 2.1. Котрљајни лежајеви

Котрљајни лежајеви су носеће и водеће структуре покретних механичких делова, као што су вратила и осовине. Они примају силе које се јављају у току рада машина и преносе их до непокретних делова као што су ослонци, кућишта редуктора и сл. У индустрији, котрљајни лежајеви спадају у најважније компоненте ротационих машина. Истраживања показују да се 40% до 50% отказа ротационих машина јавља као последица отказа котрљајних лежајева (Albrecht et al. 1986). За анализу стања елемената котрљајних лежајева примењују се различите методе. Детаљан преглед ових метода је дат у референци (Tandon & Choudhury 1999). Сигнал вибрација у коме је садржана информација о оштећењу у структури лежаја се креира вештачки на основу теоретских разматрања или се добија помоћу експерименталних истраживања. У основи, временски домен, фреквенцијски домен, а у новије време временско–фреквенцијски домен се користе за издвајање употребљиве информације о постојању локализованог оштећења. Добро конципиран модел, који узима у обзир распоред оптерећења по обиму котрљајног лежаја са локализованим оштећењем и импулсни одзив структуре котрљајног лежаја, је предложен у истраживању аутора (McFadden & Smith 1984).

Постоји више различитих типова котрљајних лежајева, развијених у складу са индустријским потребама и сложеним захтевима примене у машинама. Неки од њих су приказани на слици 2.1.



Слика 2.1 Типови котрљајних лежајева (NSK, 2013)

Већину котрљајних лежајева карактеришу четири кључне компоненте.

- Унутрашњи прстен котрљајног лежаја

Унутрашњи прстен котрљајног лежаја се након монтаже на вратило ротационе машине понаша као ротациони елемент. Зависно од типа котрљајних елемената (сферни, цилиндрични или конусни) унутрашња стаза по којој се котрљајни елементи крећу има одговарајући облик.

- Спољашњи прстен котрљајног лежаја

Спољашњи прстен котрљајног лежаја је смештен у кућишту машине и у нормалним условима се не окреће. И овде, зависно од типа котрљајних елемената, стаза котрљања по којој се крећу котрљајни елементи има одговарајући облик.

- Котрљајни елементи

У котрљајним лежајевима се користе сферни, цилиндрични или конусни котрљајни елементи. Котрљајни елементи преносе оптерећење између контактних тачака котрљајних стаза. Ови елементи трпе оптерећење које примају на линији контакта са котрљајним стазама.

- Кавез или држач котрљајних тела

Кавез обезбеђује жељено растојање између котрљајних елемената како би се избегао њихов контакт у току рада, а што би довело до контаминације мазива и интензивирања процеса хабања. Кавез се израђује од хладно ваљаног челика.

Осим ове четири компоненте, постоје још две важне компоненте котрљајних лежајева. На обе стране котрљајних лежајева понекад се уграђује специјална заштита, заптивка, која штити лежај од честица из окружења и задржава мазиво унутар котрљајног лежаја, што је неопходно да би се продужио њихов радни век.

Такође, важна компоненте су вођице које су позициониране тако да се окрећу паралелно са осом ротације и да при томе расподељују оптерећење равномерно по котрљајној стази. Оне су неопходне код лежајева који се примењују у екстремно захтевним конструкцијама.

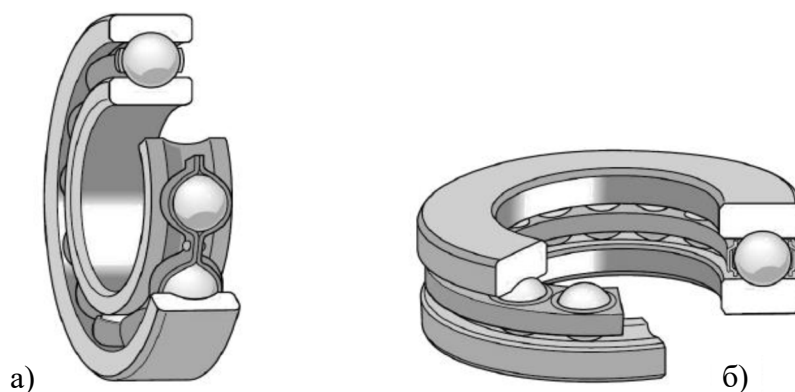
Унутрашња и спољашња стаза котрљања, заједно са котрљајним елементима су елементи котрљајних лежајева који носе оптерећење, док кавез одваја суседне котрљајне елементе како би се избегло трење (контакт) између њих.

### 2.1.1. Типови котрљајних лежајева

Зависно од подручја примене, постоје котрљајни лежајеви различитих величина и типова, који се могу разврстати у односу на облик котрљајних елемената, премда је такође могућа класификација лежајева у односу на начин како примају оптерећење.

Облик котрљајног елемента (куглица или ваљак) одређује којој од две главне категорије лежајеви припадају. Свака категорија укључује разноврсне типове, зависно од намене, као што је место монтаже лежаја, доступан простор (величина лежаја), интензитет и правац оптерећења (радијална, аксијална и комбинована оптерећења), могућност компензовања несаосности или аксијалног померања, брзина обртања, захтеви за тихим радом, итд. Котрљајни лежајеви са куглицама као котрљајним елементима су намењени за примену тамо где се очекују лака до средња оптерећења, као и за високе бројеве обртаја. Котрљајни лежајеви са котрљајним елементима облика ваљка се користе када се очекују већа оптерећења, дакле, на машинама у тешкој индустрији.

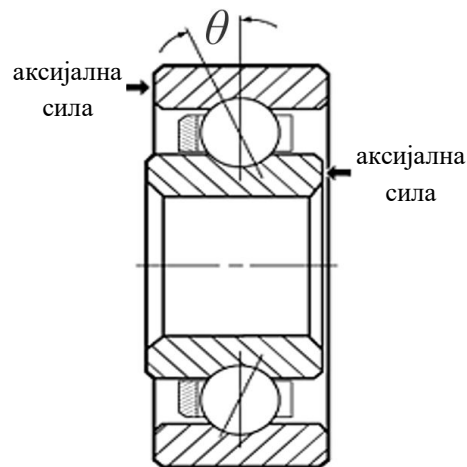
Зависно од правца деловања оптерећења, котрљајне лежајеве делимо на котрљајне лежајеве намењене за радијална оптерећења и котрљајне лежајеве за аксијална оптерећења (Слика 2.2). Лежајеви се користе за пренос оптерећења између два тела (која ротирају једно у односу на друго). Као што сам назив сугерише радијални котрљајни лежај може да носи радијално оптерећење. То је сила која делује под правим углом у односу на осу обртања котрљајног лежаја. Аксијални котрљајни лежај је намењен за ношење аксијалног оптерећења тј. силе која делује паралелно оси обртања котрљајног лежаја. У пракси, већина котрљајних лежајева може да носи оба типа оптерећења, и радијална и аксијална, тако да постоји извесно преклапање у њиховој примени.



Слика 2.2 Типични лежајеви за (а) радијално оптерећење и (б) аксијално оптерећење (NSK 2013)

Код котрљајног лежаја приказаног на слици 2.3, који је изложен радијалном оптерећењу, аксијални потисак је одређен величином контактнoг угла  $\theta$ . Контактни угао се дефинише као угао између равни која је управна на осу котрљајног лежаја и пролази кроз центар лежаја (вертикала на слици 2.3) и линије која повезује тачке контакта са котрљајним стазама (унутрашњом и спољашњом стазом котрљања).

Са повећањем аксијалног оптерећења које котрљајни лежај може да пренесе, расте и контактни угао. Код радијалних котрљајних лежајева контактни углови су  $\theta < 45^\circ$ , док је код аксијалних котрљајних лежајева  $\theta > 45^\circ$  (Harris & Kotzalas 2007).



Слика 2.3 Илустрација контактнoг угла  $\theta$  и деловања аксијалне силе (енг. *thrust*)

Котрљајни лежајеви се могу класификовати у складу са својом функцијом. На пример, котрљајни лежајеви са куглицама се понашају добро при великим бројевима обртаја и средњим аксијалним и радијалним оптерећењима. Имају низак коефицијент трења и могу се произвести са великом прецизношћу, тако да не производе буку у току рада. Према томе, имају предност у великом броју примена.

### 2.1.2. Куглични котрљајни лежајеви

- *Радијални куглични котрљајни лежајеви*

#### 1) Једноредни куглични лежајеви са дубоким жљебом Конрадовог типа

Једноредни куглични лежајеви са дубоким жљебом Конрадовог типа је најпопуларнији котрљајни лежај. Унутрашња и спољашња стаза котрљања има радијус кривине од 51,5% до 53% пречника куглице код већине комерцијалних лежајева овог типа.

Котрљајни лежајеви овог типа се понашају добро при високим бројевима обртаја, ако су адекватно подмазивани и хлађени. Ограничења брзине у каталозима произвођача генерално се односе на котрљајне лежајеве који се користе у условима непостојања могућности спољашњег хлађења или хлађења специјалним поступцима.

Лежајеви Конрадовог типа су доступни у разним димензијама, у складу са ANSI и ISO стандардима.

2) Једноредни куглични лежајеви са дубоким жљебом и усеком за убацивање куглица

Једноредни куглични лежајеви са дубоким жљебом и усеком за убацивање куглица имају проширење израђено у спољашњем зиду жљеба. На тај начин је обезбеђена монтажа већег броја куглица него у случају лежаја Конрадовог типа, уједно и већа носивост оптерећења у радијалном правцу.

Обзиром да усек ремети континуитет жљеба, ова врста котрљајних лежајева није препоручљива за аксијална оптерећења. У осталим карактеристикама котрљајни лежајеви овог типа су упоредиви са котрљајним лежајевима Конрадовог типа.

3) Дворедни куглични лежајеви са дубоким жљебом

Дворедни куглични лежајеви са дубоким жљебом имају већу носивост у радијалном правцу него једноредни куглични лежајеви. Одговарајућа расподела оптерећења између редова зависи од геометријске прецизности жљебова. Иначе, у свему осталом понашају се као и једноредни куглични лежајеви.

4) Минијатурни куглични лежајеви специјалне намене

Котрљајни лежајеви овог типа се израђују у складу са знатно строжијим производним захтевима, нарочито у погледу чистоће, него било који од претходно описаних. Ово је последица чињенице да сићушни делови страних тела (контаминаната) могу значајно да повећају обртни момент котрљајног лежаја и тиме негативно утичу на равномерност његовог рада. Из овог разлога, они се склапају у ултра чистим условима.

- *Куглични лежајеви са косим додиром*

1) Једноредни куглични лежајеви са косим додиром

Куглични лежајеви са косим додиром су пројектовани за ношење комбинованих аксијалних и радијалних оптерећења или великих аксијалних оптерећења, зависно од величине контактнoг угла. Котрљајни лежајеви који имају веће вредности контактних углова могу поднети већа аксијална оптерећења. Ови котрљајни лежајеви генерално имају радијус жљебова у опсегу 52 до 53% пречника куглице. Уобичајено се монтирају у паровима.

## 2) Дворедни куглични лежајеви са косим додиром

Дворедни куглични лежајеви са косим додиром могу да носе аксијална оптерећења у оба смера или комбинацију радијалног и аксијалних оптерећења. Крути лежајеви овог типа могу ефикасно да издрже савијање. У основи, понашају се слично као и пар удвојених једноредних кугличних лежајева са косим додиром.

## 3) Самоподешавајући дворедни куглични лежајеви

Спољашња стаза котрљања самоподешавајућег (прилагодљивог) кугличног лежаја је сферног облика. Захваљујући томе, лежајеви су са унутрашње стране самоподесиви и не могу да поднесу (пренесу) оптерећење на савијање.

Обзиром да позиције куглице нису јасно одређене у односу на спољашњу стазу котрљања, која није урезана већ је конкавна, спољашња стаза котрљања има смањену носивост. Ово се компензује у извесној мери коришћењем великог броја куглица у пуњењу лежаја, чиме се минимизира оптерећење које носи свака куглица понаособ. Ови лежајеви су најкориснији у применама у којима је тешко постићи потпуну паралелност између вратила и осе кућишта.

## 4) Куглични лежајеви са дводелним унутрашњим прстеном

- *Аксијални куглични лежајеви*

### **2.1.3. Ваљкасти лежајеви**

- *Радијални ваљкасти лежајеви*

## 1) Цилиндрични ваљкасти лежајеви

## 2) Игличасти лежајеви

- Конични лежајеви
- Сферни ваљкасти лежајеви
- Аксијални ваљкасти лежајеви

### 1) Сферни аксијални ваљкасти лежајеви

Сферни аксијални ваљкасти лежајеви имају веома велики капацитет ношења због значајног поклапања линије контакта тј. облика котрљајних тела и котрљајних стаза. Самоподесиви су и могу да носе комбинована аксијална и радијална оптерећења. Обзиром да су котрљајна тела симетрична, јављају се силе, које гурају лоптасте крајеве котрљајног тела ка конкавним вођицама прирубнице. Због тога се код ових лежајева јавља трење клизања на прирубници што их не препоручује за употребу при високим брзинама обртања.

### 2) Цилиндрични аксијални ваљкасти лежајеви

Због своје геометрије, цилиндрични аксијални ваљкасти лежајеви, имају висок ниво клизања између котрљајних тела и котрљајних стаза. Самим тим, ови лежајеви су ограничени на рад при ниским брзинама обртаја. Клизање се смањује у извесној мери применом више краћих котрљајних тела у сваком отвору кавеза уместо једног целог котрљајног тела.

### 3) Конични аксијални лежајеви

Коничне аксијалне лежајеве одликује стална компонента силе која гура свако котрљајно тело према спољној страни прстена лежаја. Смичуће силе трења које се генеришу на контакту између котрљајних тела и прстена лежаја ограничавају њихову употребу на опсег релативно ниских брзина обртања.

### 4) Игличасти ваљкасти аксијални лежајеви

Игличасти ваљкасти аксијални лежајеви су слични цилиндричним ваљкастим аксијалним лежајевима осим што се игличасти котрљајни елементи користе уместо котрљајних елемената нормалне величине. Због тога се смицање прстена лежаја јавља у већем обиму, услед чега се ови лежајеви употребљавају само за слаба



напрезања. Главна предност игличастих ваљкастих аксијалних лежајева је то што захтевају мали простор за уградњу у аксијалном правцу.

#### **2.1.4. Линеарни лежајеви**

Код линеарних лежајева, као што су они који се користе у машинама – алаткама, омогућено је само клизање уз подмазивање. Овакво кретање клизањем, подложно је изразитом подрхтавању (енг. *stick-slip*), хабању, и последичном губитку прецизности. Чаура са куглицама која се креће по ојачаној челичној осовини обезбеђује низак коефицијент трења.

Чаура са куглицама, која омогућује линеарно кретање дуж осовине, које је ограничено једино уграђеним граничницима, садржи три или више издужена прстена циркулишућих куглица. Један део куглица из издуженог низа куглица прима оптерећење док остатак куглица врши кретање са зазором у повратном ходу. Држач куглица се израђује извлачењем челика или од најлона (полиамида), што га чини релативно јефтиним. Чаура за куглице се подмазује средње-тешким уљима или лаким мастима да би се спречило хабање и корозија, при чему се за веће брзине кретања препоручују лака уља. Заптивке се могу користити, али уз значајно повећање трења.

Као и код радијалних кугличних лежајева, животни век може да ограничи површински замор на котрљајним површинама. Линеарни лежајеви се уобичајено израђују тако да имају задовољавајуће карактеристике за неколико милиона циклуса линијског кретања. Обзиром да је ојачана осовина подвргнута површинском замору или хабању или обома, обртањем осовине или чауре обезбеђује се равномерније хабање котрљајних површина.

#### **2.1.5. Котрљајни лежајеви специјалне намене**

- Аутомобилски лежајеви за точкове

Куглични лежајеви са косим додиром који се примењују у аутомобилској индустрији за ослањање точкова се обично испоручују у пару. Након монтаже, на точковима аутомобила се мора извршити подешавање како би се елиминисао аксијални зазор. Исто важи и за коничне лежајеве из комплета камионских лежајева за точкове.

Да би се избегла контаминација котрљајних лежајева користе се додатни заптивачи. Нови котрљајни лежајеви су подмазани мастима и у зависности од трошења и губитка масти, треба их периодично изнова подмазивати. Уколико се овоме не поклања пажња, неизбежно долази до контаминације котрљајног лежаја и његов радни век се знатно скраћује. Да би се избегла оваква ситуација, већина котрљајних лежајева за точкове се испоручује као унапред заштићен, подмазан и доживотно заптивен комплет котрљајних лежајева.

- Потпорни лежајеви за брегасте механизме

У циљу снижавања трења услед контакта елемената код брегастих механизма могу се применити котрљајни елементи. Игличасти лежајеви су посебно погодни за ове намене обзиром на њихове димензије – компактност у радијалном правцу.

- Авионски турбински и лежајеви за пренос снаге

Лежајеве за пренос снаге код хеликоптера и авиона генерално одликује способност ношења великих оптерећења при високим бројевима обртаја, уз минималну величину лежајева. Ови лежајеви се у принципу израђују од специјалних високо квалитетних челика повишене чврстоће. Како је тежина самих челичних лежајева веома битна, смањивањем ширине и пречника лежаја утиче се на компактност дизајна мотора, омогућавајући да суседне компоненте мотора буду мање и самим тим лакше.

### **2.1.6. Материјал за израду лежајева**

Лежајеви се најчешће израђују од високо квалитетних челика високе затезне чврстоће. Зависно од услова радне околине, користе се следећи материјали:

1. У условима повећане влажности се користе нерђајући или хромирани лежајеви.
2. У условима повећане корозије се користе лежајеви чији су котрљајни елементи пресвучени флуоридима хрома нанетим у ниско температурном поступку, док су прстенови челични.
3. У ниско киселим срединама се користе керамички лежајеви или лежајеви од ојачаног челика или никловани лежајеви.

### 2.1.7. Стандардизација котрљајних лежајева

Стандардизација лежајева је у надлежности Техничке комисије (ТС-4) Међународне организације за стандардизацију (ISO). Њихове димензије су одређене стандардима ISO 15. Немачки еквивалент је DIN 616 (нем.: *Deutsches Institut für Normung*). Димензије су уређене на такав начин да свакој унутрашњој димензији одговара више ширина и спољашњих димензија. На овај начин је покривено широко подручје оптерећења код лежајева истог унутрашњег пречника и облика.

### 2.1.8. Прорачун радног века котрљајних лежајева

Радни век котрљајног лежаја (динамички капацитет лежаја) се може прорачунати на основу броја циклуса или часова рада, до тренутка када котрљајни лежај још увек не показује знаке замора материјала конструкције или прстена или котрљајних елемената. Замор материјала може да се јави у виду малих пукотина, које касније могу да доведу до лома елемената котрљајног лежаја. Показано је да котрљајни лежајеви исте величине начињени од истог материјала имају различити радни век у идентичним радним условима.

Код израчунавања радног века котрљајног лежаја, динамички коефицијент се дефинише као еквивалентна сила оптерећења при којој 90 % котрљајних лежајева исте серије достиже пројектовани број циклуса тј. број циклуса при којима 90 % ових котрљајних лежајева не показује прве знаке хабања. Експериментално је утврђено да за еквивалентно оптерећење  $p$  и динамичко оптерећење  $C$  (у складу са каталозима лежајева)  $k = 3$  у случају кугличног лежаја, важи релација:

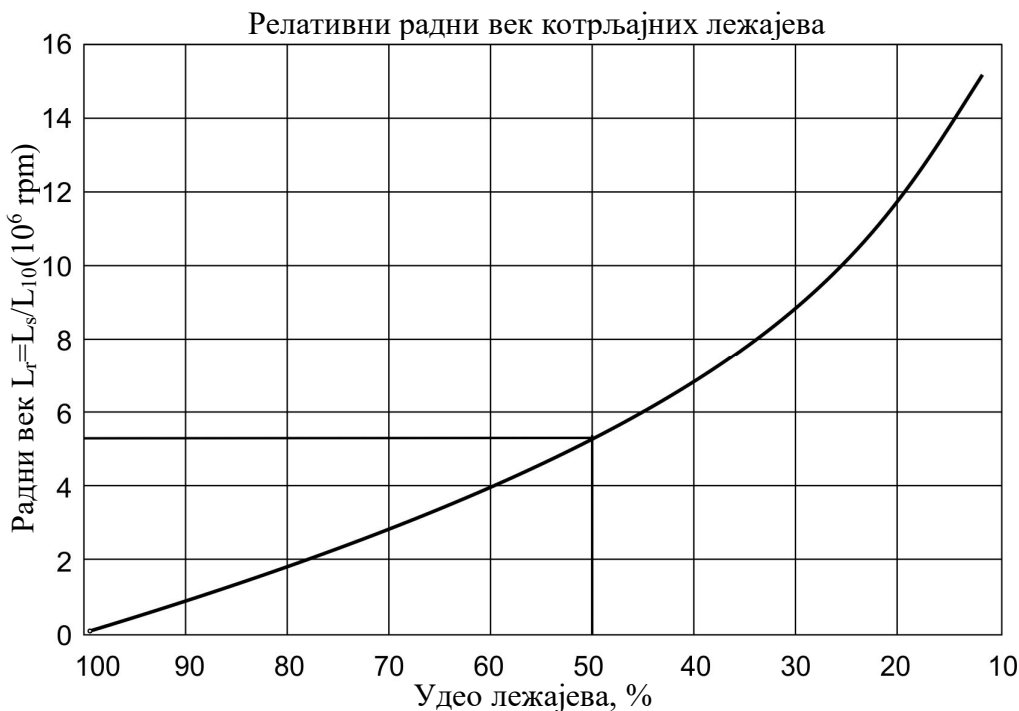
$$L_{10} = \left(\frac{C}{p}\right)^k \quad (1)$$

Претпоставимо да при односу  $s$  %, велики део лежајева исте серије показује знаке замора након радног века  $L_s$  и нека је  $L_r = L_s/L_{10}$  релативни радни век овог дела серије. Сада можемо да дефинишемо следећи закон по коме се мења дужина радног века лежаја у складу са релацијом:

$$\log\left(\frac{1}{s}\right) = \left(\frac{L_s}{L_{10}}\right)^e \times \log\frac{1}{0,9} \quad (2)$$

при чему је експонент  $e = 10/9$  код кугличних лежајева, а  $s = \%/100$ .

Примена ове релације, показује да је код 50% ( $s = 0,5$ ) лежајева, релативни радни век  $L_r = 5,4992$ , тј. код половине лежајева исте серије, ефективни радни век је више од пет пута дужи од номиналног. Ово је илустровано на слици 2.4.



Слика 2.4 Релативни радни век котрљајних лежајева

Такође, види се да 1/4 њих има двоструко дужи радни век од номиналног радног века. Закључујемо на овај начин да средњи радни век котрљајних лежајева износи приближно пет номиналних радних векова. Из овога следи да је дисперзија експерименталних резултата за радни век лежајева превисока. Стварни радни век лежаја може у складу са тим бити вишеструко дужи од номиналног.

Уопште узев, узроци разарања котрљајних лежајева су: хабање, дуготрајан рад, корозија, деформације, пукотине на котрљајним елементима, пукотине на прстеновима и прегревање.

У току рада котрљајног лежаја, било која несавршеност на површини котрљајних елемената изазива специфичне фреквенције вибрација. Самим тим, оштећења постају извори вибрација. Анализа фреквенција вибрација омогућава идентификацију и откривање компоненте лежаја код које се јавила грешка.

### **2.1.9. Фактори који доводе до оштећења котрљајних лежајева**

Као што је наглашено у претходној дискусији, котрљајни лежајеви имају ограничен радни век, који зависи од бројних фактора. Утицајни фактори који могу да доведу до оштећења котрљајних лежајева могу бити:

1. Произвођачи користе различите врсте материјала за израду котрљајних лежајева и не поштују толеранције за израду.
2. При транспорту и чувању се користе лоша паковања. Тиме су котрљајни лежајеви изложени вибрацијама у току транспорта и складиштења.
3. Током нестручне монтаже долази до деформације котрљајних лежајева, лоше толеранције и грешке поравнавања, изабран погрешан тип котрљајног лежаја са аспекта оптерећења које може да пренесе.
4. Лоше подмазивање у току рада, прашина, гасови, влажност и прегревање.

Горе побројани фактори у току времена доводе до смањења радног века котрљајног лежаја. Узроци оштећења котрљајних лежајева могу бити: хабање, дуготрајан рад, корозија, деформације, пукотине на котрљајним елементима и прстеновима, као и прегревање.

Куглични лежајеви представљају компоненте које примају динамичка и дуготрајна оптерећења. Природно је да су због тога изложени знатном механичком хабању. Управо из тог разлога је веома битно израчунавање њиховог радног века како би се овај податак уврстио у процедуре за одржавање и у специјалне дијагностичке алате. У случају отказа котрљајног лежаја, они се не поправљају већ мењају. Откази котрљајних лежајева настају као последица оштећења унутрашње и спољашње стазе котрљања, затим оштећења кавеза или оштећења котрљајних елемената.

### **2.1.10. Вибрације котрљајних лежајева**

Идеално пројектован котрљајни лежај не производи буку у току рада. Бука лежаја, је звучни ефекат настао од вибрација који се ствара директно или индиректно током експлоатације котрљајног лежаја. Због тога проблеме буке обично можемо да разматрамо као посебан случај вибрационог понашања.

У току рада, свако оштећење котрљајних елемената или стаза котрљања генерише извесне (периодичне) фреквенције вибрација. Другим речима, дефекти котрљајних лежајева су извори вибрација.

Анализа фреквенција вибрација омогућава идентификацију и локацију оштећеног дела лежаја. Фреквенције при којима се јављају оштећења код лежаја су (Felten 2003):

Оштећење котрљајних елемената (куглица)

$$BSF = f_{ball} = f_r \frac{PD}{2BD} \left\{ 1 - \left( \frac{BD}{PD} \cos \theta \right)^2 \right\} \quad (3)$$

Оштећење унутрашње стазе котрљања

$$BPF1 = f_{inner} = \frac{n}{2} f_r \left\{ 1 + \left( \frac{BD}{PD} \cos \theta \right) \right\} \quad (4)$$

Оштећење спољашње стазе котрљања

$$BPF0 = f_{outer} = \frac{n}{2} f_r \left\{ 1 - \left( \frac{BD}{PD} \cos \theta \right) \right\} \quad (5)$$

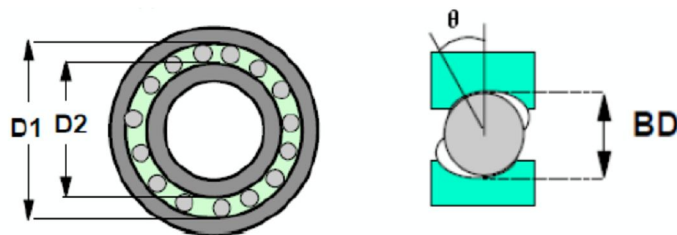
Оштећење кавеза лежаја

$$FTF = f_{cage} = \frac{1}{2} f_r \left\{ 1 + \left( \frac{BD}{PD} \cos \theta \right) \right\} \quad (6)$$

где су:

- $\theta$ , контактни угао, за радијални лежај  $0 < \theta < 45^\circ$ , док је за аксијални лежај  $45^\circ < \theta < 90^\circ$ ,
- $f_r$ , учестаност обртања у Hz,
- $n$ , број куглица,
- $BD$ , пречник куглица у mm и
- $PD = 0.5(D_1 + D_2)$ , средњи пречник котрљајног лежаја у mm.

Димензије  $D_1$ ,  $D_2$  и  $BD$  су приказане на слици 2.5.



Слика 2.5 Котрљајни лежај, објашњење димензија  $D_1$ ,  $D_2$  и  $BD$

## 2.2. Одржавање

У складу са Европским стандардом CEN EN 13306 (Anon n.d.), одржавање представља комбинацију свих техничких, административних и управљачких активности за време радног века објекта, зграде, производне опреме или транспортног средства, са циљем да, задржи његово тренутно стање или да га поврати у стање у коме исти може да врши своју основну функцију. Одржавање на два начина утиче на безбедност и здравље на раду. Прво, редовно одржавање, правилно испланирано и спроведено, је предуслов за поуздан и безбедан рад опреме, а самим тим и предуслов за безбедно радно окружење. Друго, само одржавање мора да буде изведено на безбедан начин, са одговарајућом заштитом за техничаре и друга лица присутна на радном месту.

У одсуству одржавања, свака машина ће постати непоуздана и небезбедна, и доћи ће до отказа. Одржавање чини скуп активности које осигуравају могућност да се опрема или њени делови одрже или поврате у функционално стање за које су првобитно били намењени.

У почетку, одржавање се сводило на замену или поправку делова или склопова након отказа–лома (период од 1940. до 1950. године). Након 1950. године је развијена друга генерација техника одржавања у складу са новим очекивањима од индустрије. Продужена доступност постројења, дужи радни век опреме и нижи трошкови померили су одржавање ка планираним ремонтима и систему планираног и контролисаног рада (период од 1950. до 1980. године).

Потреба за већом доступношћу и поузданошћу постројења (производне опреме), већом безбедношћу, повећаним квалитетом производа, очувањем околине, продуженим радним веком опреме и већом исплативошћу, довеле су до развоја техника одржавања треће генерације.

За достизање новијих индустријских стандарда и потреба развијене су нове, напредне технике одржавања које подразумевају: дизајн опреме са аспекта поузданости и са аспекта погодности за одржавање, извођење студије случаја опасности, анализу видова и последица отказа, коришћење експертских система,

коришћење запослених који имају знања у више различитих области, тимски рад, као и праћење стања машина и опреме (период од 1980. до 2000. године). Четврта генерација одржавања се заснива на праћењу стања опреме и прогностици (енг. *Prognostics and Health Monitoring – PHM*) критичних компоненти (од 2000. године), која садржи технике из треће генерације одржавања (Mobleу 2004).

У складу са СЕН EN 13306 најопштија подела је на: корективно одржавање и превентивно одржавање.

### **2.2.1. Корективно одржавање**

Код непланираног, корективног одржавања, ниједна акција се не предузима док не дође до отказа опреме. Уобичајено, време за поправку је релативно дуго, што доводи до прекида рада и губитака у производњи. Код овог приступа, главни циљ је скраћење временског интервала поправке. Овај вид одржавања се најчешће примењује код опреме која није од великог значаја, а ни критична за процес производње, чији су резервни делови релативно јефтине и лако се набављају.

Корективно одржавање се још увек примењује код великог броја елемената производне опреме, зависно од критичности њихове улоге у производњи. За побољшање поступка одређивања узрочника отказа елемената производне опреме и скраћивање времена прекида рада, развијене су нове методологије. Корективно одржавање се састоји из две подкатегорије, хитног и одложеног одржавања, зависно од критичности елемента производне опреме (Wang et al. 2014).

### **2.2.2. Превентивно одржавање**

Превентивно одржавање подразумева спровођење активности које подразумевају проверу стања или побољшање система, како би се избегли откази који могу да имају велике последице на процес производње. Оно осигурава постизање одређеног нивоа поузданости система. Неочекиване тешкоће у превентивном одржавању се јављају кроз оштећења која могу да настану као последица спровођења активности одржавања.

Превентивно одржавање се састоји из превентивног планског одржавања и превентивног одржавања заснованог на праћењу стања. Циљеви овог типа одржавања су да се осигура доступност производне опреме, да се оптимизују трошкови, да се сачува имовина, да се осигура безбедност људи, заштити околина и осигура жељени квалитет производа и услуге.



### **2.2.3. Превентивно планско одржавање**

Превентивно планско одржавање се врши у унапред одређеним интервалима или у складу са прописаним критеријумом и тежи да смањи вероватноћу отказа или деградације функције дела производне опреме.

Превентивно планско одржавање води ка планском одржавању. Као што само име сугерише, врши се у тачно одређеним интервалима као што су: календарско време, време рада, број покретања и заустављања и/или њихова комбинација. У овим интервалима, опрема или њен део може да се поправи или замени новом. Главну разлику сада чини то да заиста имамо претходно утврђивање стања опреме која се одржава.

### **2.2.4. Превентивно одржавање према стању**

Превентивно одржавање према стању (енг. *Condition-Based Maintenance* – CBM) се базира на праћењу перформанси и/или параметара опреме која се одржава и одговарајућим активностима које се као резултат праћења спроводе. Праћење се може постићи периодичним прегледима или континуираним посматрањем система. Циљ је откривање деградације система. Типови симптома за чију су детекцију развијене, могу се искористити за класификацију техника за праћење стања. Ти симптоми могу бити: динамички ефекти као што су вибрације и ниво буке, честице ослобођене у околину, хемикалије испуштене у околину, физички ефекти као што су прскотине, ломови, хабање и деформације, пораст температуре опреме, као и електрични ефекти у које спадају отпорност, проводљивост, отпорност диелектрика итд.

Код овог типа одржавања, активности из домена одржавања се спроводе када ниво деградације показује потребу за поправком или заменом.

### **2.2.5. Предиктивно одржавање**

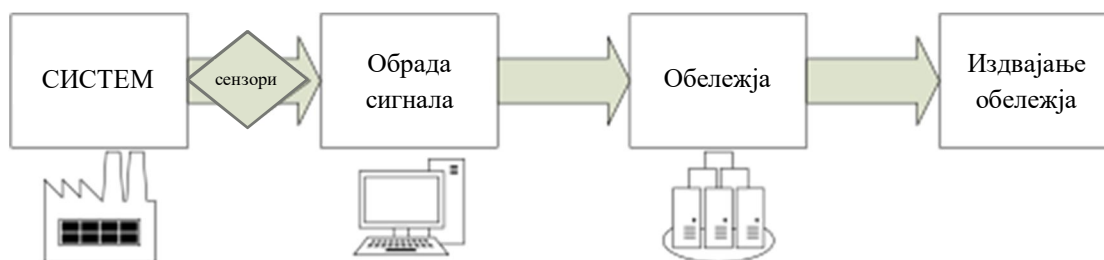
Код предиктивног одржавања (што је уједно и један од термина присутних у литератури, а који се користи за превентивно одржавање према стању), се као и код превентивног одржавања према стању (CBM), прати се стање опреме. Осим тога,

врши се процена преосталог радног века опреме која се одржава (енг. *a remaining useful life – RUL*), тако да се потребне акције на одржавању могу пролонгирати до следећег планског престанка рада уколико је то могуће (Zio & Compare 2013).

### 2.3. Дијагностика стања

Дијагностика стања, односно одређивање стања машина је важна област истраживања, која захтева знање из више области. Машине, типично раде у компликованим, несигурним и променљивим условима. Потребно је обезбедити да резултати добијени поступком утврђивања дијагностике стања буду поуздани у оваквим тешким условима. Све ово захтева коришћење техника из различитих области као што је динамика машина, обрада сигнала, статистичка анализа и других области.

На слици 2.6 су приказани основни кораци које садржи поступак дијагностике стања неког система (енг. *System*). За снимање разних сигнала са машине, употребљавају се сензори (енг. *Sensors*). У највећем броју случајева ти сигнали се не могу директно користити обзиром да су најчешће веома дугог трајања и контаминирани шумом. Због тога се користе технике обраде сигнала (енг. *Signal processing*), како би се из ових измерених вредности издвојиле корисне и компактне информације о систему чије се стање прати. Ове пакете информација називамо обележјима (енг. *Pattern Classification*), а процес њиховог добијања, издвајањем обележја (енг. *Parameter estimation*) (Nataraj & Kappaganthu 2011) (Heng et al. 2009).



Слика 2.6 Поступак дијагностике стања машина

Типично, задаци дијагностике стања машина и поступка прогностике су:

- Детекција сваке промене у перформансама.
- Одређивање да ли промена значи и деградацију система.
- Одређивање узрока деградације.
- Идентификација обима деградације.

- Процена преосталог радног века.

Претходно поменути задаци се обављају један за другим, у низу.

## 2.4. Алати за проверу стања

Сматра се да индустријске машине припадају делу опреме из најнапреднијег технолошког сектора. Делови машина се подвргавају одржавању, замени или технолошком унапређивању, у складу са стручном проценом. Делови који су на корак од отказивања могу да се детектују разним методама као што је визуелни преглед, термографија, мерење ударног пулса и праћење вибрација.

Визуелни преглед је био један од основних, јефтиних алата за процену стања машина. Већина проактивних метода за одржавање још увек користи визуелни преглед као део рутинских активности које се при томе спроводе.

Метода мерења ударног импулса може да открије одсуство или присуство мазива, стање површина котрљајних елемената, унутрашње и спољашње стазе котрљања кугличних лежајева, као и друге узроке који доводе до појаве ударних оптерећења котрљајних лежајева.

Праћење вибрација пружа директну корелацију са стањем машине. Коришћењем ове методе, на основу вибрација генерисаних на машини, директно се идентификује свако оштећење или деградација система, описивањем стварног стања система, чиме се избегава озбиљно и могуће непоправљиво оштећење.

На крају, термографска метода одређивања стања се заснива на инфрацрвеној термографији, тј. на чињеници да сва тела која имају температуру изнад апсолутне нуле емитују електромагнетно зрачење у области инфрацрвеног спектра. Откривање области са температуром изван очекиваних граница, сугерише на могуће проблеме током функционисања опреме чије се стање прати.

# Поглавље 3

---

## 3. Методологија

За анализу резултата добијених током експерименталних истраживања приликом израде докторске дисертације користиће се разне методе за верификацију пројектоване експерименталне опреме, ослањања и на крају за детекцију оштећења на котрљајним елементима лежајева. Биће коришћене следеће методе:

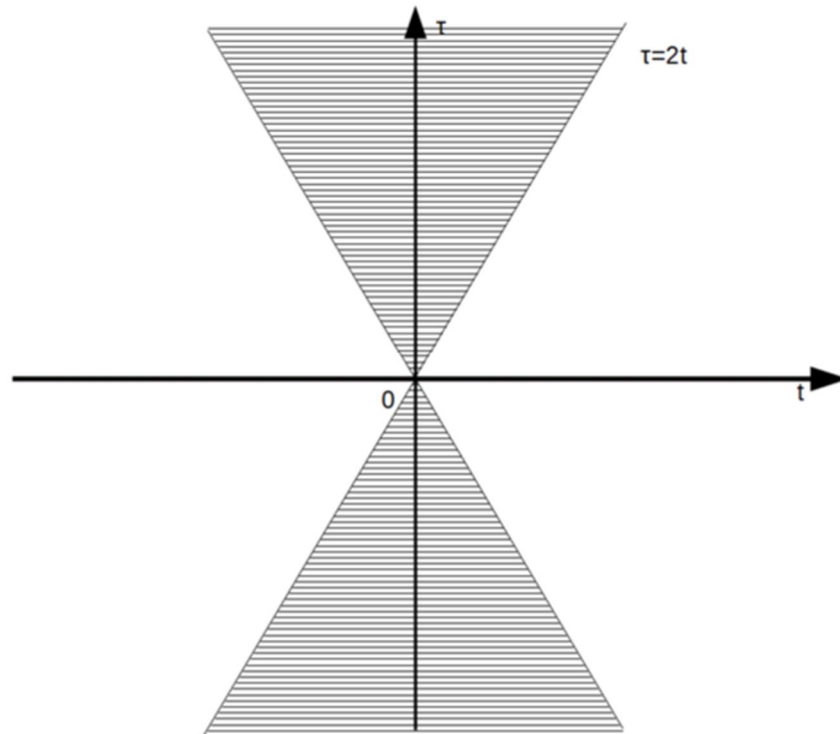
- Зао – Атлас – Маркова расподела (енг. *Zhao-Atlas-Marks Distribution* – ZAMD) и Хилберт-Хуангова трансформација (ННТ) ће се користити за процену ослањања машине и способности примењених метода за детекцију спољашњих стимуланса.
- СЕЕМДАН и ZAMD методе ће се користити за откривање и идентификацију оштећења на котрљајним лежајевима.

### 3.1. Зао – Атлас – Маркова расподела (ZAMD)

У овој докторској дисертацији се тестира погодност коришћења ZAM расподеле (ZAMD) за откривање оштећења лежајева. Филтрирање у фреквенцијском домену се јако тешко врши у случају нестационарних и нелинеарних сигнала, који су управо предмет истраживања приказаних у овој докторској дисертацији. Општи облик временско-фреквенцијског представљања (енг. *The generalized form of the time-frequency representation* – GTFR) предложен у раду (Cohen 1966), као што је дато у каснијем објашњењу, захтева избор дводимензионалног кернела (језгра). Избором кернела обезбеђујемо одговарајуће особине лика сигнала, нарочито у погледу временске или фреквенцијске резолуције. У случају избора кернела у облику конуса (слика 3.1), за GTFR, ZAMD је обезбеђен релацијом:

$$ZAM_x(t, v) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[ h(\tau) \int_{t-\tau/2}^{t+\tau/2} x\left(s + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(s - \frac{\tau}{2}\right) ds \right] e^{-j2\pi v\tau} d\tau \quad (7)$$

Као и у случају избора других функција кернела за GTFR, ненегативност није очувана, па резултат ZAMD може да се окарактерише као алат за анализу временско-фреквенцијске структуре датог сигнала, али не може да пружи информацију о расподели енергије. Због тога представља, пре квалитативни него квантитативни алат.



Слика 3.1 Кернел конусног облика функције ZAMD

Кернел конусног облика функције ZAMD је способан да значајно побољша резолуцију фреквенција и самим тим обезбеди побољшано унакрсно потискивање и вишу резолуцију идентификованог спектра.

### 3.2. Хилберт–Хуангова трансформација (ННТ)

У случају стационарних сигнала, фреквенција има тачно одређену вредност у току времена и лако се описује спектралном густином Фуријеове трансформације. Насупрот томе, у случају нестационарних сигнала фреквенција сигнала је функција времена и сходно томе може да се дефинише једино локално у току времена. Тренутна фреквенција је параметар који сада има физичко значење и описује

садржај спектра у функцији времена. Због тога се она може теоретски представити помоћу фреквенције синусидуалног сигнала који локално симулира анализирани сигнал у текућем временском тренутку. Carson и Fry (Carson & Fry 1937) дефинишу тренутну фреквенцију и она се израчунава као брзина промене фазе сигнала. Gabor (Gabor 1946) је предложио израчунавање фазе конструкцијом аналитичког сигнала помоћу Хилбертове трансформације реалног дела сигнала. Тада је, за реалан сигнал  $x(t)$  аналитички сигнал одређен као:

$$z(t) = x(t) + jH(x(t)) \quad (8)$$

где је са  $H(x(t))$  означена Хилбертова трансформација (НТ) сигнала  $x(t)$ . НТ је интегрална трансформација која се фокусира на локалне особине сигнала, обзиром да представља конволуцију сигнала у  $t - 1$ . За реалан сигнал, НТ се дефинише као:

$$H(t) = \frac{1}{\pi} P \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} dt \quad (9)$$

При чему је са  $P$  означена Кошијева главна вредност.

У складу са тим, тренутна фреквенција  $\omega$  се израчунава из релације:

$$\omega(t) = \frac{1}{2\pi} \frac{d}{dt} [\arg(z(t))] \quad (10)$$

Међутим, израчунавање тренутне фреквенције диференцирањем аналитичког израза за фазу сигнала има смисла само у случају сигнала са уским опсегом фреквенција које називамо једно-компонентним (једно-димензионалним) сигналима. Ово нам говори да је израчунавање тренутне фреквенције диференцирањем фазе мулти-димензионалног сигнала дозвољено након што су моно-компоненте сигнала већ анализирани, док чак и у случају једнодимензионих сигнала присуство било које константне компоненте може довести до лажног резултата за тренутну фреквенцију сигнала.

Као последица претходно наведеног, у случају мулти-димензионалног сигнала најчешћи метод за израчунавање тренутне фреквенције користи еволуциони спектар, који следи из временско-фреквенцијске алокације. На овај начин се тренутна фреквенција дефинише као условна средња фреквенција еволуционог спектра, под физичком претпоставком да је тренутна фреквенција једнака средњој фреквенцији сигнала у сваком временском исечку.

У овом случају, условна средња фреквенција временско-фреквенцијске расподеле  $TDF_x(t, \omega)$  је одређена са:

$$\langle \omega \rangle_t = \int \frac{\omega TDF_x(t, \omega)}{P(t)} d\omega \quad (11)$$

где је  $P(t)$  маргинална густина спектра која следи из временског хистограма фреквенција. У пракси, тренутна фреквенција се израчунава на основу максималне вредности из временско-фреквенцијског домена, обзиром да TDF врши концентрацију енергије дуж криве тренутне фреквенције (IF закон). Овиме је за  $TDF_x(t, \omega)$ , тренутна фреквенција дата као:

$$\omega_t = \operatorname{argmax} |TDF_x(t, \omega)| \quad (12)$$

Хилберт – Хуангова трансформација (ННТ) је релативно нова метода, првобитно изложена у раду (Huang et al. 1998). До развоја ННТ методе је дошло превасходно из два главна разлога. Први разлог је потреба за изналажењем методе нелинеарне анализе нестационарних сигнала, независне од одабира неке посебне базе за анализу, као што је то на пример у случају анализе таласићима. Други разлог је захтев за развојем методе анализе мулти–димензионалних сигнала преко моно–компонената са одговарајућим карактеристикама, тако да се обезбеди да тренутна фреквенција израчуната коришћењем НТ представља прихватљив резултат без претходно споменутих недостатака.

Сигнал се анализира коришћењем методе унутрашњих флукуација (енг. *intrinsic mode functions* – IMF). Из тога произилази чињеница да тренутна фреквенција израчуната помоћу НТ има физичко значење једино код моно–компонентних сигнала без једносмерне (dc) компоненте. Стога, узимајући у обзир да сваки реални сигнал чине компоненте високе фреквенције суперпониране на компоненте ниских фреквенција, ННТ врши анализу моно–компонената (IMF-ова), које потичу из самог сигнала, без потребе да се предефинишу параметри база за анализу.

На овај начин, сигнал се сматра IMF-ом када су задовољена следећа ограничења:

- за цео скуп података, број екстремних вредности и нула морају да буду једнаки или да се разликују највише за један и
- у свакој тачки, средња вредност обвојнице одређене локалним максимумима и обвојнице одређене локалним минимумима је нула.

Изворни сигнал се подвргава понављајућем процесу тзв. просејавања, који почиње идентификацијом свих локалних екстремних вредности сигнала и раздвајањем

максимума и минимума. Затим се коришћењем неке од интерполационих техника (најчешће кубних сплајнова), образују обвојнице минимума и максимума сигнала. Ако са  $E_{\max}(t)$  означимо обвојницу максимума, а са  $E_{\min}(t)$  обвојницу минимума сигнала, одређену помоћу интерполације дефинисане за било који случајни сигнал  $x(t)$ , онда релација:

$$m_1(t) = \frac{E_{\max}(t) + E_{\min}(t)}{2} \quad (13)$$

даје средњу вредност двеју обвојница, која се одузима од оригиналног сигнала. За остатак  $h_1(t)$  се затим испитује да ли задовољава услове IMF критеријума. Ако не задовољава,  $h_1(t)$  се прерачунава као и раније, све до тренутка када се остатак може класификовати као IMF, тј.:

$$h_{1k}(t) = h_{1(k-1)}(t) - m_{1k}(t) \quad (14)$$

где је са  $k$  означен број итерација пре него што се добије први  $\text{IMF}_{1(k-1)}(t) = \text{IMF}_1$ . У свакој итерацији средње вредности обе обвојнице екстремних вредности се померају све ближе нули, чиме се побољшава симетрија сигнала како би се задовољио IMF критеријум.

Први IMF, који садржи највише фреквенције, се онда одузима од оригиналног сигнала и преостали сигнал  $r_1$  се поново подвргава процесу просејавања. Након комплетирања процеса просејавања, почетни сигнал се може изразити у облику:

$$x(t) = \sum_{i=1}^k \text{IMF}_i + r_t \quad (15)$$

где је са  $r_t$  означен завршни остатак, који је или константан или моно–компонентни сигнал без екстремних вредности. Број IMF-ова који следи из ННТ је приближно једнак  $\log_2 N$ , при чему  $N$  означава број тачака.

Као што је речено у претходном излагању, да би се неки сигнала сматрао IMF-ом, два критеријума морају да буду задовољена:

- критеријум симетрије у односу на нулту вредност и
- критеријум нулте средње вредности обвојница екстрема сигнала.

Уколико се процес просејавања континуално понавља, све док се се не задовољи и други критеријум, процес води ка хипер–анализи сигнала и резултира IMF-овима



без икаквог физичког значаја. Из овог разлога, неопходно је да се заустави итеративни процес док је резултат алгоритма још увек прихватљив. Хуанг је први предложио да се први критеријум примени за окончање алгоритма и овај услов је сличан Кошијевом услову конвергенције. Наиме алгоритам се зауставља када вредност стандардне девијације  $\sigma$  између вредности сигнала у две суседне итерације постане довољно мала, на пример буде у интервалу између 0,2 и 0,3. Овај критеријум, модификован на овај начин добија облик:

$$\sigma = \frac{\sum_0^T |h_{k-1}(t) - h_{k-1}^2(t)|}{\sum_0^t |h_{k-1}^2(t)|} \quad (16)$$

У каснијим студијама је уведен квалитативни критеријум. Он гарантује скоро нулту средњу вредност обвојница у претежном делу сигнала, тамо где доминирају релативно ниске фреквенције, док дозвољава неке локалне варијације средње вредности у регионима око нуле у тачкама у којима сигнал нема високе фреквенције. Овај критеријум обезбеђује знатно реалнију анализу сигнала, блокирањем хипер-анализе сигнала и задржавањем компоненти са приближно нултом средњом вредношћу. При томе се користи разлика:

$$a(t) = \frac{E_{max}(t) - E_{min}(t)}{2} \quad (17)$$

која се дефинише као амплитуда мода. У складу са тим, функција циља се дефинише као:

$$sx = |m(t)/a(t)| \quad (18)$$

овде је са  $m(t)$  означена средња вредност обвојница екстремних вредности. Процес просејавања се врши све док  $sx$  не постане мање од неке предефинисане вредности  $T_1$ , за претходно одређени значајан проценат узорака сигнала једнак  $1 - a$ . За остатак узорака сигнала,  $sx$  мора да буде мање од  $T_2$ , које најчешће износи  $10T_1$ . Препоручене вредности за  $T_1$ ,  $T_2$  и  $a$  су 0,05; 0,5 и 0,05 по реду. У овој докторској дисертацији је усвојен управо овај, претходно описани критеријум.

Спектрални садржај сигнала се може израчунати применом Хилбертове трансформације на сваки појединачан IMF, из израза:

$$x(t) = \text{Re} \left\{ \sum_{j=1}^n a_j(t) e^{j \int \omega_j(t) dt} \right\} \quad (19)$$

у коме је са  $n$  означен укупан број IMF-ова без остатака, а са  $a_j(t)$  њихове амплитуде. Горња релација одређује амплитуде и фреквенције сваког појединачног IMF-а у функцији времена и у суштини показује да је ННТ уопштење Фуријеове трансформације. Дијаграм временско-фреквенцијске расподеле за сваки појединачни IMF је Хилбертов спектар, који се обично приказује у две димензије (фреквенција–време), при чему је амплитуда сигнала одређена одговарајућим градирањем боја. Такође, сума свих амплитуда у тачкама са истом тренутном фреквенцијом даје маргинални Хилбертов спектар, који се математички изражава са:

$$h(\omega) = \int_0^T H(\omega, t) dt \quad (20)$$

при чему  $H(\omega, t)$  означава Хилбертов спектар.

### 3.3. Од EMD-а до комплетног емпиријског метода разлагања сигнала обогаћеног шумом на функције и Хилберт–Хуангов спектар

Применом EMD алгоритма, сигнал се раставља на уобичајено мали број IMF-ова. Да би се сматрао IMF-ом, као што смо већ напоменули, сигнал мора да задовољи два услова: (i) број екстремних вредности (минимума и максимума) и број нула мора да буде једнак или да се разликује највише за један, и (ii) локална средња вредност, која се дефинише као средња вредност горње и доње обвојнице, мора да буде једнака нули. Алгоритам може да се опише као у наставку:

Корак 1. Постављамо почетну вредност  $k = 0$  и одређујемо екстреме низа  $r_0 = x$ .

Корак 2. Вршимо интерполацију минимума и максимума низа  $r_k$ , одређујемо горњу и доњу обвојницу  $e_{min}$ , односно  $e_{max}$ .

Корак 3. Израчунавамо средњу вредност обвојница  $m = (e_{min} + e_{max})/2$ .

Корак 4. Формирамо низ који је кандидат за IMF,  $d_{k+1} = r_k - m$ .

Корак 5. Испитујемо да ли  $d_{k+1}$  испуњава услове за IMF?

- Да. Похрањујемо  $d_{k+1}$ , израчунавамо остатак  $r_{k+1} = x - \sum_{i=1}^k d_i$ , до  $k = k + 1$ , и третирамо  $r_k$  као улазни низ за 2. корак алгоритма
- Не. Третирамо  $d_{k+1}$  као улазни низ за 2. корак алгоритма.

Корак 6. Настављамо итерације све док финални остатак  $r_k$  не задовољи предефинисани критеријум за заустављање тј. функцију циља.

Кораци 2 до 5 у којима се обавља процес пречишћавања, неопходан за издвајање сваког мода понаособ, захтевају изванредан број понављања и називају се процесом просејавања (енг. *sifting process*).

Проширена верзија (енг. *the ensemble version*) EEMD (Wu & Huang 2009), дефинише „тачне“ модове као средње вредности одговарајућих IMF-ова добијених анализом оригиналног сигнала обогаћеног различитим реализацијама белог шума коначне дисперзије.

Нека је  $x$  сигнал који посматрамо. EEMD алгоритам се може описати следећим корацима:

Корак 1. Генеришемо  $x^i = x + \beta w^i$  где су  $w^i (i = 1, \dots, I)$  низови белог шума које карактеришу нулта средња вредност и коначна дисперзија, при чему је фактор  $\beta > 0$ .

Корак 2. Декомпоновање низа  $x^i (i = 1, \dots, I)$  коришћењем EMD, одређивање модова  $d_k^{(i)}$ , при чему  $k = 1, \dots, K$  означава модове.

Корак 3. Проглашавамо  $d_k^-$ ,  $k$  – тим модом низа  $x$ , и одређујемо га осредњавањем одговарајућих модова:  $d_k^- = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I d_k^{(i)}$ .

Издавања сваког мода  $d_k^{(i)}$  захтева различит број итерација у процесу просејавања.

Запазимо, да се применом EEMD алгоритма, свако  $x^{(i)}$  декомпонује независно од других релаизација, и да се за сваку од њих остатак  $r_k^{(i)} = r_{k-1}^{(i)} - d_k^{(i)}$  одређује у сваком кораку, без конекције између различитих реализација. Ова ситуација је узрок неких недостатака EEMD методе: (i) декомпозиција није комплетна и (ii) различите реализације сигнала са шумом могу довести до различитих бројева модова.

Како би се утицало на грешку реконструкције, у раду (Žvokelj et al. 2010) је предложен допунски EEMD метод. Додавањем шума у пару оригиналном сигналу (при чему је први позитиван а други негативан) генеришу се два ансамбла података.

$$\begin{bmatrix} y_1^{(i)} \\ y_2^{(i)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w^{(i)} \end{bmatrix} \quad (21)$$

Иако се на овај начин значајно ублажава ниво остатака шума у реконструисаном сигналу, нема гаранције да ће  $y_1^{(i)}$  и  $y_2^{(i)}$  дати исти број модова, што отежава

осредњавање. Такође, остаци шума су присутни у модовима, као што ћемо и видети у наставку.

Узимањем у обзир ових недостатака, аутори студије (Colominas et al. 2012) су предложили нову методу познату као SEEMDAN. Идеја је следећа:  $x^{(i)}$  се генерише од сигнала  $x$  и првог мода  $d_1^{\sim} = d_1^-$ , израчунатог као у EEMD-у. Након тога, одређује се јединствени први остатак, независно од реализације шума:

$$r_1 = x - d_1^{\sim} \quad (22)$$

Затим се израчунава први EMD мод, коришћењем низа  $r_1$  обогаченог са различитим реализацијама шума. Други мод  $d_2^{\sim}$  се дефинише као средња вредност ових модова. Следећи остатак је:  $r_2 = x - d_2^{\sim}$ . Процедура се понавља све док се не задовољи критеријум конвергенције.

Следећи алгоритам објашњава детаљније SEEMDAN методу. Нека је  $E_k(\cdot)$  оператор којим се одређује  $k$ -ти мод применом EMD методе и нека је  $w^{(i)}$  реализација белог шума са нултом средњом вредношћу и коначном дисперзијом.

Корак 1. За свако  $i = 1 \dots I$  растављамо свако  $x^i = x + \beta_0 w^{(i)}$  помоћу EMD -а, до његовог првог мода и израчунавамо  $d_1^{\sim} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I d_1^{(i)} = d_1^-$ .

Корак 2. У првој фази ( $k = 1$ ) израчунавамо први остатак као у једначини (22):  $r_1 = x - d_1^{\sim}$ .

Корак 3. Одређујемо први мод низа  $r_1 + \beta_1 E_1(w^{(i)})$ ,  $i = 1, \dots, I$ , применом EMD -а и дефинишемо други SEEMDAN мод као:  $d_2^{\sim} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I E_1(r_1 + \beta_1 E_1(w^{(i)}))$ .

Корак 4. За  $k = 2, \dots, K$  израчунавамо  $k$ -ти остатак:

$$r_k = r_{(k+1)} - d_k^{\sim} \quad (23)$$

Корак 5. Израчунавамо први мод низа  $r_k + \beta_k E_k(w^{(i)})$ ,  $i = 1, \dots, I$ , применом EMD – а све док не одредимо  $(k + 1)$  – и SEEMDAN мод:

$$d_{(k+1)}^{\sim} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I E_1(r_k + \beta_k E_k(w^{(i)})). \quad (24)$$

Корак 6. Враћамо се на корак 4 за следеће  $k$ .

Понављамо кораке 4 до 6 до тренутка када се добијени остатак не може даље разложити применом EMD методе, било због тога што су задовољени IMF критеријуми или зато што остатак има мање од три локална екстрема.

Приметимо да конструкцијом SEEMDAN-а, коначни остатак задовољава релацију:

$$r_k = x - \sum_{i=1}^I d_{\tilde{k}}, \quad (25)$$

при чему  $K$  представља укупан број модова. Самим тим, разматрани сигнал  $x$  је облика:

$$x = \sum_{i=1}^I d_{\tilde{k}} + r_k \quad (26)$$

чиме је обезбеђена тачна реконструкција оригиналних података. Коначан број модова зависи једино од критеријума за конвергенцију и сигнала који се разматра.

# Поглавље 4

---

## 4. Експериментална истраживања

### 4.1. Уређај за експериментална истраживања

За обављање експерименталних истраживања морамо да развијемо одговарајућу експерименталну опрему. Како бисмо испитивањем добили поуздане податке, ова експериментална опрема мора да задовољи нека ограничења која се односе на могућност изолације експерименталног стола од спољних вибрација и поремећаја, као и да буде прецизно дизајнирана, нарочито у погледу оних склопова који могу значајно да утичу на крајњи резултат.

#### 4.1.1. Подлошке за ослањање

За постизање тих ограничења искоришћена је постојећа експериментална опрема. Гумене подлошке су монтиране као ножице за ослањање.

Избор материјала за еластомерне изолаторе вибрација зависи од: дозвољеног оптерећења, осетљивости на утицаје околине и унутрашњих карактеристика. Осим тога, моду еластичности и сопствено пригушење имају пресудан утицај.

Најважнији фактор за прорачун гумених опруга јесте модуо смицања  $G$ . Он није функција конструкционог облика гумене опруге већ особина самог материјала - гуме. Смицајни модуо је функција тврдоће мерене по Шоровој методи (енг. *The Shore hardness*).

Из теорије еластичности је познат однос између модула еластичности  $E$  и модула смицања  $G$ :

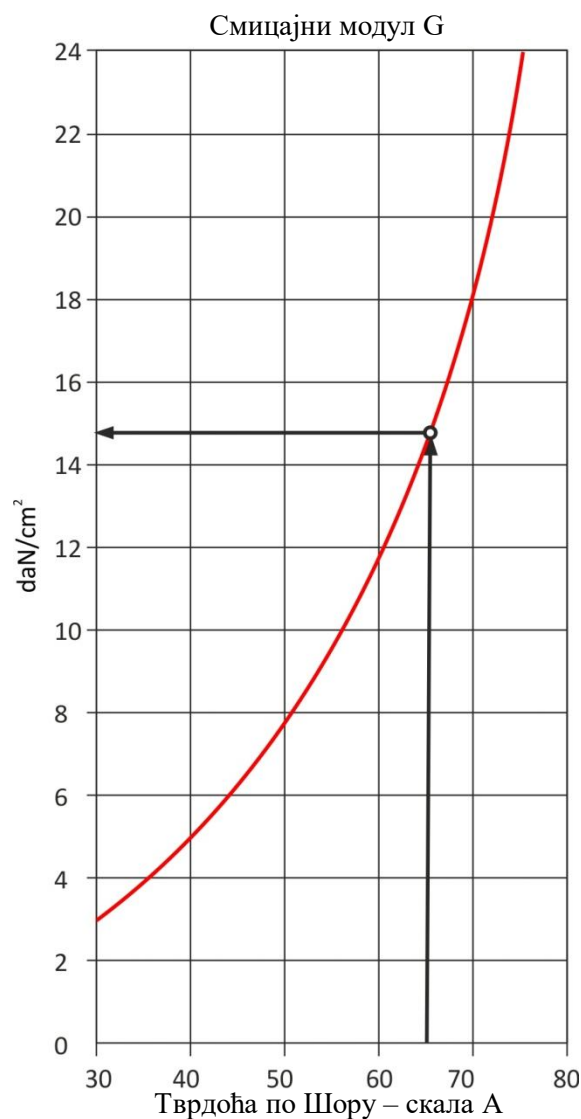
$$G = \frac{E}{2 \left(1 + \frac{1}{-\mu}\right)} \quad (27)$$

где је са  $\mu$  означен Поасонов коефицијент.

Гума, као еластични и потпуно нестишљиви материјал има Поасонов коефицијент  $\mu = -2$ , тако да је:

$$E = 3G \quad (28)$$

Ова релација није најкориснија за прорачун гумених опруга (амортизера пригушења), зато што је код еластомерних опруга оптерећених притиском, што је најчешћи случај у инжењерским прорачунима и дизајну, извијање и деформисање изазвано притиском (енг. *The pressure-buckling behaviour*) мање условљено тврдоћом материјала, а више обликом и профилом еластомерног материјалног тела.



Слика 4.1 Однос тврдоће мерене по Шоровој А методи и смицајног модула

Пријањајући контакт који се остварује између металне површине и тела сачињеног од еластомера доводи до промене напонског стања у попречном правцу на

контактним површинама и стога до неочекиване расподеле смицајног напона као фактора који утиче на крутост оптерећеног тела сачињеног од еластомера (гуме) (слика 4.1).

Крутост еластомера можемо да разматрамо као крутост опруге. За практично одређивање крутости опруге при притиску уводи се корекциони фактор облика означен са  $q$ , који није прави материјални параметар, али дозвољава примену Хуковог закона. Фактор облика се израчунава из односа површине оптерећеног у односу на слободну површину еластомерног елемента:

$q = \text{површина оптерећеног елемента} / \text{површина слободног елемента.}$

Израчунавање модула еластичности  $E_c$  за тела једноставне геометрије као што су квадар, цилиндри и шупљи цилиндри се врши помоћу израза:

$$E_c = 3G(1 + q + q^2) \quad (29)$$

уз дефиницију фактора облика:

$$q = \frac{D}{4h} \quad (30)$$

Крутост при притиску  $k_c$  је у односу на кориговану вредност модула смицања  $E_c$  одређена изразом:

$$k_c = \frac{F_c}{f_c} = \frac{AE_c}{h} \quad (31)$$

**Табела 1.** Теоретски израчунате вредности

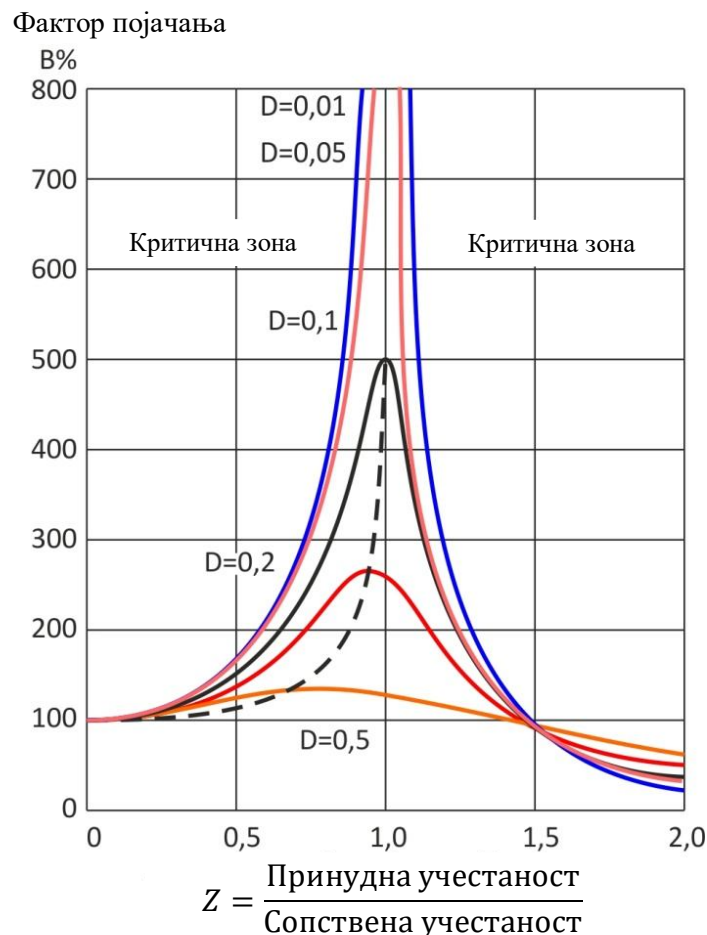
65 Shore A		
$G$	15	daN/cm <sup>2</sup>
Фактор $q$	0,25	
$E_c$	59,0625	daN/cm <sup>2</sup>
$k_c$	185,550316	daN/cm

У табели 1 су дате теоретске вредности еластичних констаната.



Пригушење представља расипање енергије, најчешће ослобађањем мање количине топлоте. Практично, у свакој ситуацији у којој се тела померају или убрзавају јављају се последице по систем у виду вибрација. Ове вибрације могу да доведу до сметњи које су последица буке или померања, или до додатних динамичких напрезања компоненти. Вибрације могу да се појаве код динамичких система тј. система, који садрже масе и/или опруге. Иако се у пракси масе лако препознају, опругу је много теже идентификовати на почетку.

Сврха вибрационог пригушења или вибрационе изолације је да се минимизира амплитуда вибрација применом додатних, специјално дизајнираних пригушница или опруга. У теорији је познат дијаграм зависности амплитуде стационарног стања од фреквенције и пригушења једноставног хармонијског осцилатора (слика 4.2).



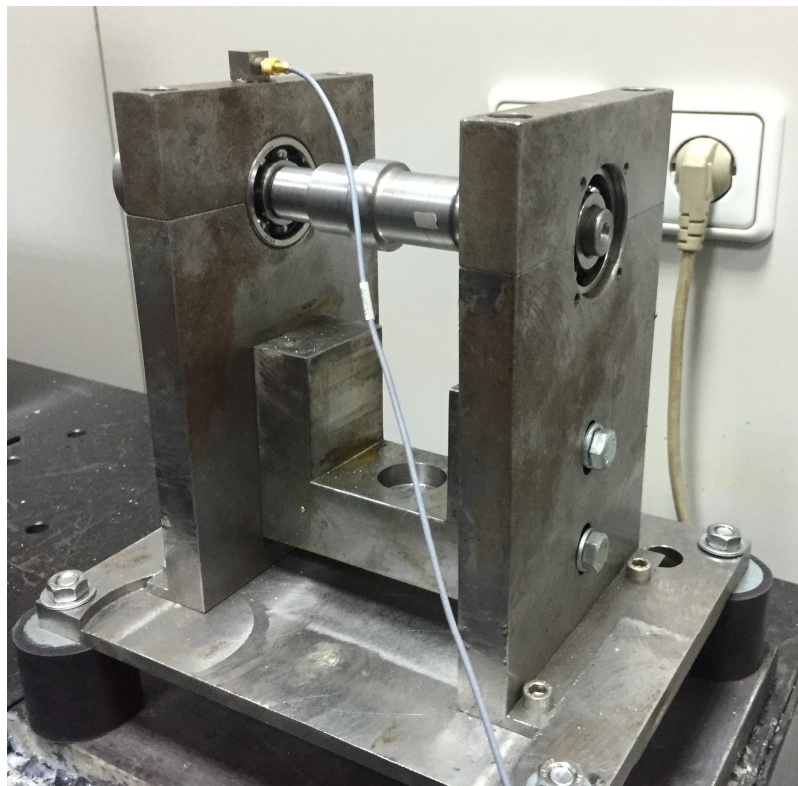
Слика 4.2 Зависност амплитуде стационарног стања, изражене у функцији фактора појачања  $B$  (енг. *Magnification factor*), и односа принудне учестаности и сопствене учестаности ( $Z$ ) и фактора пригушења  $D$  једноставног хармонијског осцилатора

Понашање система зависи од релативних вредности два основна параметра, природне учестаности (енг. *Natural Frequency*)  $\omega_0$  и фактора пригушења  $D$  (слика 4.2). На слици је приказана критична зона високог нивоа вибрација (енг. *sub-critical range*).

Вредност фактора пригушења, који је функција карактеристика материјала, у овом раду износи  $D = 0,04$ .

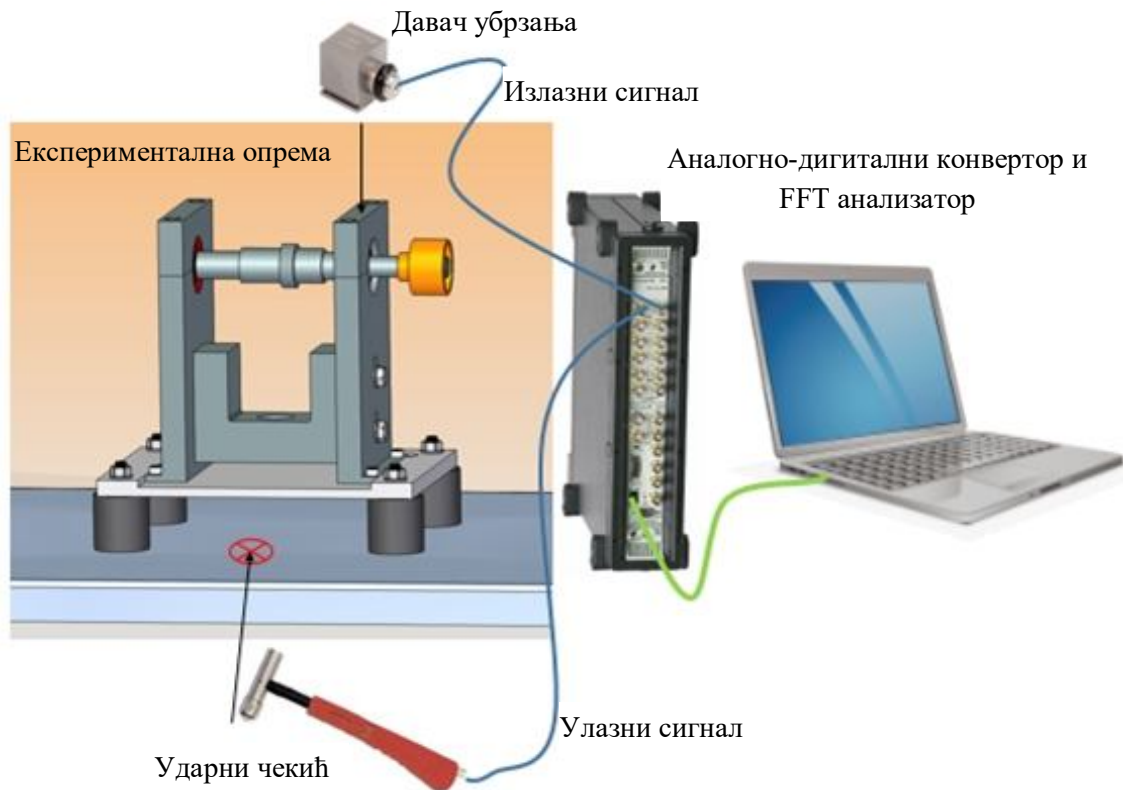
Експериментална опрема је механички систем, представљен на слици 4.3, кога чини вратило које је ослоњено на два котрљајна лежаја са жљебом (тип KOYO 6302), погоњено електричним мотором, чија се брзина обртања контролише помоћу инвертера (фреквентног регулатора). Давач убрзања, постављен у близини лежајева се користи за мерење вибрација. Аквизиција података и одговарајућа обрада сигнала се врши коришћењем софтвера развијеног у Matlab/Origin програмском окружењу.

Чекић са сензором се употребљава за изазивање почетне, иницијалне вибрације (улазни сигнал) механичког система (побуда система). Вибрациони одговор механичког система (излазни сигнал) се детектује помоћу давача убрзања (Briel & Kjaer 4507 B), осетљивости  $100 \text{ mV/g}$  постављеног на кућишту лежаја, при чему се каблови одржавају у слободном стању, како не би имали значајан утицај на спровођење вибрационог теста.



Слика 4.3 Експериментална опрема

За праћење ударне побуде користи се систем за двоканалну аквизицију и анализу у реалном времену, која омогућава дигитално филтрирање. Оба аналогна сигнала, силе и убрзања, се снимају коришћењем аналогно – дигиталног конвертера (FFT analyzer PULSE Bruel & Kjaer), при чему се одговарајући резултати бележе на рачунару. Фреквенција узорковања убрзања је 3200 Hz. Свако мерење је поновљено 10 пута и одређене су средње вредности. На слици 4.4 приказана је шема експерименталне опреме, за боље разумевање исте.



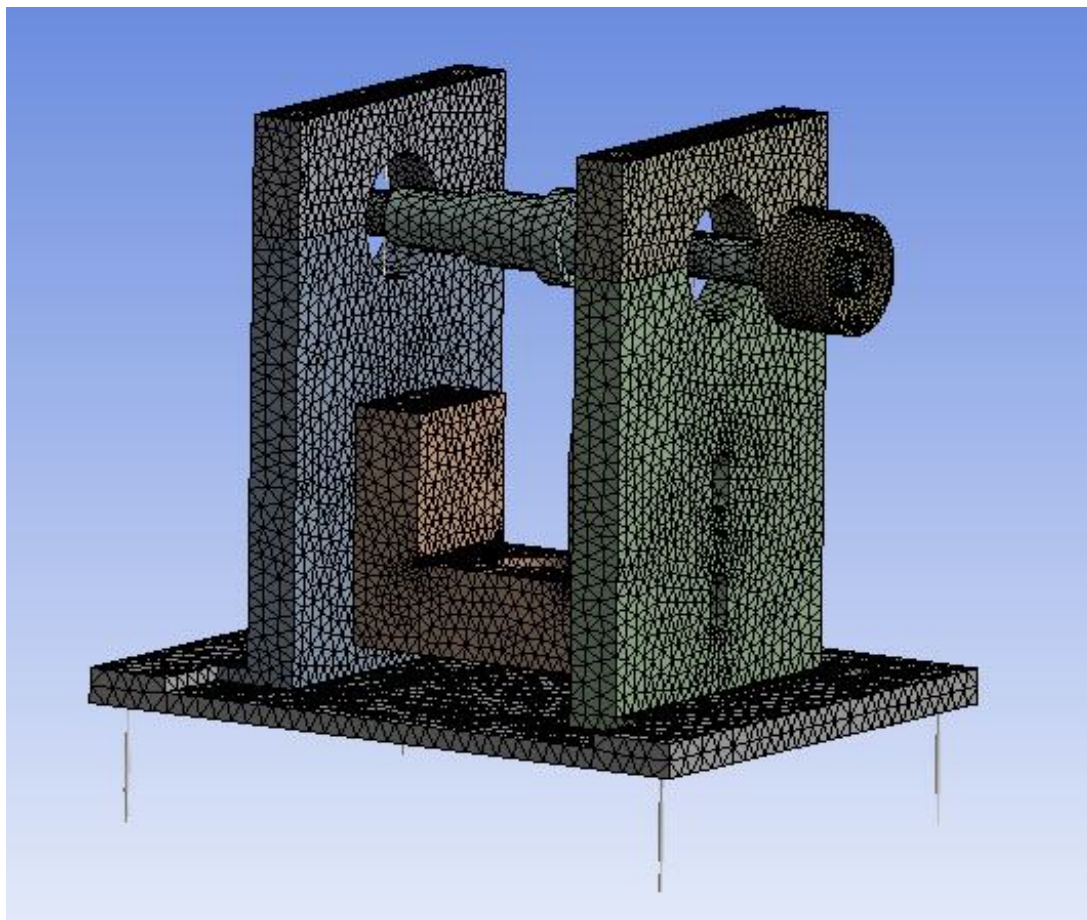
Слика 4.4 Шема експерименталне опреме

За израчунавање карактеристика механичког система из вибрација у току прелазног процеса, врши се Фуријеова трансформација сигнала вибрација (одзива система). Одзив може да се израчуна у функцији померања, брзине или убрзања, па су због тога коришћене различите ознаке за однос одзива према сили.

Симулација динамичког понашања механичког система је извршена применом методе коначних елемената (енг. *The finite element method*) (FEM).

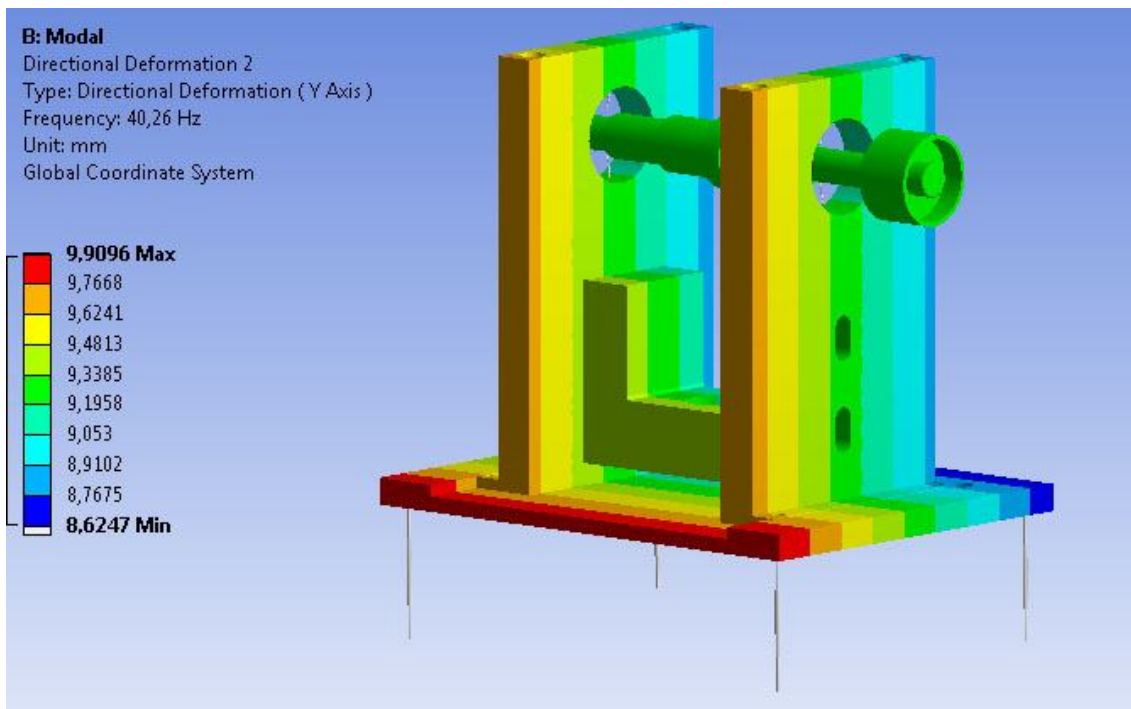
Коришћењем CAD модела експерименталне опреме и софтвера за анализу методом коначних елемената ANSYS, добијен је одговарајући FE модел (модел коначних елемената). На одговарајући начин су дефинисани контактни услови и карактеристике материјала од којих су сачињени делови. У оквиру FE модела, завртњи, навртке и котрљајни лежајеви су апроксимирани одговарајућим

граничним условима. Мрежа од 416308 коначних елемената са укупно 598810 чворова добијена је аутоматски у оквиру ANSYS – а. На слици 4.5 је приказан добијени FE модел и област контакта на механизму (енг. *Contact region of the mechanism*).

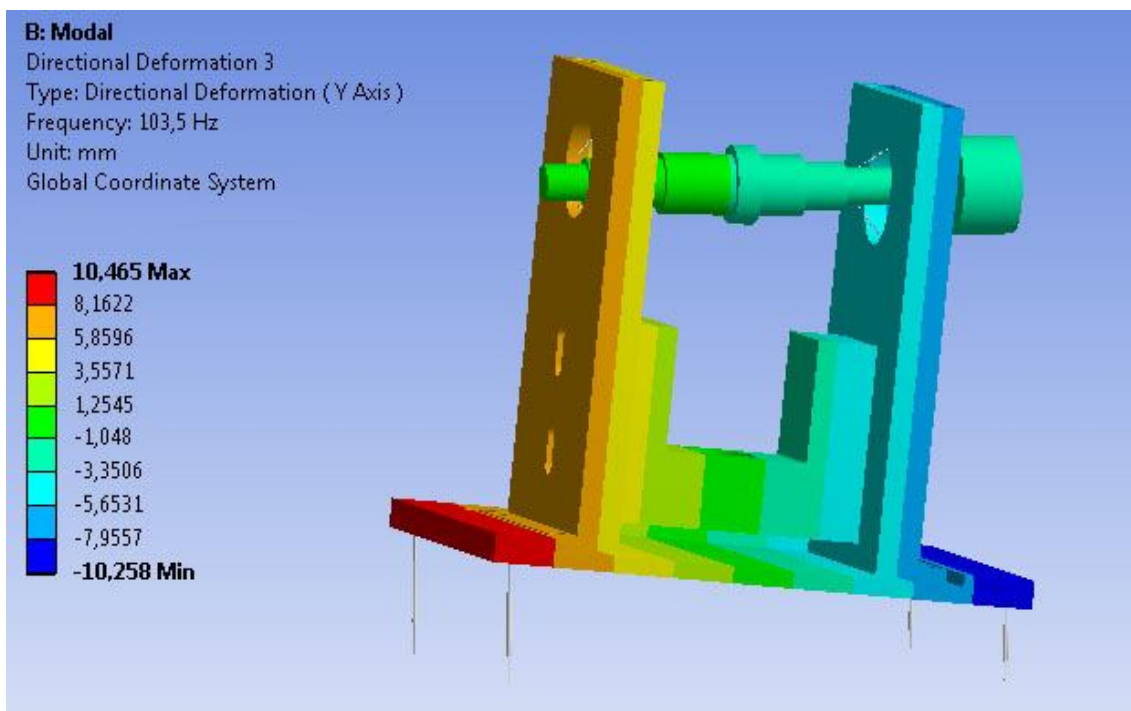


Слика 4.5 FE модел механичког система (модел коначних елемената)

За одређивање природне фреквенције експерименталног уређаја, примењена је модална анализа унутар ANSYS програмског пакета. Првих пет вредности природних фреквенција и одговарајући облици модова осциловања су приказани на сликама 4.6 – 4.10.

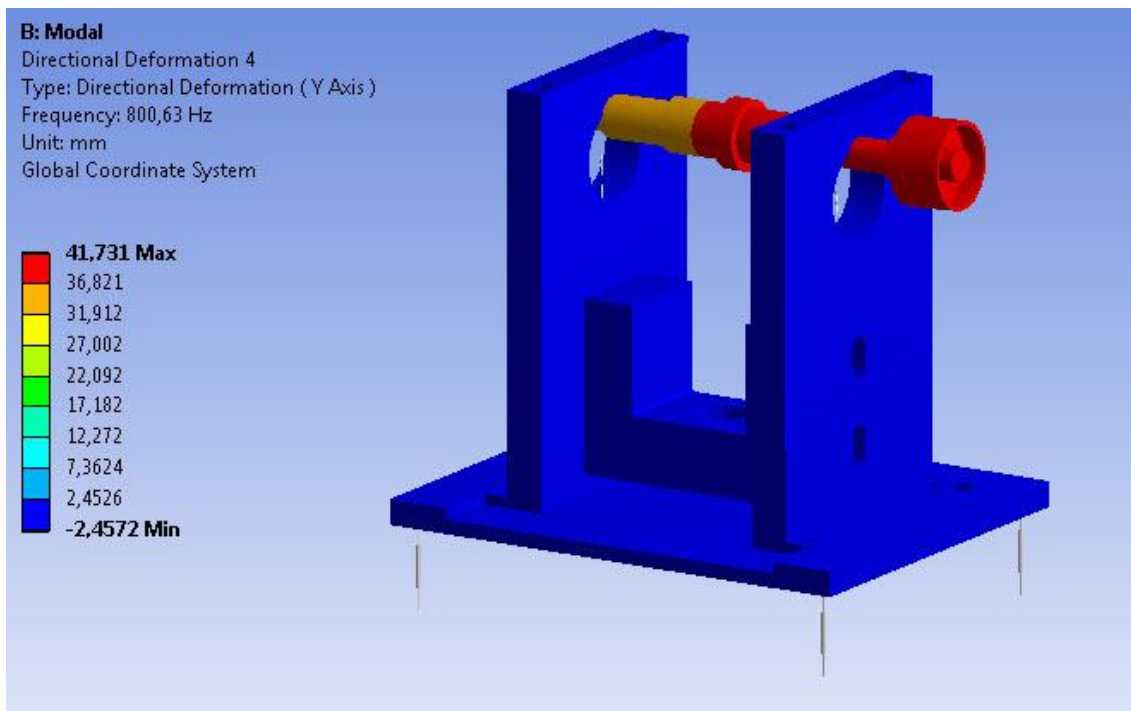


Слика 4.6 Први мод осциловања. Фреквенција осциловања  $f = 40,26$  Hz

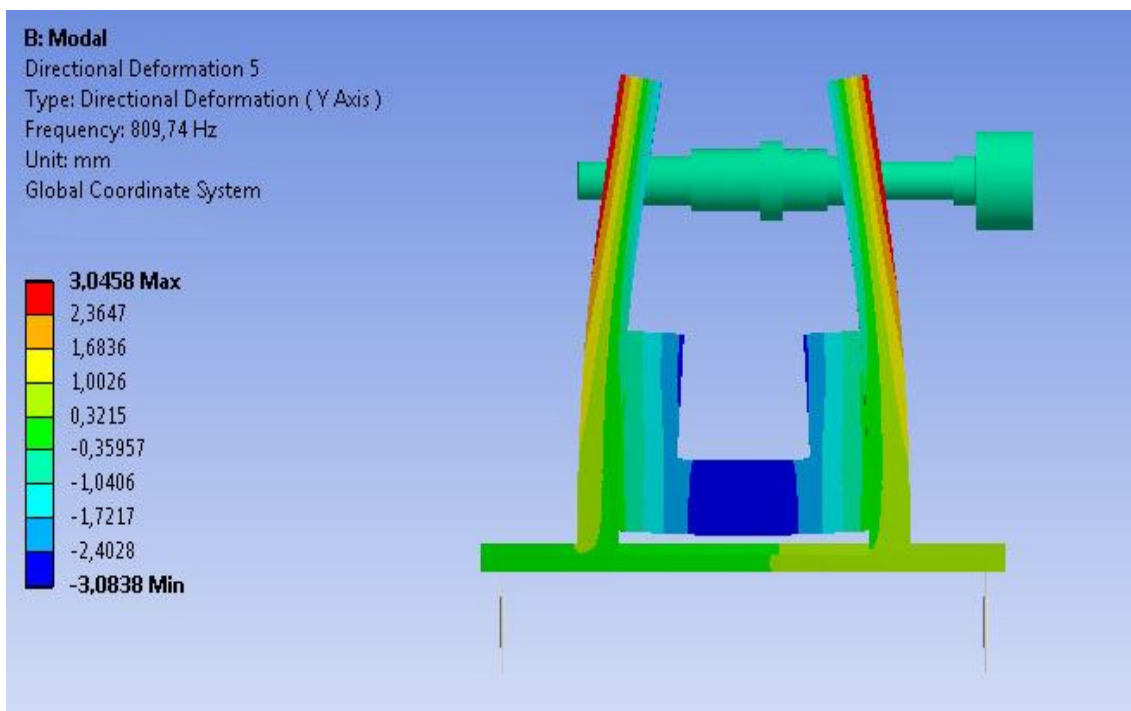


Слика 4.7 Други мод осциловања. Фреквенција осциловања  $f = 103,5$  Hz

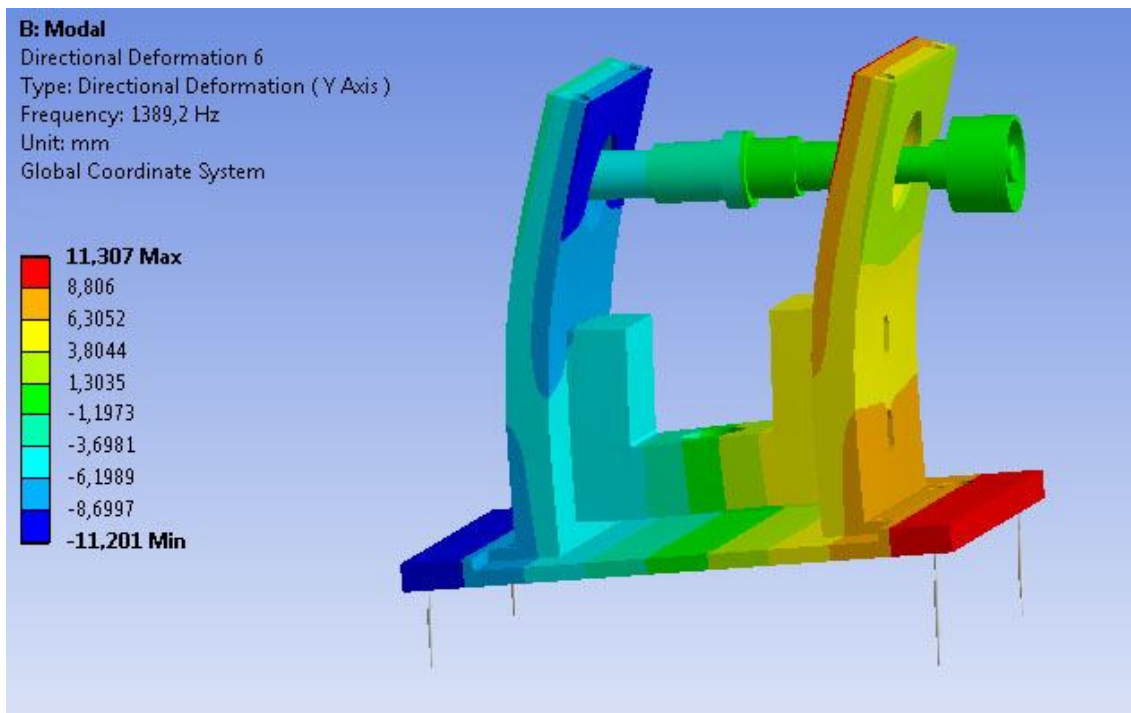




Слика 4.8 Трећи мод осциловања. Фреквенција осциловања  $f = 800,63$  Hz

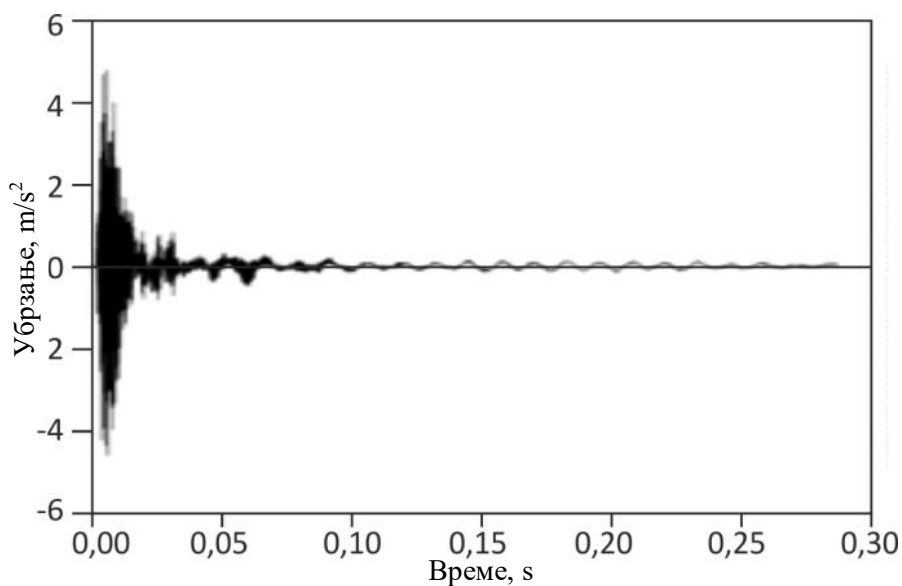


Слика 4.9 Четврти мод осциловања. Фреквенција осциловања  $f = 809,74$  Hz

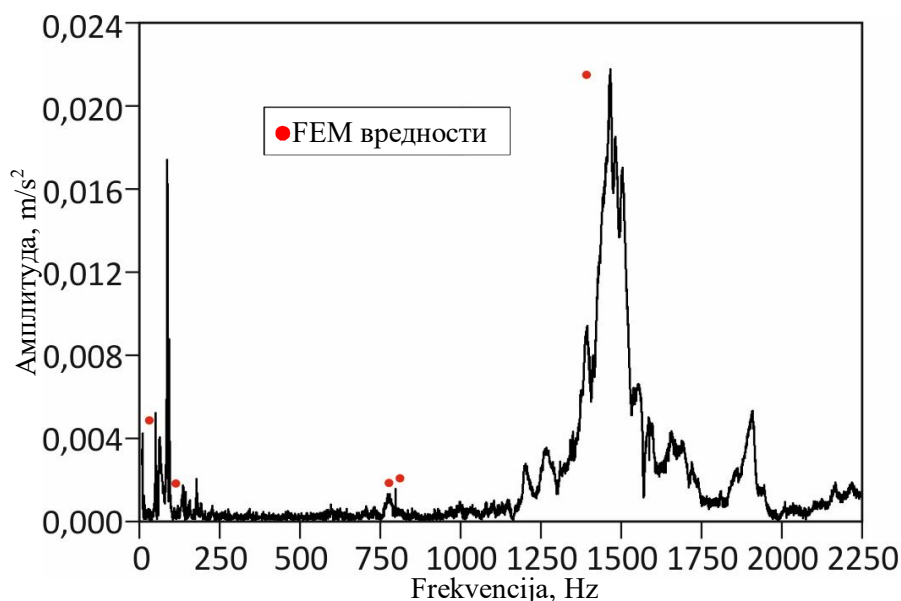


Слика 4.10 Пети мод осциловања. Фреквенција осциловања  $f = 1389,2$  Hz

Измерене вредности сигнала убрзања и силе се подвргавају FFT анализи, и израчунавају се природне фреквенције механизма, слике 4.11 и 4.12.



Слика 4.11 Временска серија сигнала убрзања (енг. *Acceleration*) у функцији протеклог времена



Слика 4.12 FFT анализа, односно приказ промене амплитуде (енг. *Amplitude*) вибрација у функцији учестаности (енг. *Frequency*)

У табели 2 су дате експериментално одређене вредности природних фреквенција. Упоредивањем теоретских вредности са експерименталним вредностима природних фреквенција може се закључити да постоји добро поклапање ових вредности.

Можемо да закључимо да је FE модел прототипа експерименталног уређаја задовољавајући и подесан за динамичку анализу.

**Табела 2.** FEM и експерименталне вредности природних фреквенција

Метод коначних елемената	FFT анализатор		Релативно одступање
40,26 Hz	41,5 Hz	0,0051	2,9 %
103,5 Hz	126 Hz	0,00172	17,8 %
800,63 Hz	762 Hz	0,00131	4,8 %
809,74 Hz	780 Hz	0,00155	3,6 %
1389,2 Hz	1441 Hz	0,02118	3,5 %

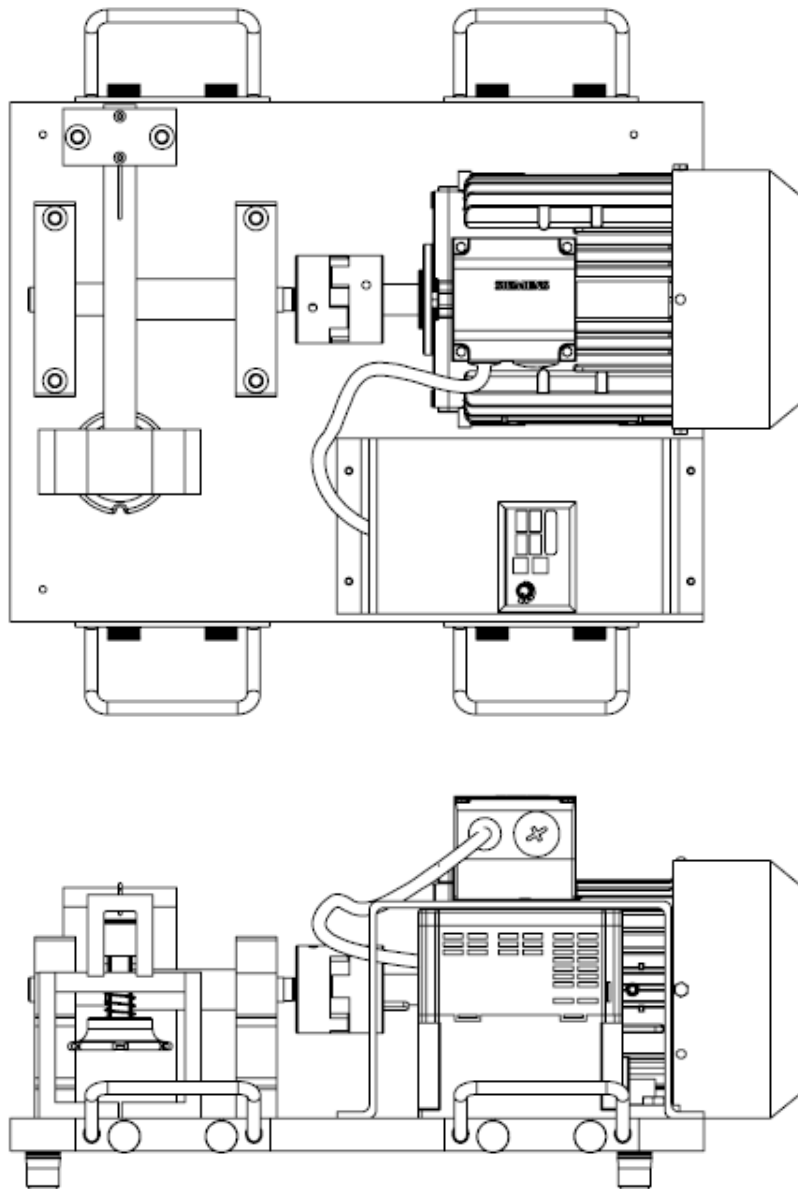
За израчунавање карактеристика механичког система из вибрација у току прелазног процеса, врши се Фуријеова трансформација сигнала вибрација (одзива система). Одзив може да се израчуна у функцији померања, брзине или убрзања, па су због тога коришћене различите ознаке за однос одзива према сили



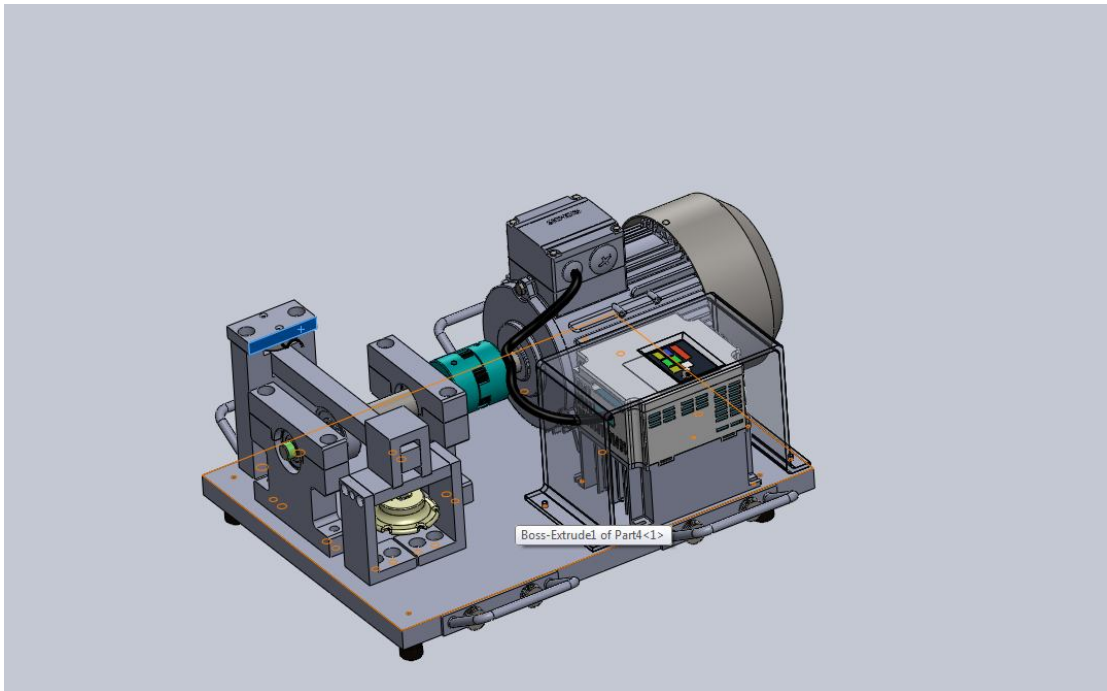
### 4.1.2. Експериментална опрема

Експериментални уређај мора да буде што што је могуће једноставнији како би се избегле непотребне тешкоће у изради. Уопштено, што је уређај једноставнији то је бољи.

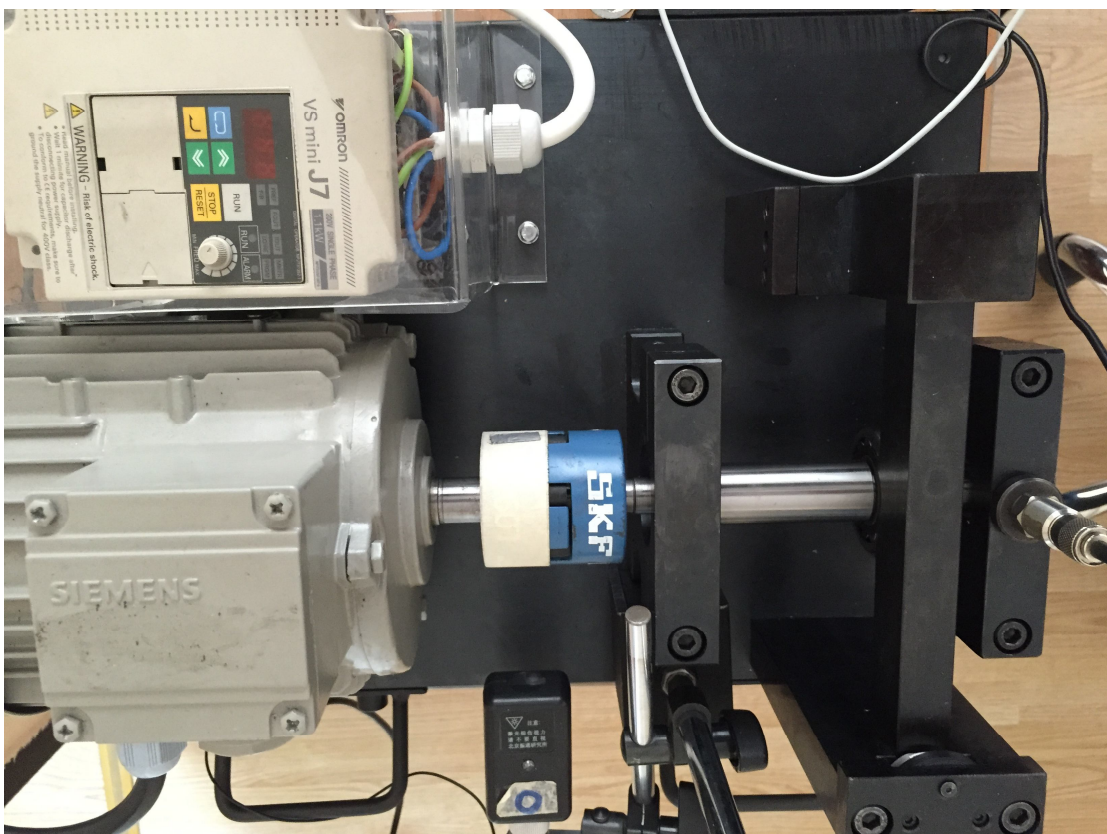
Главна идеја је обезбедити постојање вратила које ротира у два улежиштења, и које је погоњено електричним мотором, као што је показано на сликама 4.13 – 4.15.



Слика 4.13 Идејно решење експерименталног уређаја са ручицом за задавање спољашње силе



Слика 4.14 3D модел коначне идеје



Слика 4.15 Готов експериментални уређај

За будућу употребу је придодата ручица, којом би се обезбедило задавање жељене вредности силе на вратило (радијално оптерећење).

### 4.1.3. Подешавање саосности вратила и провера толеранција

При детекцији отказа применом савремених метода обраде сигнала, значајан утицај има правилна конструкција експерименталног уређаја. Квалитетно ослањање машине, онемогућава спољашње утицаје и трансфер спољашњих вибрација на систем (Tsiafis et al. 2015), центрирање вратила и центричност кућишта котрљајних лежајева имају пресудан утицај на сваки механички уређај. Вратила морају бити центрирана што је боље могуће да би се максимизовала поузданост и животни век опреме, нарочито високобрзинске опреме (Mobley 2004). Mathieu и Ballu (Mathieu & Ballu A. 2005), су процес утврђивања да ли се одступања налазе у претходно одређеним границама дефинисали поделом на четири главна корака: одређивање толеранција, анализу толеранција, синтезу и проверу толеранција. Провера центрирања вратила и центричности кућишта лежајева експерименталног уређаја су извршена применом координатне мерне машине и 3Д технологије скенирања. Координатна мерна машина (енг. *A Coordinate Measurement Machine – CMM*) најновије технологије омогућује и истраживачима и индустријским произвођачима проверу прецизности неколико различитих техника производње које се користе при изради механичких компонената. Ово је, без сумње, временски ефикасна техника, која пружа висок ниво тачности (Curran & Phelan 2004). Координатне мерне машине се користе за контролу квалитета, пројектовање, као и за реверзни инжењеринг. Тамо где се захтева прецизност, да би се избегле људске грешке, употреба СММ се сама по себи намеће. У поређењу са конвенционалним методама мерења у којима се користе помична кљунаста мерила, микрометри, мерни сатови (компаратери) итд., резултати мерења су прецизнији и имају висок ниво поновљивости. Тачност мерења и поновљивост су реда микрометара (Karachaliou & Mansour 2007). У овој докторској дисертацији фокус је на верификацији толеранција као део сета провере планских активности и мерних процедура. Провера експерименталног уређаја, у смислу подешавања саосности вратила и толеранција кућишта лежајева и центричности, је извршена коришћењем координатне мерне машине. Резултати потврђују квалитет конструкције и тачност израде експерименталног уређаја.

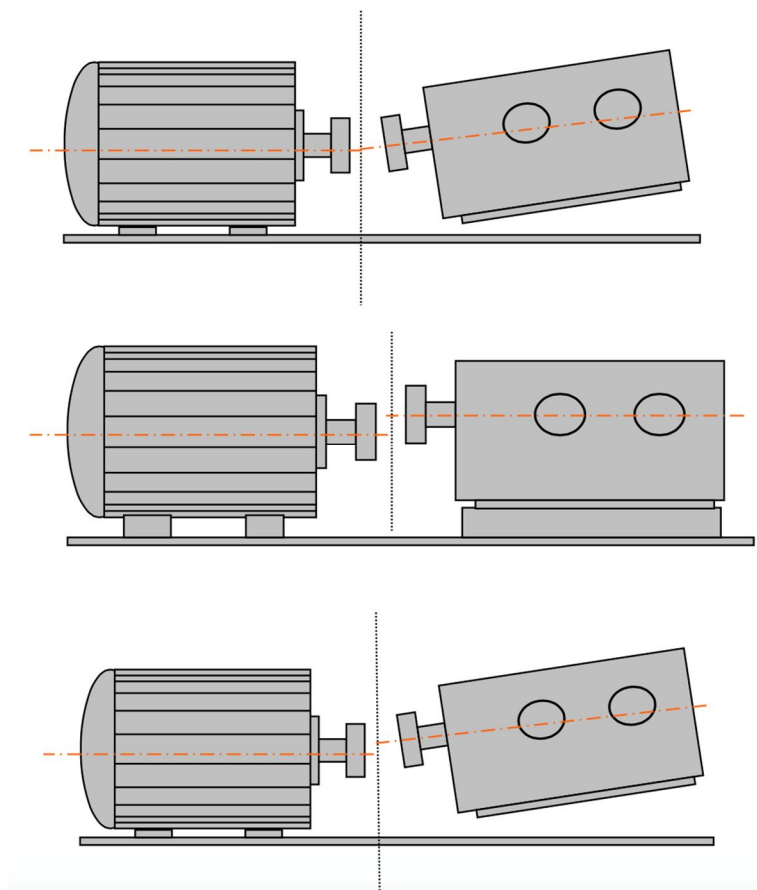
Позиционирање оса обртања два или више вратила се назива центрирањем вратила (или подешавање саосности вратила). Постоје две компоненте неслагања, угаона и паралелна помереност.

Паралелна помереност, која се понекад означава и као паралелна несаосност, је измерено растојање између оса обртања вратила. Паралелна несаосност се јавља када су осе обртања паралелне, али нису у истој линији. Постоје две равни

паралелне несаосности, обзиром да вратила могу да буду померена хоризонтално (у леву или десну страну), вертикално (позиционирана на различитим висинама) или оба. Помереност се мери у милиметрима.

Угаона несаосност је разлика у нагибу једног вратила, најчешће покретне машине, у односу на нагиб другог вратила. Угаона несаосност се јавља када је погонски мотор постављен под углом у односу на погоњене уређаје. Уколико би се осе вратила погонског мотора и погоњене опреме продужиле, оне би секле једна другу, пре него да налегну једна на другу или да леже на заједничкој оси. Разлика у нагибу вратила погонског мотора у односу на нагиб вратила стационарне машине може да садржи хоризонталну несаосност, вертикалну несаосност или обе. Угаона помереност, може да узрокује бројна оштећења мотора и погоњене опреме. Угаона помереност се мери у  $\mu\text{m}/\text{mm}$  пречника вратила.

На слици 4.16 су приказана два типа несаосности, као и њихова комбинација. Комбиновани случај померености се јавља када вратило мотора има угаону помереност придодату паралелној померености.



Слика 4.16 Типови несаосности (Scheffer & Girdhar 2004)

Индустријски стандарди за помереност вратила не постоје. Чак ни када је саосност вратила критична, код машина које раде на високим брзинама обртања.

Alan Luedeking (Luedeking 2008) је представио таблицу толеранција која је најшире прихваћена као стандардна индустријска норма. У табели 3 и 4 су дате вредности које се сматрају одличним, као и прихватљиве вредности.

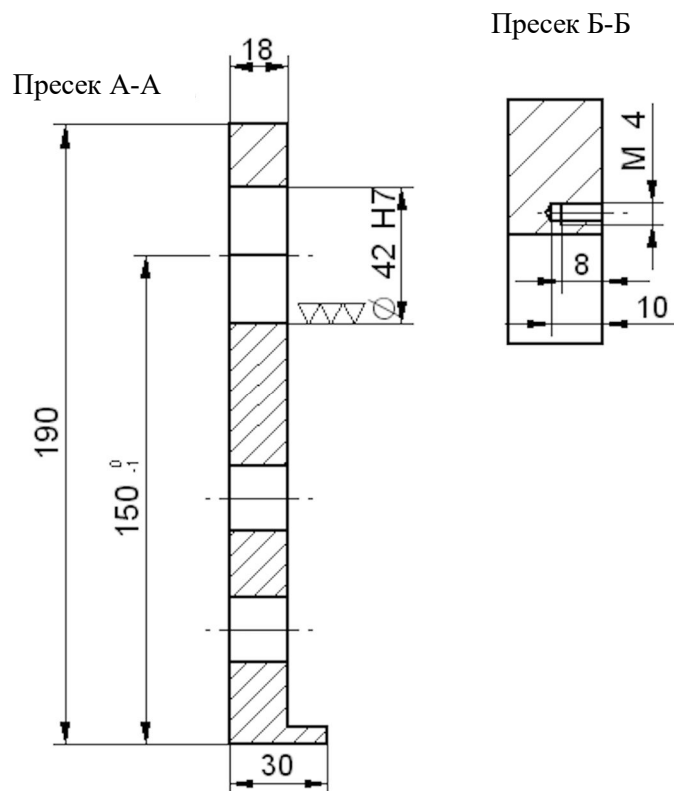
**Табела 3.** Толеранције за несаосност вратила (помереност)

Мотор $\text{min}^{-1}$	Помереност, mm	
	одлично	прихватљиво
600	0,127	0,2286
900	0,0762	0,1524
1200	0,0635	0,1016
1800	0,0508	0,0762

**Табела 4.** Толеранције за несаосност вратила (угаоне)

Мотор $\text{min}^{-1}$	Угаона помереност, $\mu\text{m}/\text{mm}$	
	одлично	прихватљиво
600	1	1,5
900	0,7	1
1200	0,5	0,8
1800	0,3	0,5

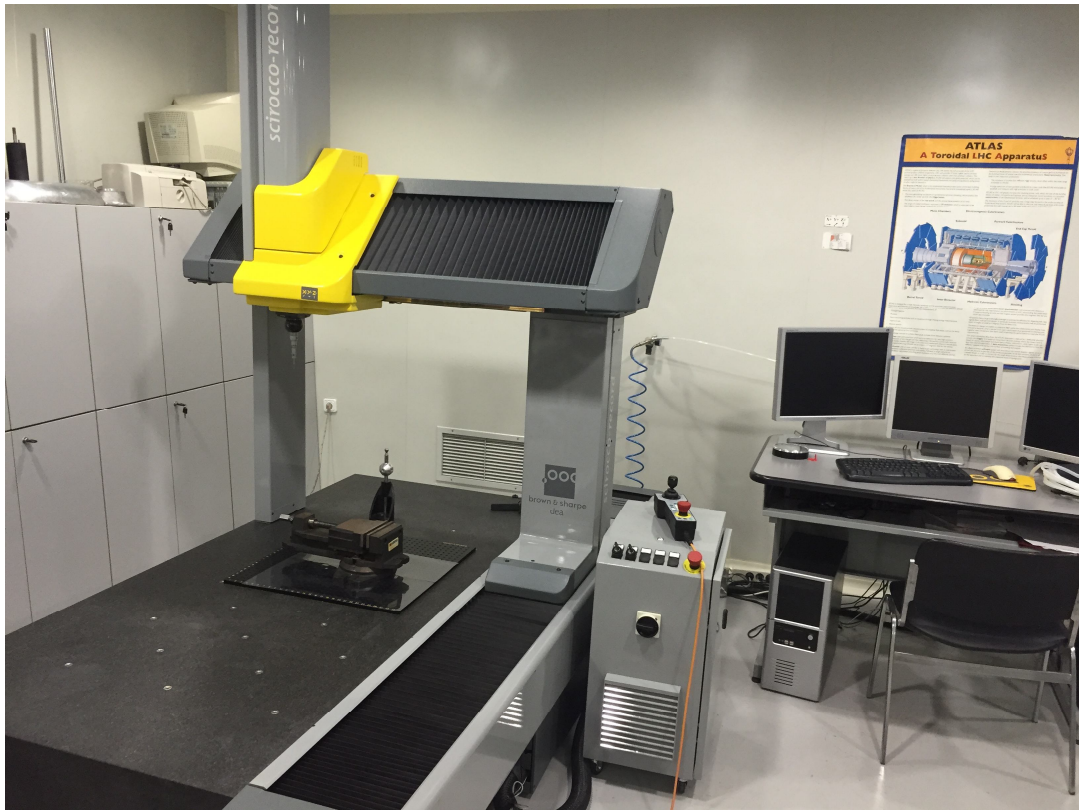
На слици 4.17 је приказана спецификација произвођача кућишта лежаја, за које је прописано налегање Н7.



Слика 4.17 Димензије кућишта лежаја

Лежајеви коришћени на експерименталној машини су KOYO, типа 6302, са спољашњим пречником 42 mm. Као што је наглашено, радијус кућишта има толеранције  $42_{0}^{+0,05}$ .

У претходном излагању је наведено да се координатне мерне машине (СММ) користе за контролу квалитета, пројектовање и реверзни инжењеринг. Употреба СММ се сама по себи намеће свуда где је потребна прецизност и избегавање људских грешака. У односу на конвенционалне методе мерења у којима се користе кљунаста мерила, микрометарски завртњевци, мерни сатови (компаратери) и слично, резултати могу да буду прецизнији и са већим степеном поновљивости. Тачност мерења је реда микрометара. Координатна мерна машина (СММ), је приказана на следећој слици.



Слика 4.18 Координантна мерна машина (СММ)

У наставку следи опис рада СММ-е. Осетљива глава са пипком се креће по површини мерног дела. У свакој додирној тачки се бележе координате релативно, у односу на референтни систем. Промена аналогне вредности напона са мерне главе се конвертује у дигитални сигнал, коришћењем специфичног електронског модула, који је повезан са системом, након чега се применом одговарајућег софтвера формира приказ позиција тачака у простору. СММ је повезан са компјутером или специјалном опремом за аквизицију, анализу и обраду података добијених мерењем.

Приликом мерења на СММ коришћена је RH10MQ мерна глава, којом се могу испитивати карактеристике под различитим угловима без потребе за честим променама мерне игле, које доводе до знатног утрошка времена. Поновљивост од  $0,5 \mu\text{m}$  на  $62 \text{ mm}$  пречника може да се постигне употребом RH10MQ мерне главе, што обезбеђује тачно позиционирање, чак и у случају великих померања. Осим тога, коришћена је и сонда TP200, са издуженом иглом од  $10 \text{ mm}$ . TP200 сонда користи индуктивни претварач, чиме је обезбеђена одлична поновљивост и тачно мерење 3Д облика чак и са дугим мерним иглама.

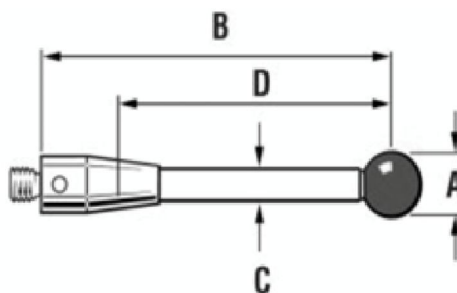
Гранична сила при којој се региструје додир на врху мерне игле је  $0,02 \text{ N}$  за XY раван и  $0,07 \text{ N}$  за Z раван.



Мерна игла (енг. *the stylus*) коришћена при мерењима је била права мерна игла, са веома округлом, гуменом лоптицом, мале густине, како би се маса врха минимизирала и избегла активирања сонде проузрокована померањем машине и вибрацијама.

Мерна игла коришћена током истраживања приказаних у овој докторској дисертацији је ТИР 2 mm са 10 mm ( $A = 2 \text{ mm}$ ,  $D = 10 \text{ mm}$ ), геометрије приказане на слици 4.19.

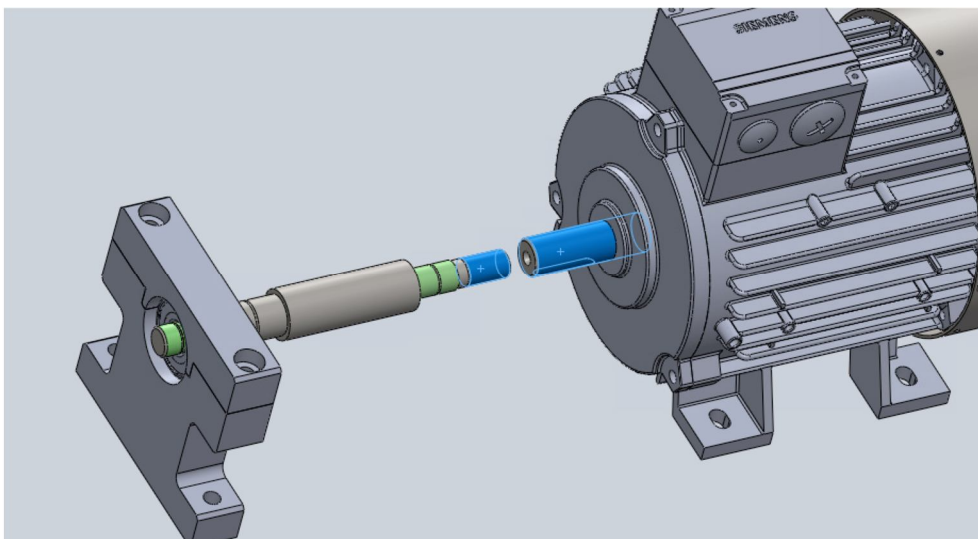
- A – пречник лоптице мерне игле
- B – укупна дужина
- C – пречник осовине
- D – ефективна радна дужина мерне игле



Слика 4.19 Карактеристичне величине мерне игле (енг. *the stylus*)

Мерења су вршена у односу на непокретни координатни систем. Излаз сваког мерења су тачке које креирају цилиндре, који у суштини репрезентују разматрану 3Д геометрију.

За проверу квалитета толеранција саосности вратила, креирана су два цилиндра коришћењем СММ и упоређивана је њихова центричност. На слици 4.20 цилиндри су приказани плавом бојом.



Слика 4.20 Изабрани мерни цилиндри

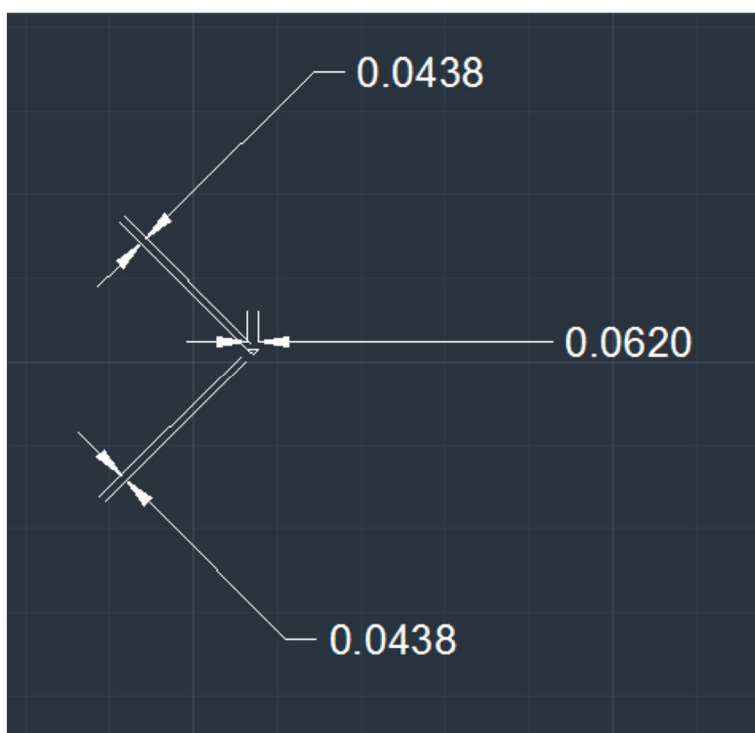


У табели 5 су дати резултати упоређивања центричности мерних цилиндара. Мерне вредности су у милиметрима.

**Табела 5.** Центриčnost цилиндара CY 1 и 2

MEAS	MAX	MIN	DEV	OUTTOL
0,062	0,031	0,020	0,062	0,059

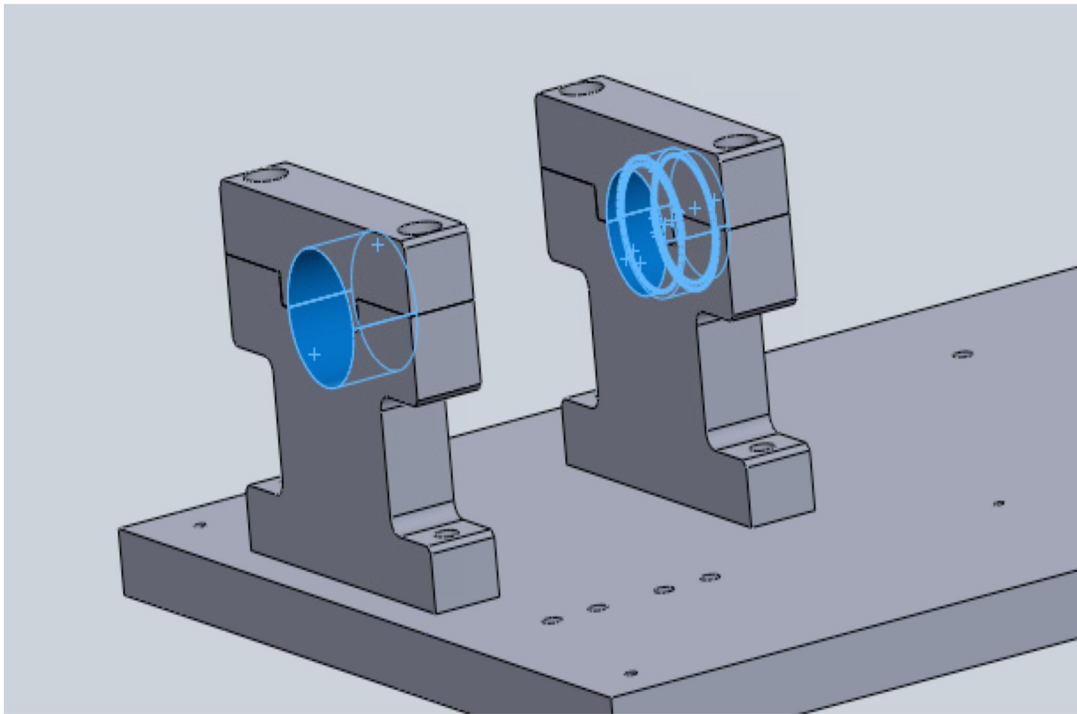
На слици 4.21 су приказане пројекције центара цилиндара на раван.



Слика 4.21 Пројекције центара

Са мимоилажењем од 0,062 mm можемо да закључимо да је наша експериментална опрема правилно конструисана у погледу саосности вратила. Морамо да нагласимо да ће се експерименти на експерименталном уређају вршити при брзини обртања од  $600 \text{ min}^{-1}$ .

Такође су проверавана лежишта лежајева, мерењем унутрашњих цилиндара. На слици 4.22 су илустровани измерени цилиндри.



Слика 4.22 Измерени цилиндри кућишта лежајева

Резултати очитани са координатне мерне машине показују да за CY4 = FEAT / CYLINDER: 42,037 и CY5 = FEAT / CYLINDER: 42,024.

Упоређивање задатих  $42_0^{+0,05}$  са измереним вредностима потврђује да су кућишта лежајева правилно израђена и постављена на плочу.

## 4.2. Мерна опрема

Након што је експериментална опрема израђена и проверена, извршено је комплетирање компонентама неопходним за аквизицију података.

У ту сврху, коришћена је следећа опрема:

- линеарно једносмерно (DC) напајање са више излаза,
- појачавач сигнала са мерних трака,
- модул за аквизицију података,
- тахометар и
- давач убрзања.

### 4.2.1. Линеарно једносмерно (DC) напајање са више излаза

Линеарно једносмерно напајање *GPS-Series* има 4 независна извора напајања, излазне снаге од 180 W до 200 W (слика 4.23).



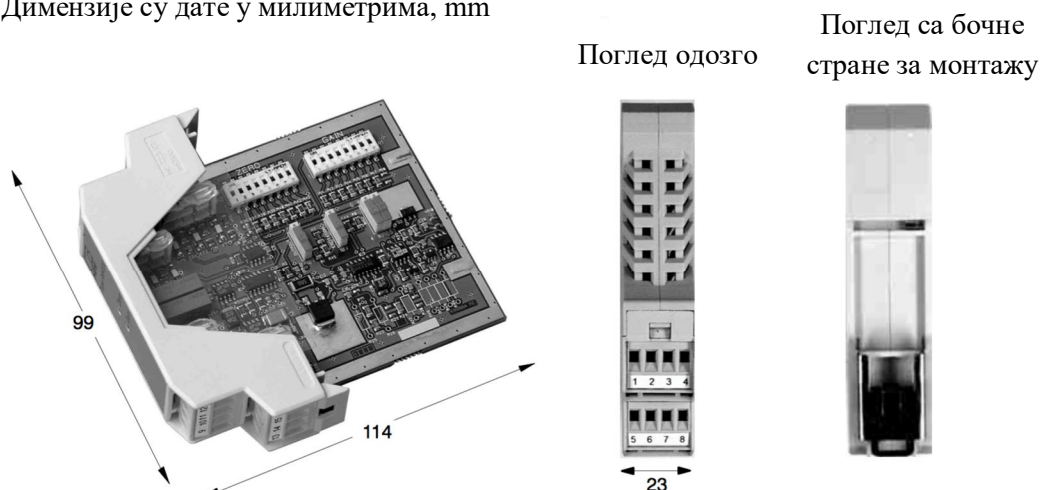
Слика 4.23 Линеарно једносмерно (DC) напајање са више излаза

Заштита од преоптерећења и обрнутог поларитета, заједно са on/off прекидачем штити извор напајања и уређаје које напаја од непредвиђених околности. Висока резолуција од (0,01% + 3mV) и ниско таласање извора (шум) (<1 mVrms, 5Hz ~ 1MHz) се одржавају на изворима напајања 1 и 2 у раду при константном напону. Аутоматизована контрола брзине обртања вентилатора за хлађење минимизира буку у складу са условима оптерећења, осигуравајући тихи рад. Напајање *GPS-Series* је погодно решење за системе који захтевају добру регулацију и вишеструке излазе.

### 4.2.2. Појачавач сигнала са мерне траке

RM4220 је појачавач сигнала са мерне траке (слика 4.24). Обзиром да се ослања на стандардне протоколе, појачавач RM 4220 се лако повезује и користи.

Димензије су дате у милиметрима, mm



Слика 4.24 Појачавач сигнала са мерне траке RM4220

Одговарајући улазни блок се користи за повезивање давача на бази мерних трака. Индивидуални претварачи сигнала са мерних трака или неколико мерних трака везаних паралелно ( $>80 \Omega$ ) могу да се прикључе на мерни појачавач.

### 4.2.3. Модул за аквизицију података

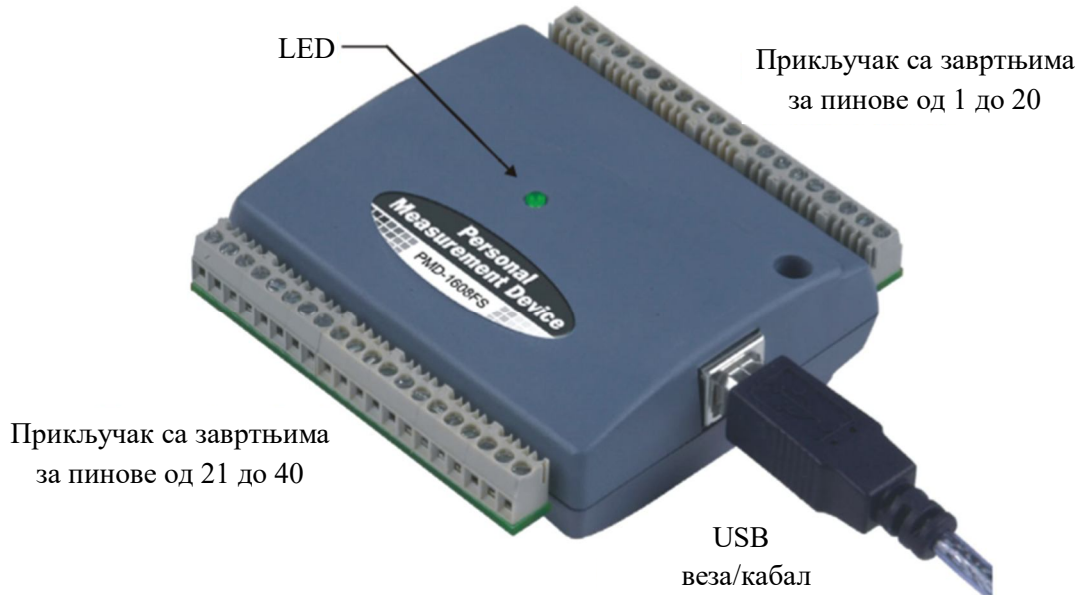
За аквизицију сигнала коришћен је модул PMD-1608FS произвођача *Personal Measurement Device*, који је део фамилије USB модула за аквизицију података овог произвођача.

Модул PMD-1608FS је компатибилан са USB 2.0 протоколом за комуникацију са рачунаром. Дизајниран је за рад са USB 1.1 портовима, и тестирана му је потпуна компатибилност са USB 1.1 и USB 2.0 портовима.

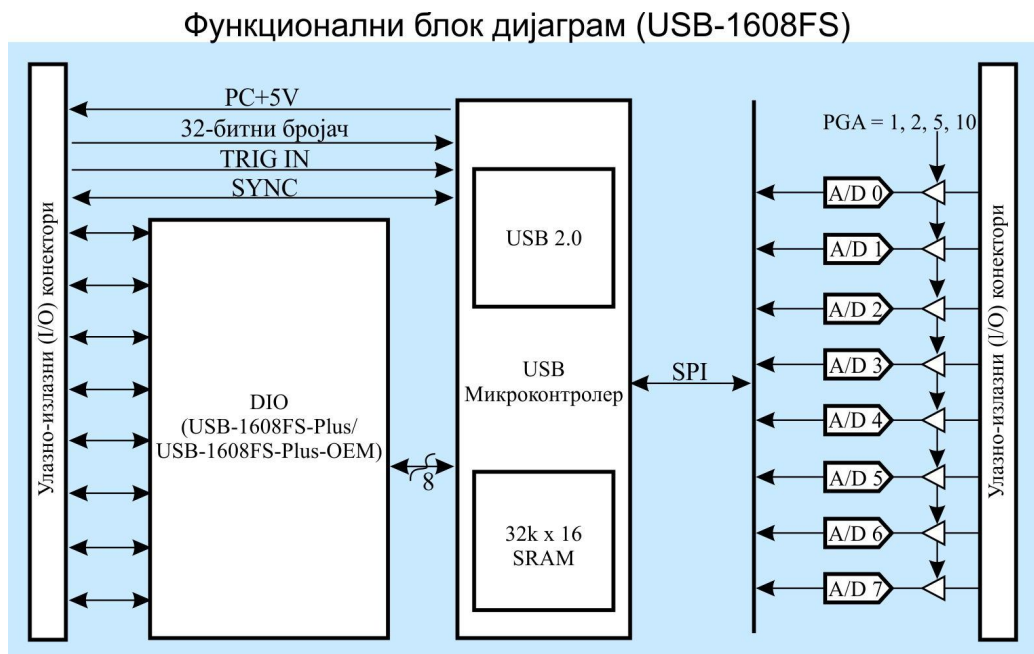
Модул PMD-1608FS обезбеђује симултано узорковање до 8 канала са 16-то битном резолуцијом. То се остварује коришћењем по једног аналогно/дигиталног (A/D) конвертера по каналу. Аналогни улазни опсег сваког канала се подешава независно, софтверским путем. Осам дигиталних улазно–излазних линија (IO) се независно једна од друге конфигуришу, тако да могу да се користе као улазне или као излазне линије. Уграђен 32-битни бројач може да се користи за мерење TTL импулса. PMD-1608FS се напаја из извора од +5 V преко USB везе са рачунара, без потребе за спољашњим напајањем.

Контролна линија за синхронизацију (SYNC) омогућава синхронизацију два PMD-1608FS модула за аквизицију података, и истовремено прикупљање података са 16 аналогних улаза.

Модул за аквизицију података PMD-1608FS је приказан на сликама 4.25 и 4.26.



Слика 4.25 Модул за аквизицију података PMD-1608FS



Слика 4.26 Функционални блок дијаграм (енг. *Series Block Diagram*) модула за аквизицију података PMD-1608FS

### 4.3. Експериментална испитивања

У претходном излагању је на поменуто да се експериментална опрема састоји од: електромотора који погони систем на коме се ослањају котрљајни лежајеви који се испитују, давача убрзања, АД конвертора (PMD-1608FS) и рачунара за чување резултата експерименталних истраживања. Вратило погоњено електромотором се ослања на КОУО 6302 котрљајним лежајевима. Давач убрзања је позициониран врло близу лежајева, при чему се добијени сигнал чува на рачунару. При скупљању серија података користе се аналогно–дигитални претварач и одговарајући софтвер. Цео систем је монтиран на масивној металној плочи. Монтажа је комплетирана применом специфичних подметача, израђених од гуме (уретана) тврдоће 90 Shore (чије су особине дате на слици 4.27), како би се смањиле вибрације и бука које се из околине преносе на котрљајне лежајеве.

Материјал	Особине					
Етер-полиуретан	Одликује се механичком чврстоћом. Има ниску отпорност на топлоту и хемијске утицаје. Отпорност на влагу је вишеструко боља него код естар-полиуретана. Има високу отпорност на ударе (жилавост).					
Естар-полиуретан	Одликује се механичком чврстоћом, али има ниску отпорност на топлоту и хемијске утицаје. Има 30 до 100 % већу механичку чврстоћу у односу на етер-полиуретан. Супериоран је у погледу отпорности на уља у односу на етарске полиуретане. Има ниску отпорност на ударе.					
Предмет	Јед.	Уретанска гума (енг. <i>Urethane Rubber</i> )				
Тврдоћа	Shore A	95	90	70	50	30
Специфична тежина	-	1.13	1.13	1.2	1.15	1.2
Затезна чврстоћа	МПа	44.1	44.6	31.3	27.4	18.5
Издужење	%	400	530	650	690	600
Отпорност на високе темп.	°C	70	70	70	70	70
Отпорност на ниске темп.	°C	-40	-20	-20	-20	-20

Слика 4.27 Особине гумених ослонаца

Провера саосности вратила и верификација толеранција експерименталног уређаја се врши коришћењем координатне мерне машине као што је већ описано претходно.

- У првом, прелиминарном експерименту примењена су четири сценарија. У првом, сигнали потичу само од обртања вратила, без спољашњих стимулација. Други сценарио је исти као и први, осим што је додатно монтирано гумено ослањање. У трећем сценарију, сигнали су прикупљани у присуству спољашње стимулације изазване електромагнетним побуђивачем. На крају, четврти сценарио је исти као и трећи сценарио, осим што су коришћене и гумене подлошке за ослањање уређаја. Сигнали добијени у сва четири случаја су анализирани применом ННТ и ZAMD.
- Други корак експеримента је било проучавање могућности детекције и одређивања оштећења котрљајних лежајева, применом временско-фреквенцијских метода. У случају изолованог експерименталног уређаја и познатих променљивих, као што су димензије котрљајних лежајева и брзина обртања вратила, могуће је израчунати очекиване фреквенције узроковане оштећењима (табела 6 и слика 4.28).  
Експеримент је извршен у две серије од по 10 континуалних мерења, у трајању од по 15 s, при фреквенцији узорковања од 10000 Hz. Брзина обртања је одржавана на  $600 \text{ min}^{-1}$ , при чему није вршено оптерећивање котрљајних лежајева.

**Табела 6.** Израчунавање карактеристичне учестаности унутрашње стазе котрљања ВРФИ

Оштећења унутрашњег прстена	
$f_r$	10 Hz
$PD$	28,5 mm
$BD$	7,938 mm
$N$	7
$f_{inner}$	44,74842105 Hz

**Output**

Hertz
  CPM
  Orders

Shaft speed frequency	10,000 Hz
Inner race defect frequency (BPFI)	44,748 Hz
Outer race defect frequency (BPFO)	25,252 Hz
Cage defect frequency (FTF)	3,607 Hz
Ball spin frequency (BSF)	16,559 Hz
Rolling element defect frequency	33,118 Hz

Слика 4.28 SKF online калкулатор карактеристичних учестаности котрљајних лежајева

- Три групе података су прикупљене са експерименталног уређаја. Прва одговара неоштећеном лежају, друга одговара лежају са оштећењем унутрашње стазе и трећа одговара лежају са оштећењем котрљајног елемента. Претходно оштећене лежајеве је обезбедио произвођач KOYO.
- За експериментална испитивања су консултоване и познате базе података. Коришћена је база података са *Case Western Reserve University*. Као што је наглашено на сајту, ови експерименти са котрљајним лежајевима електромотора су покренути да би се дефинисале карактеристике Rockwell-овог IQ PreAlert система за одређивање стања котрљајних лежајева електромотора.

У тестовима је коришћен мотор снаге 1,5 kW, сензор момента оптерећења са енкодером, динамометар, и управљачка електроника. Тестирани котрљајни лежајеви су ослонци вратила електромотора. Оштећење у једној тачки котрљајног лежаја је изазвано на ерозимату при чему је пречник оштећења износио 0,1778 mm и 0,3556 mm. Коришћени су SKF лежајеви типа 6205-2RS JEM SKF. Спецификације лежајева су дате у табели 7. Више информација о овим експериментима је расположиво на web адреси:

<http://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/home>.

Табела 7. Спецификација SKF лежајева типа 6205-2RS

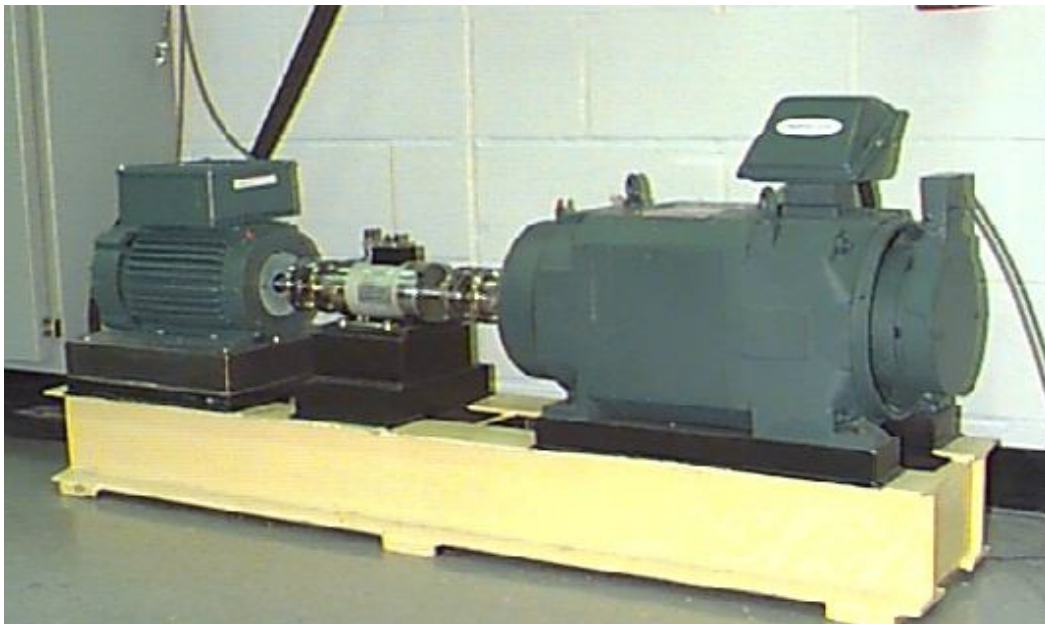
Геометријске карактеристике	Вредност, mm
Унутрашњи пречник	25
Спољашњи пречник	52
Дебљина	15
Пречник куглице	7,94
Корак	39



Коришћено је пет типова сетова података. Један добијен са неоштећеног котрљајног лежаја, два са котрљајног лежаја са оштећењем унутрашње стазе котрљања и два са котрљајног лежаја са оштећеним котрљајним елементима. Информације о ових пет сетова података су приказане у Табели 8. Учестаност узорковања је износила 12000 Hz а брзина обртања  $1979 \text{ min}^{-1}$  у свим случајевима. Фотографски приказ експерименталне опреме је дат на слици 4.29.

**Табела 8.** Информације о подацима преузетим из литературе

Оштећење	Пречник оштећења, mm
Неоштећен	0
Унутрашња котрљајна стаза	0,1778
Спољашња котрљајна стаза	0,3556
Котрљајни елемент	0,1778



Слика 4.29 Експериментална опрема са интернета

Подаци о вибрацијама су прикупљени коришћењем давача убрзања, причвршћених на кућиште помоћу магнетног држача. Давачи убрзања су постављени на позиције које стоје у позицији од 12 сати на оба краја, тј. и на погонском крају и на крају где се налази вентилатор за хлађење електромотора. Такође, у току неких експеримената, давач убрзања је био постављен и на базну плочу на коју се ослања електромотор. Сигнали вибрација су бележени помоћу 16-каналног DAT recorder-a, и обрађивани у Matlab програмском окружењу. Све датотеке са подацима су Matlab (\*.mat) формата. Дигитални подаци су прикупљани са фреквенцијом

узорковања од 12000 Hz. Такође је вршено и прикупљање података са фреквенцијом узорковања од 48000 Hz. Подаци о погонском броју обртаја и снази израженој у коњским снагама (енг. *horsepower*) (hp) су бележени ручно, коришћењем сензора момента оптерећења са енкодером.

Оштећење котрљајне стазе је стационарно оштећење, тако да релативно позиционирање оштећења у односу на зону оптерећења лежаја има директан утицај на вибрациони одговор система електромотор/котрљајни лежај. Да би се оценио овај ефекат, вршени су експерименти са котрљајним лежајевима на оба краја електромотора, погонском и крају са вентилатором за хлађење мотора, при чему је оштећење стазе котрљања лежаја позиционирано на 3 сата (директно у зони оптерећења), на 6 сати (нормално у односу на зону оптерећења) и на 12 сати.

# Поглавље 5

---

## 5. Резултати и дискусија

### 5.1. ZAMD и ННТ при детекцији изобличења сигнала због спољашњег импулса

Дијагностика машина је једно од важних поља истраживања, које захтева мулти-дисциплинарни приступ. Уобичајено је да машине раде у компликованим, несигурним и променљивим условима. Од добре дијагностичке методологије се очекује да функционише у тешким условима. Рана и прецизна дијагностика оштећења котрљајних лежајева је важна за побољшање поузданости и функције механичких система уопште. Сигнали, чак и у експерименталним условима, а посебно у индустријским условима праћења и контроле, могу да буду помешани са шумовима околине. Посебно неповољни утицај има ударни (импулсни) шум, проузрокован спољашњом стимулацијом, нпр. хидрауличким чекићем. Он може да изазове снажне и компликоване интерференције и може да доведе до погрешних закључака у погледу стања котрљајног лежаја. Са друге стране, избегавање спољашњих стимулација применом оптимизованог ослањања машине, иако витално, није увек могуће у индустријским условима.

Сврха дела истраживања ове докторске дисертације је анализа и процена ослањања експерименталног уређаја како би се идентификовала нелинеарна изобличења сигнала изазвана спољашњим стимулацијама.

У том циљу, примењене су две методе обраде сигнала: Зао-Атлас-Маркова временско-фреквенцијска расподела (ZAMD) и Хилберт-Хуангова трансформација (ННТ) за анализу нестационарних сигнала снимљених у току тестова на котрљајним лежајевима. Применом ових двеју метода на сигнале вибрација са експерименталног уређаја под дејством спољашње стимулације, добијени су упоредни резултати.

Котрљајни лежајеви се широко примењују у многим врстама механичких система високих перформанси и самим тим и високе вредности, као што су ротационе машине. Оштећења која се појављују код лежајева могу да доведу до фаталних отказа на машинама, као и до губитака у производњи, тако да је веома важно развијање метода за предвиђање и дијагнозу оштећења котрљајних лежајева.

Већина дијагностичких модела се заснива на аквизицији сигнала са механичког уређаја или постројења употребом давача убрзања или давача брзине. При томе се покушава да се уочи разлика између сигнала снимљених са котрљајног лежаја без икаквог додатног шума из околине и оних примљених са котрљајног лежаја који је изложен одговарајућим индустријским шумовима. Конкретно говорећи, индустријски шум утискује импулсе у сигнал.

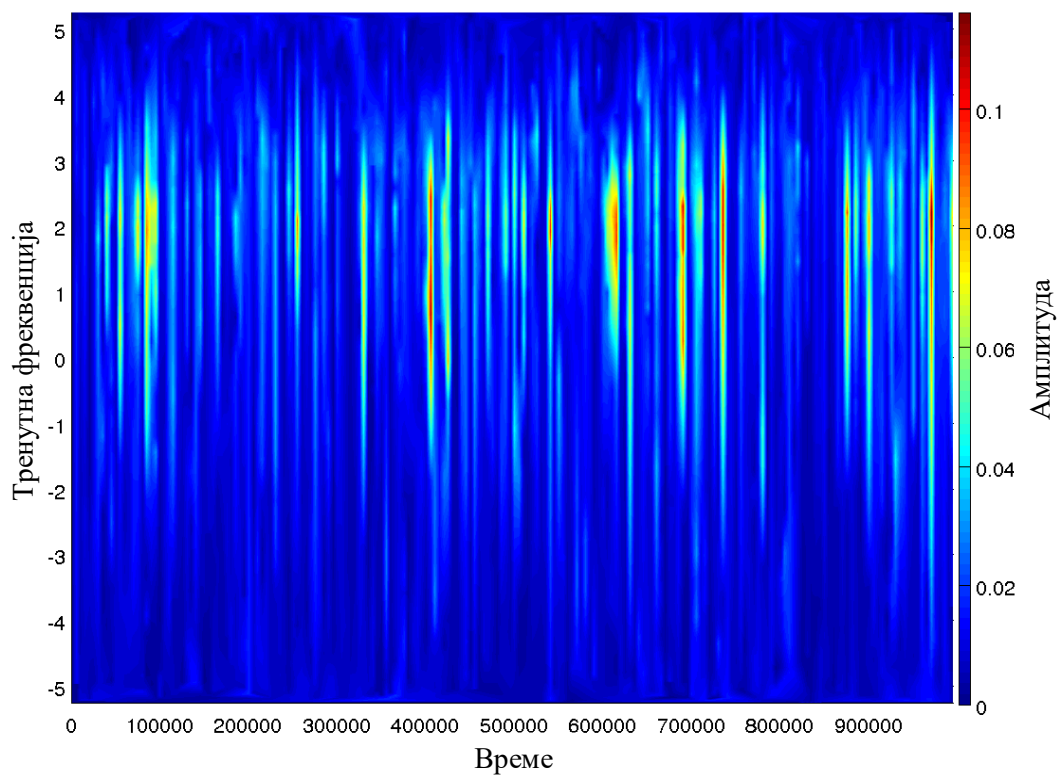
Осим тога, развијене су многе врсте обраде сигнала, и без изузетка, њихова срж су различите технике анализе сигнала.

Сигнали су добијени са пројектованог уређаја за испитивање са вратилом које се ослања на котрљајним лежајевима са жљебом, при броју обртаја од  $2800 \text{ min}^{-1}$  при дејству спољашње побуде од 5 N.

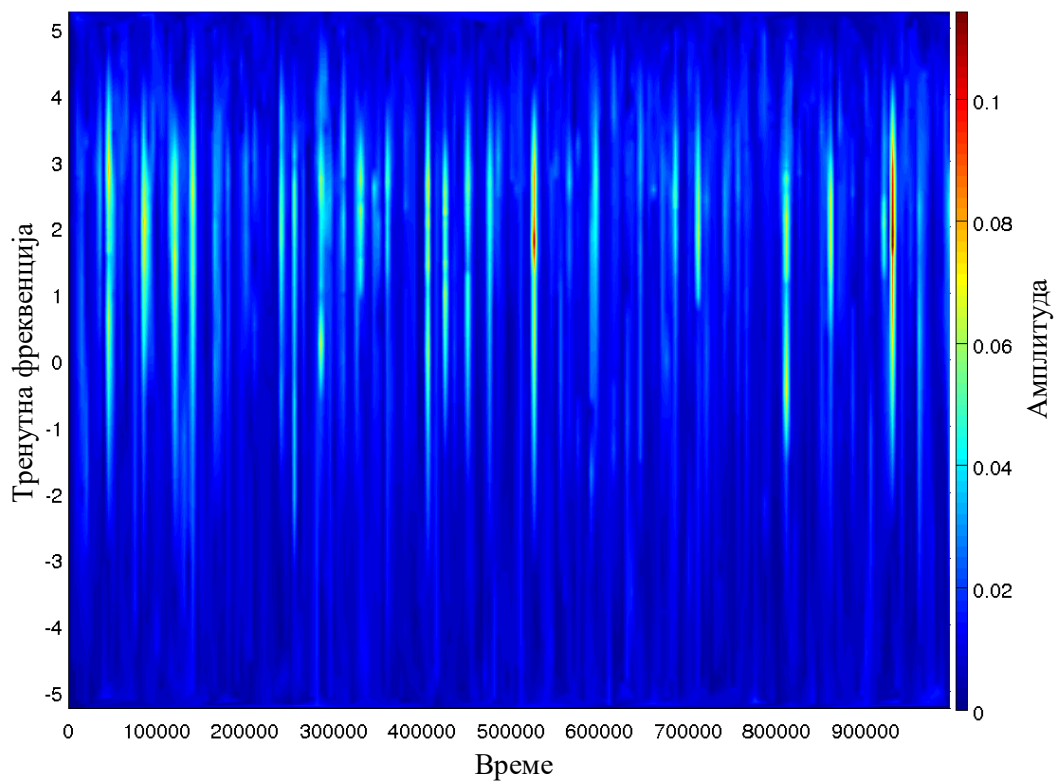
Циљ истраживања је разматрање утицаја различитих спољашњих стимулација на карактеристичне учестаности које се јављају у току рада пројектованог уређаја за експериментална испитивања, као и ефеката постављања котрљајних лежајева на пригушење ових побуда. Традиционалне технике обраде сигнала се примењују искључиво у фреквенцијском домену. Међутим, у овом случају тешко је ефективно применити технике филтрирања на нестационарним и нелинеарним сигнаlima који се јављају у нелинеарним условима. Фреквенцијска анализа нелинеарних и нестационарних сигнала доводи до појављивања хармоника у широком фреквенцијском опсегу. Због тога су таласни облици основних модова изван пропусног опсега филтра деформисани.

Пројектовани уређај за испитивања се употребљава за процену нелинеарних дисторзија сигнала проузрокованих спољашњим стимулацијама. Сигнали са експерименталног уређаја су процесирани коришћењем ZAMD и ННТ. Четири сценарија су примењена, зависно од тога да ли јесу или нису коришћене гумене подлошке за ослањање, односно да ли је примењивана спољашња стимулација системом за спољашњу побуду.

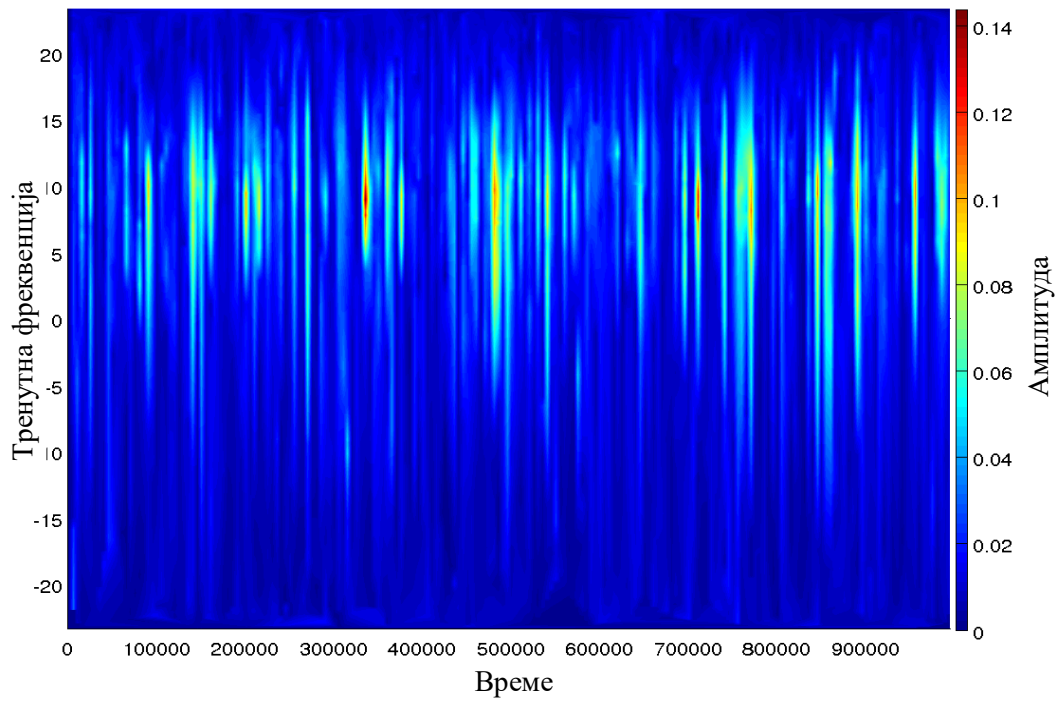
На сликама 5.1 до 5.8 су илустровани резултати ННТ и ZAMD метода у зависности од четири различита сценарија која су примењена. Као што је и објашњено изнад, ZAMD обезбеђује бољу резолуцију и самим там даје јасније резултате него ННТ. Упоредивањем резултата на сликама 5.1, 5.3, 5.5 и 5.7 по реду, са резултатима на сликама 5.2, 5.4, 5.6 и 5.8 јасно се примећује разлика у односу на присуство или одсуство гумених подлошки за ослањање. Очигледно је да се без еластичног ослањања појављују високе фреквенције (видети ZAMD дијаграме) уз такође повишене вредности амплитуда. До овога долази због директног утицаја било које побуде на мерне тачке.



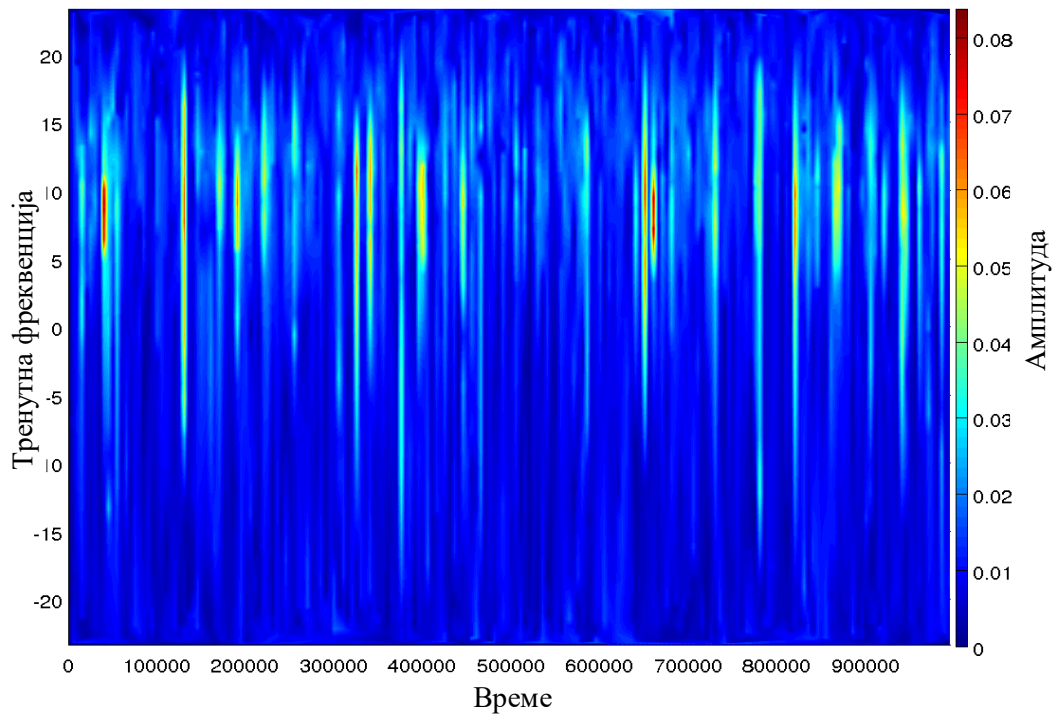
Слика 5.1 ННТ сигнала са вратила у току обраћања



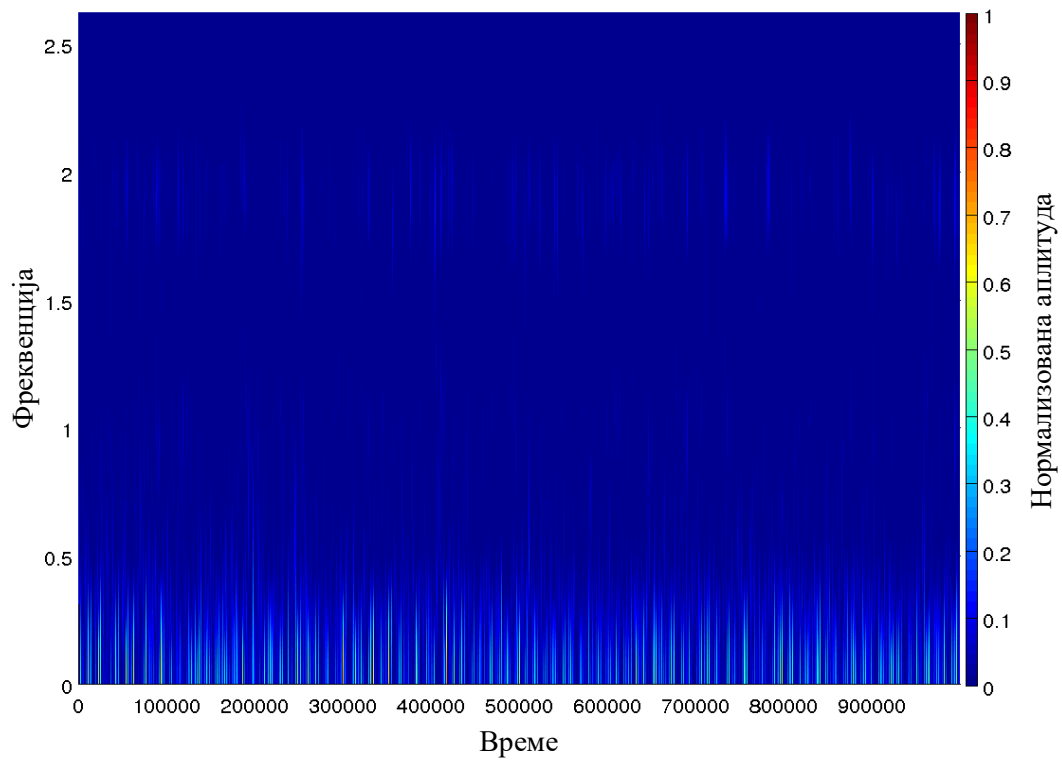
Слика 5.2 ННТ сигнала са вратила у току обраћања, при коришћењу гумених подлошки за ослањање



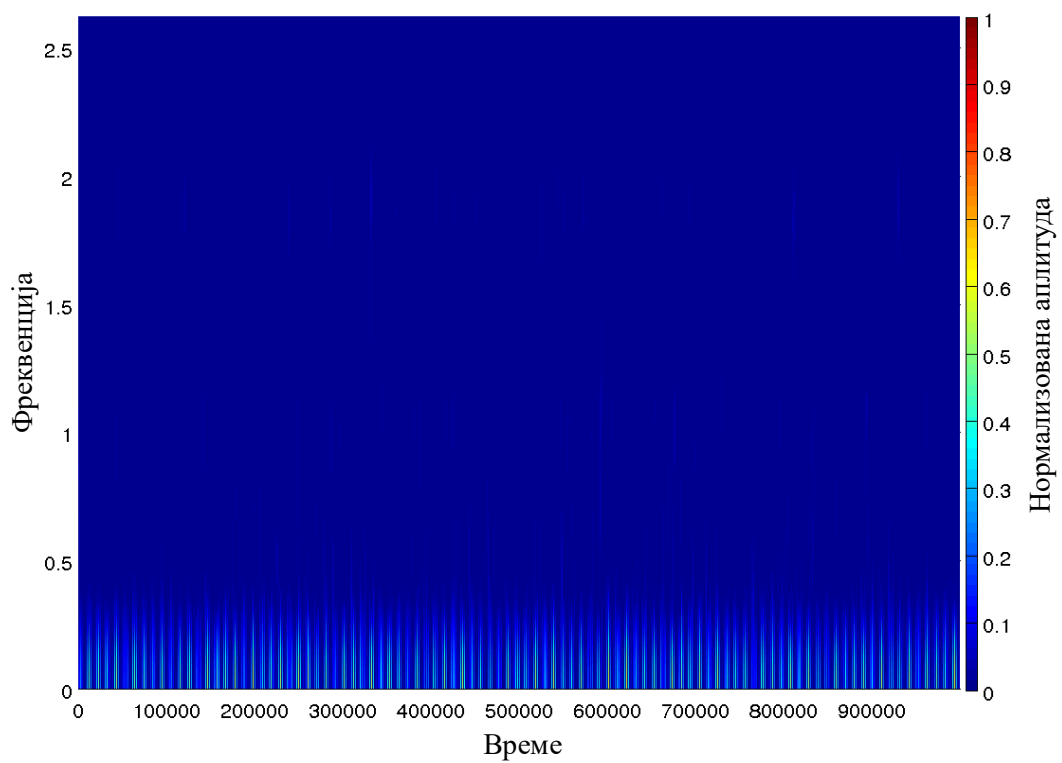
Слика 5.3 ННТ комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде вратила



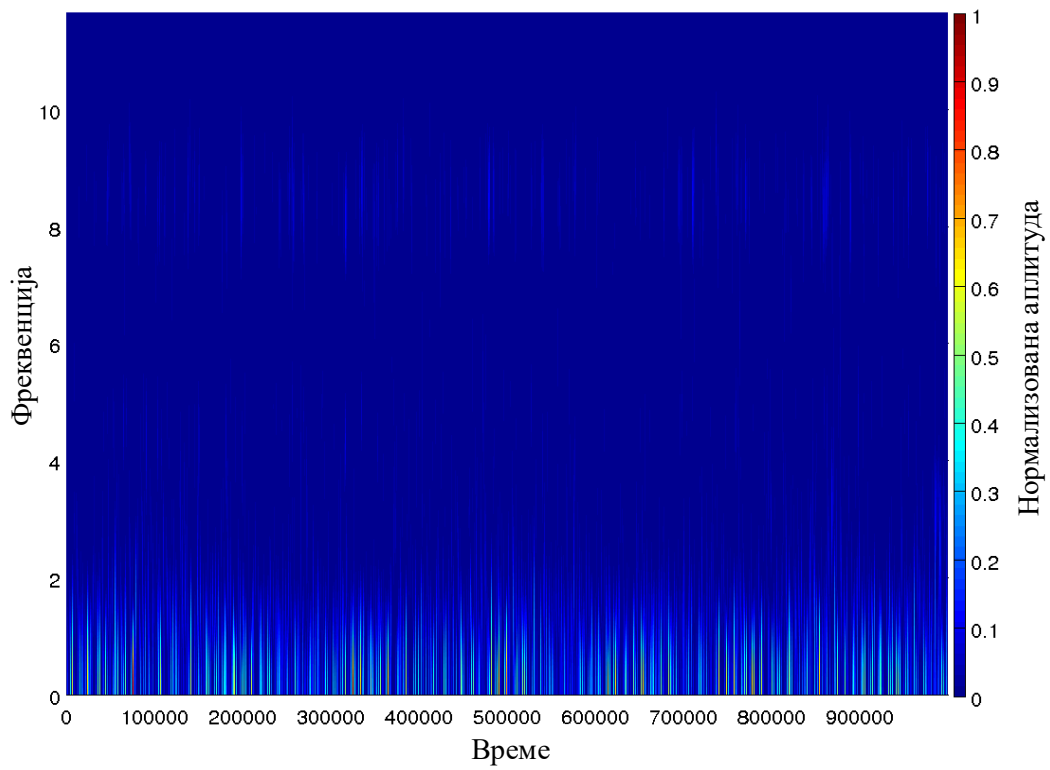
Слика 5.4 ННТ комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде при коришћењу гумених подлошки за ослањање



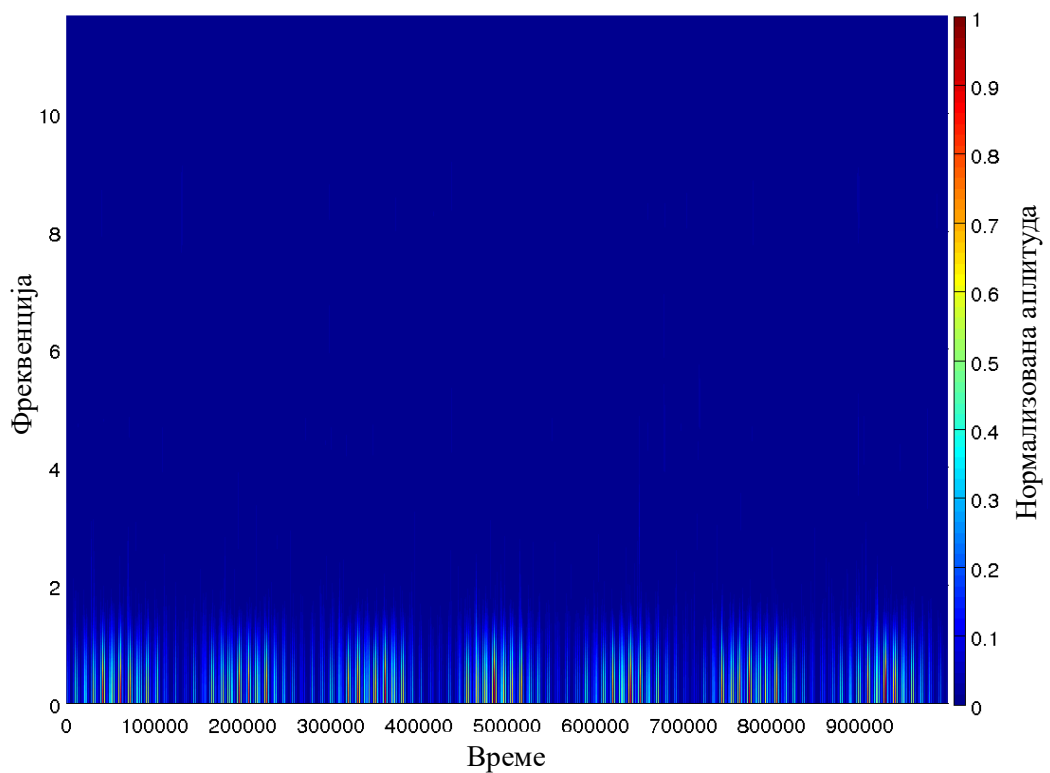
Слика 5.5 ZAMD сигнала са вратила у току обртања



Слика 5.6 ZAMD сигнала са вратила у току обртања, при коришћењу гумених подлошки за ослањање



Слика 5.7 ZAMD комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде



Слика 5.8 ZAMD комбинованог сигнала који је резултат обртања вратила и спољашње побуде при коришћењу гумених подлошки за ослабање



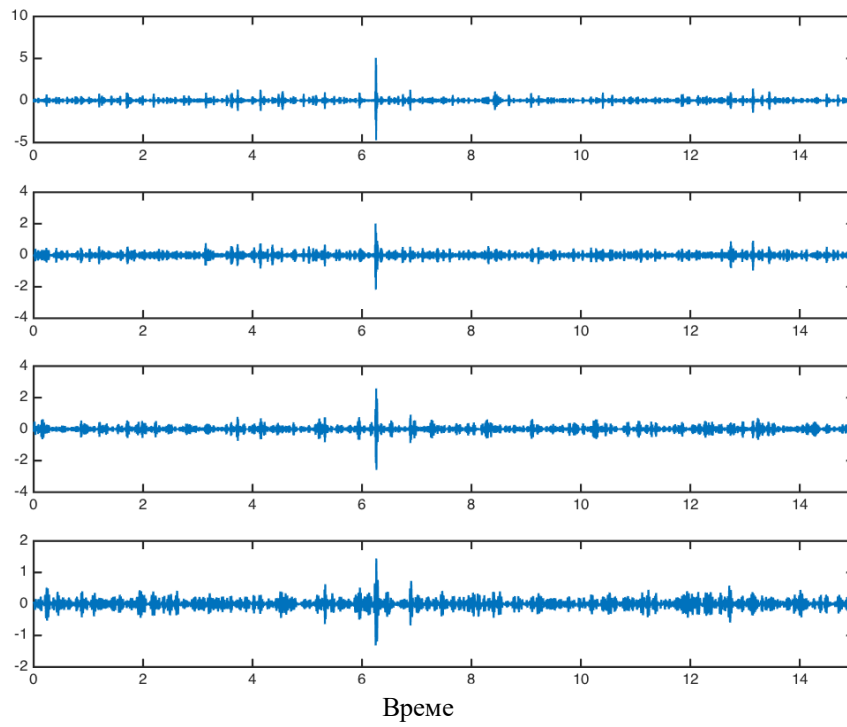
Коришћење ZAMD методе такође има једну велику предност. Упоредивање слика 5.5 и 5.7 или 5.6 и 5.8 показује, да постојање спољашње побуде врши модулацију спектра у временском домену. Овај тип модулације може да се искористи као дијагностички критеријум за идентификацију постојања спољашње побуде. Очигледно је да је модулација видљивија на сликама 5.6 и 5.8 у случају када су коришћене гумене подлошке за ослањање. Самим тим, коришћење ZAMD у комбинацији са одговарајућим ослањањем игра значајну улогу у идентификацији спољашњих побуда.

## 5.2. EMD и маргинална спектрална анализа

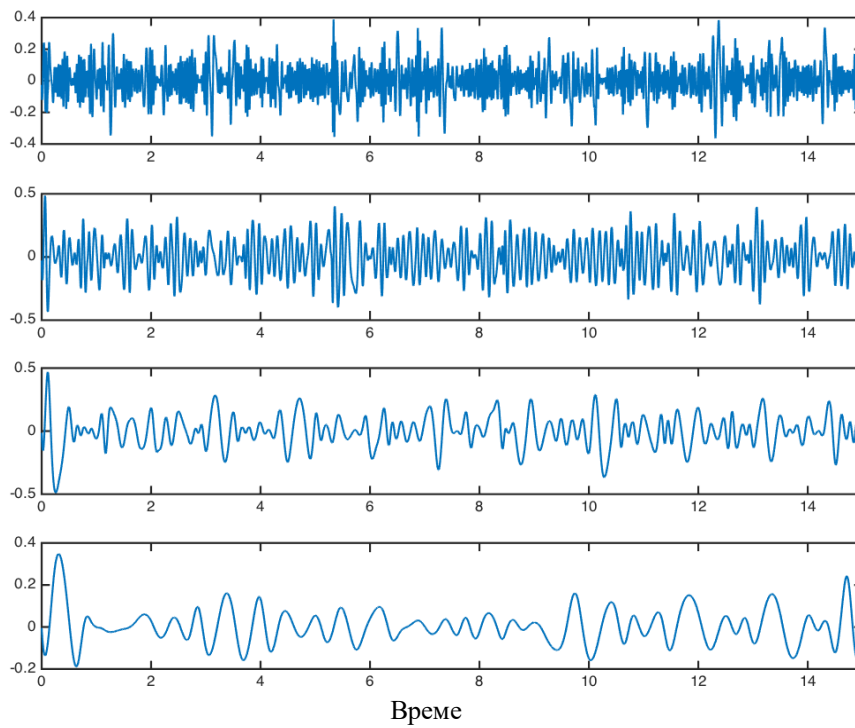
У овом делу се процењује способност емпиријске методе разлагања сигнала на функције, за детекцију и описивање оштећења котрљајних лежајева. Са изолованим експерименталним уређајем и познатим променљивама, као што су димензије котрљајног лежаја и брзина обртања вратила, могуће је израчунавање очекиваних фреквенција генерисаних оштећењима. Сваког тренутка када котрљајни елемент дође у контакт са присутним оштећењем, генерише се један краткотрајни импулс. Функције унутрашњих флукуација (енг. *Intrinsic Mode Functions* – IMF) издвојене помоћу EMD, образују спектар, који пружа увид у разматрани феномен са Хилбертовом спектралном анализом.

Сваки IMF се подвргава маргиналној спектралној анализи, што омогућава фокусирање на специфичне фреквенције. Резултати показују да је ова метода поуздан алат за обраду нелинеарних и нестационарних сигнала и да се њоме детектују–одређују оштећења котрљајних лежајева.

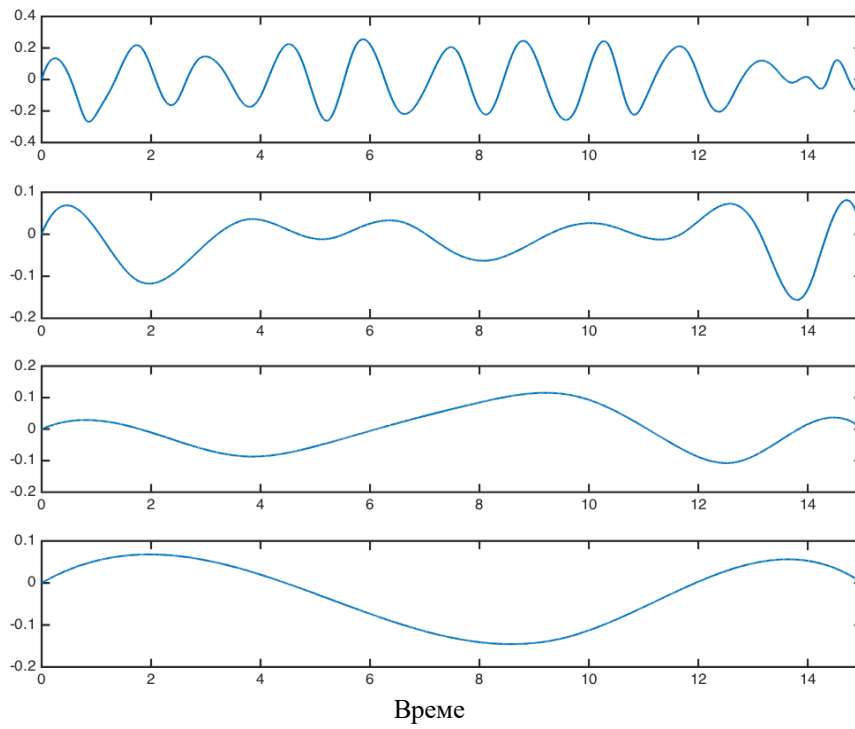
IMF-ови издвојени помоћу EMD, који садрже круцијалне информације о кугличним лежајевима, као и преостали део сигнала су приказани на сликама 5.9 до 5.11 и 5.12.



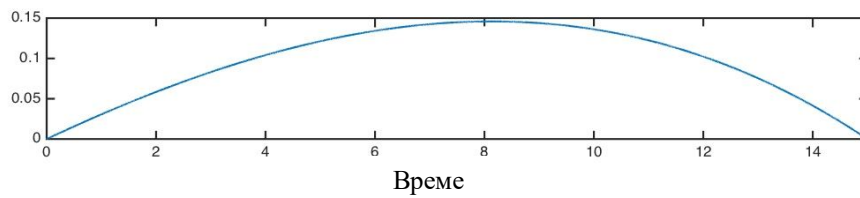
Слика 5.9 IMF-ови 1-4 у функцији протеклог времена



Слика 5.10 IMF-ови 5-8 у функцији протеклог времена

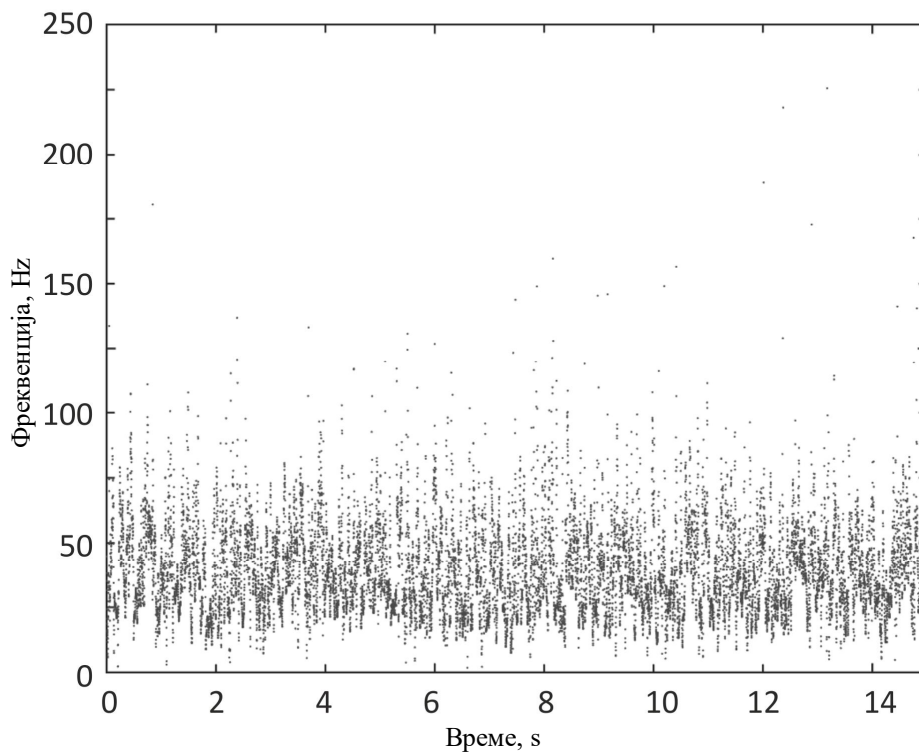


Слика 5.11 IMF-ови 9-12 у функцији протеклог времена

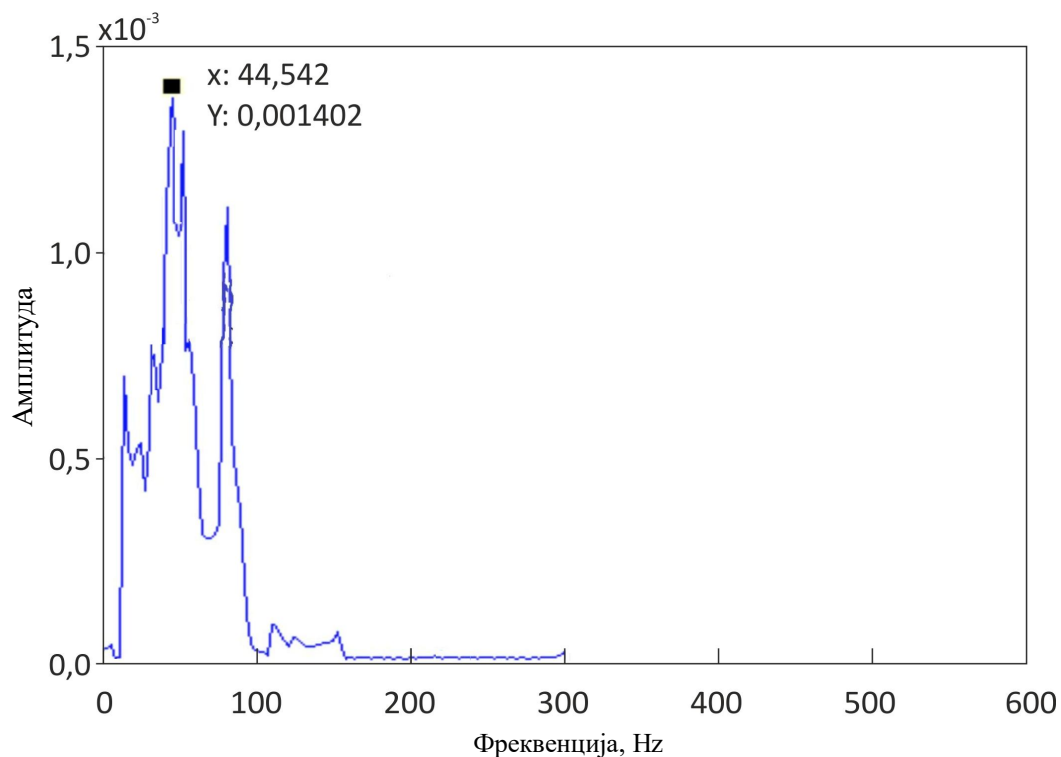


Слика 5.12 Преостали сигнал у функцији протеклог времена

Хилбертов спектар је приказан на слици 5.13, док је маргинални спектар дат на слици 5.14.



Слика 5.13 Хилбертова спектрална анализа у функцији протеклог времена



Слика 5.14 Маргинална спектрална анализа – промена амплитуде (енг. *Amplitude*) у функцији учестаности (енг. *Frequency*) вибрација

Напоменимо, да је сигнал добијен мерењем модулисан. За даљу обраду, сигнал мора прво да се демодулира како би се омогућило издвајање високих фреквенција. Због тога, анализа и обрада почињу израчунавањем обвојнице сигнала, након чега се примењује EMD метода на резултујући сигнал.

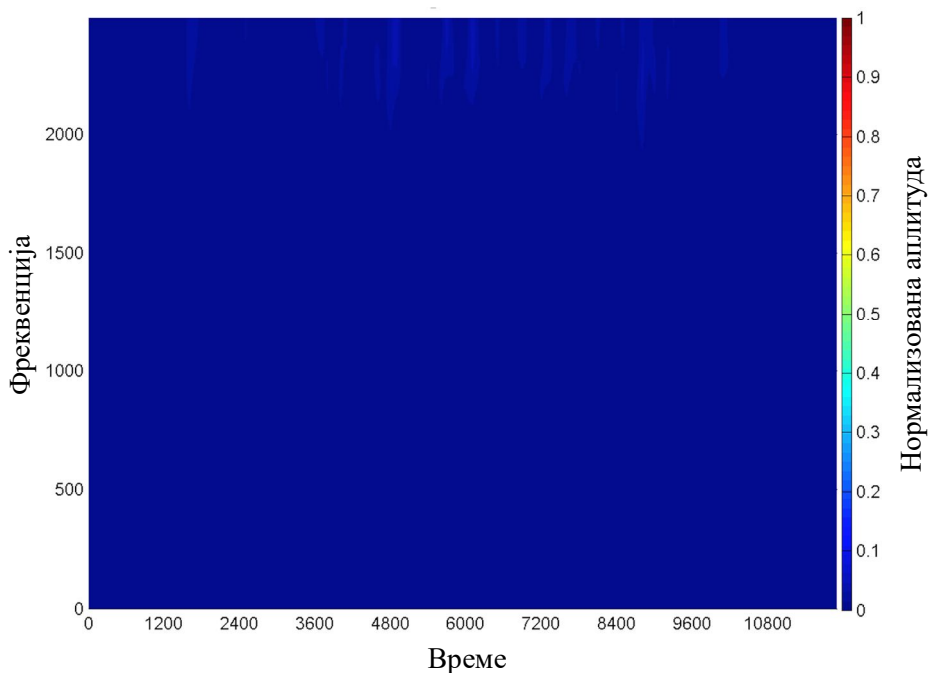
У табели 6 и на слици 4.28 су дате карактеристичне фреквенције кугличног лежаја KOYO 6302 који је коришћен у експерименталним испитивањима.

Из Хилбертовог спектра се јасно види концентрација сигнала на 50 Hz и око те вредности. Из маргиналне спектралне анализе следи да је максимална вредност на 44,54 Hz. Самим тим, са сигурношћу можемо да тврдимо да је оштећење кугличног лежаја позиционирано на унутрашњој котрљајној стази.

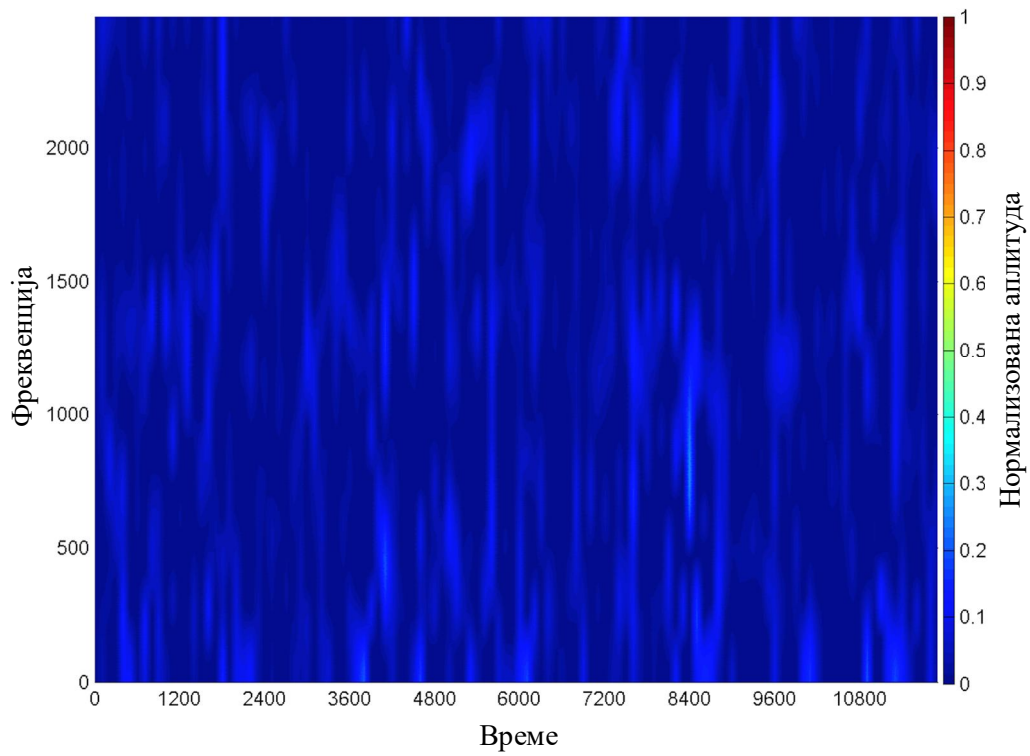
### 5.3. Зао-Атлас-Маркова расподела

Иако су котрљајни лежајеви до сада детаљно проучавани применом великог броја метода, у овој докторској дисертацији је представљена другачија примена временско-фреквенцијске методе за анализу, која се назива Зао-Атлас-Маркова расподела (ZAMD). При примени ове методе коришћени су подаци из литературе. Резултати потврђују способност методе за детекцију деградације елемената котрљајних лежајева.

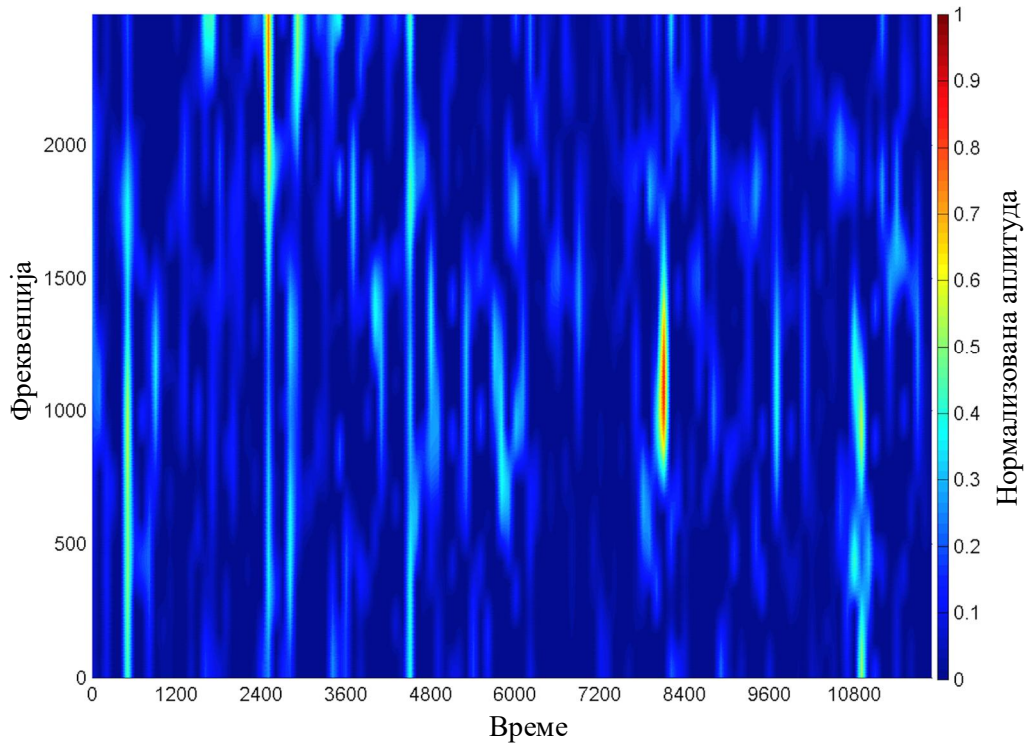
Сваки спектар је нормализован у односу на максималну вредност спектра из свих разматраних датотека. На овај начин могуће је упоређивање између два или више сигнала.



Слика 5.15 Неоштећен лежај (литература)



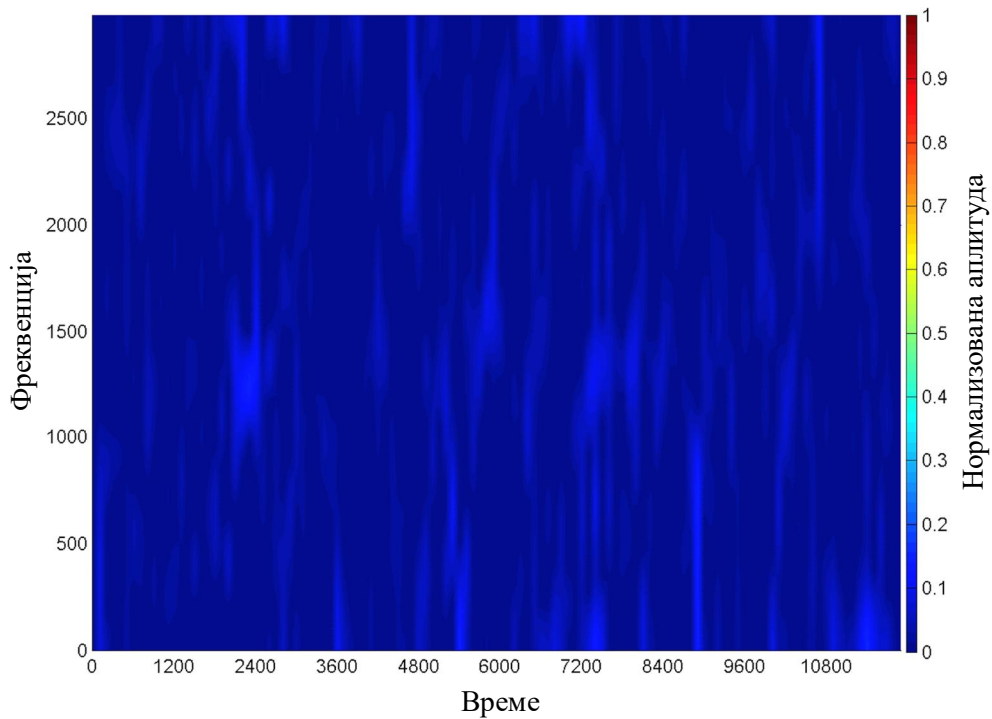
Слика 5.16 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,1778 mm)



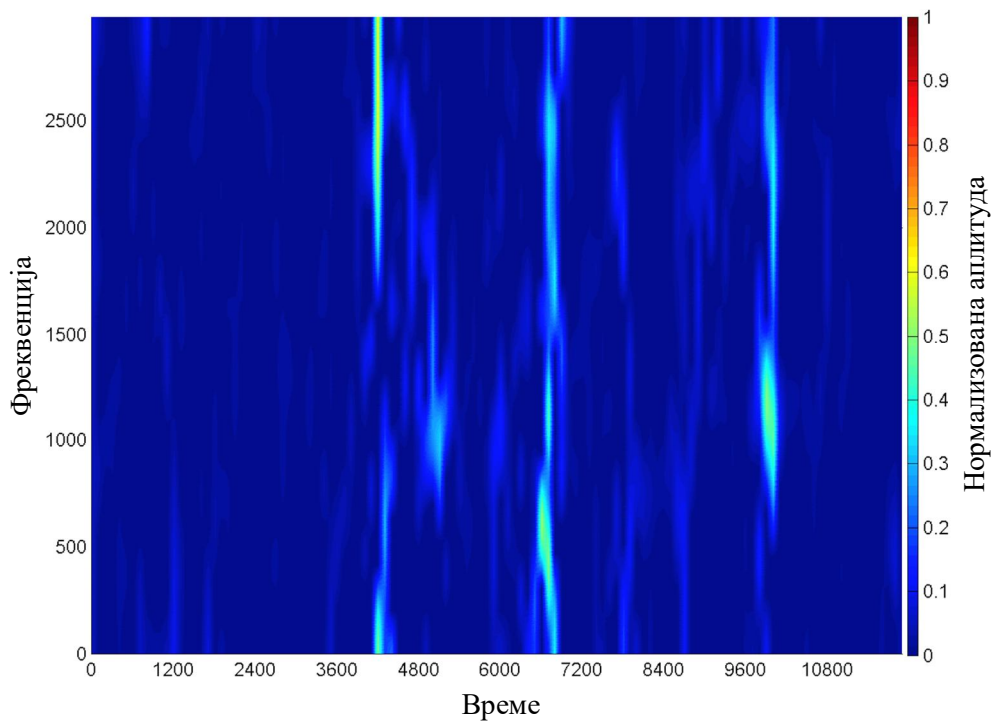
Слика 5.17 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,3556 mm) (литература)

Очигледно је да оштећење проузрокује промене спектра, као што је и показано на сликама 5.16 и 5.17, које се односе на унутрашњу котрљајну стазу.

Упоредивање слика 5.16 и 5.17 или упоређивање било које од ових двеју слика са сликом 5.15 показује да амплитуде хармоника спектра зависе од пречника оштећења. Упоредивањем слика 5.18 и 5.19 изводи се идентични закључак.



Слика 5.18 Оштећење котрљајног елемента (0,1778 mm) (литература)



Слика 5.19 Оштећење котрљајног елемента (0,3556 mm) (литература)

## 5.4. Хилберт – Хуангова трансформација потпомогнута шумом

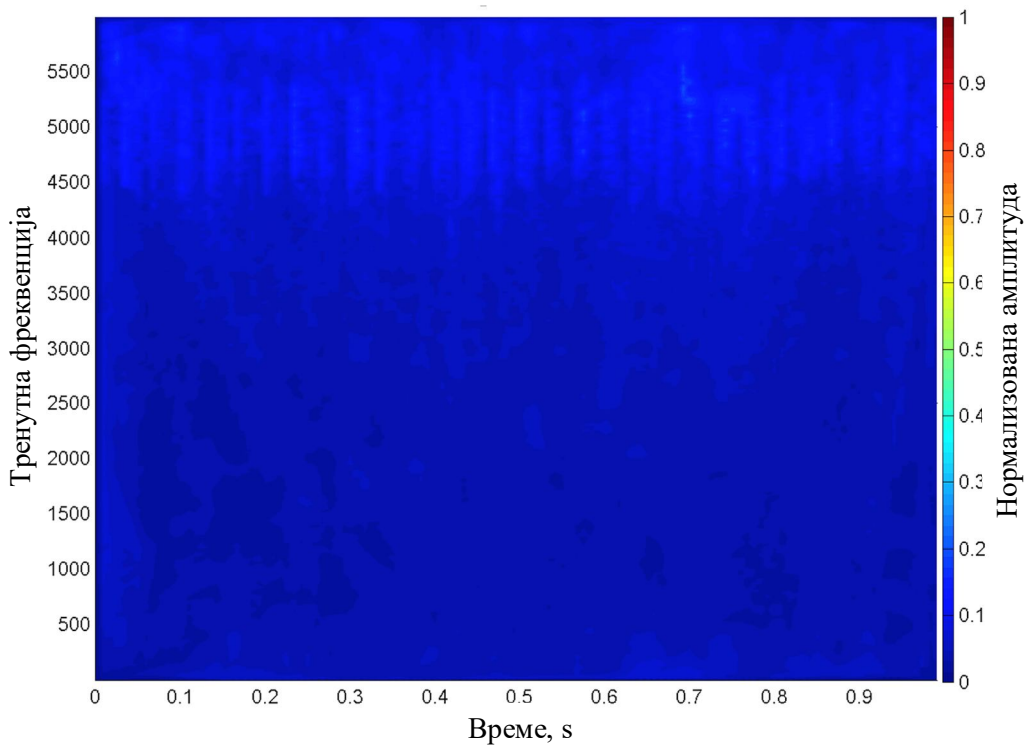
За процену предложене методе, коришћене су две врсте података. Прва врста података је доступна и преузета је са интернета, док је друга врста података добијена коришћењем развијеног експерименталног уређаја, за различите пречнике котрљајних лежајева и разна оштећења.

Метода се састоји од два дела, први је СЕЕМДАН, у оквиру ког се сигнал декомпонује у скуп IMF-ова.

Други део методе чини примена HSA на претходно издвојене IMF-ове. На овај начин, конструише се спектар на основу IMF-ова, чиме се добија свеобухватнији увид у разматрани феномен. На овај начин се приказују амплитуде и тренутне фреквенције као и комбинације података многобројних IMF-ова у виду јединственог, јасног спектра.

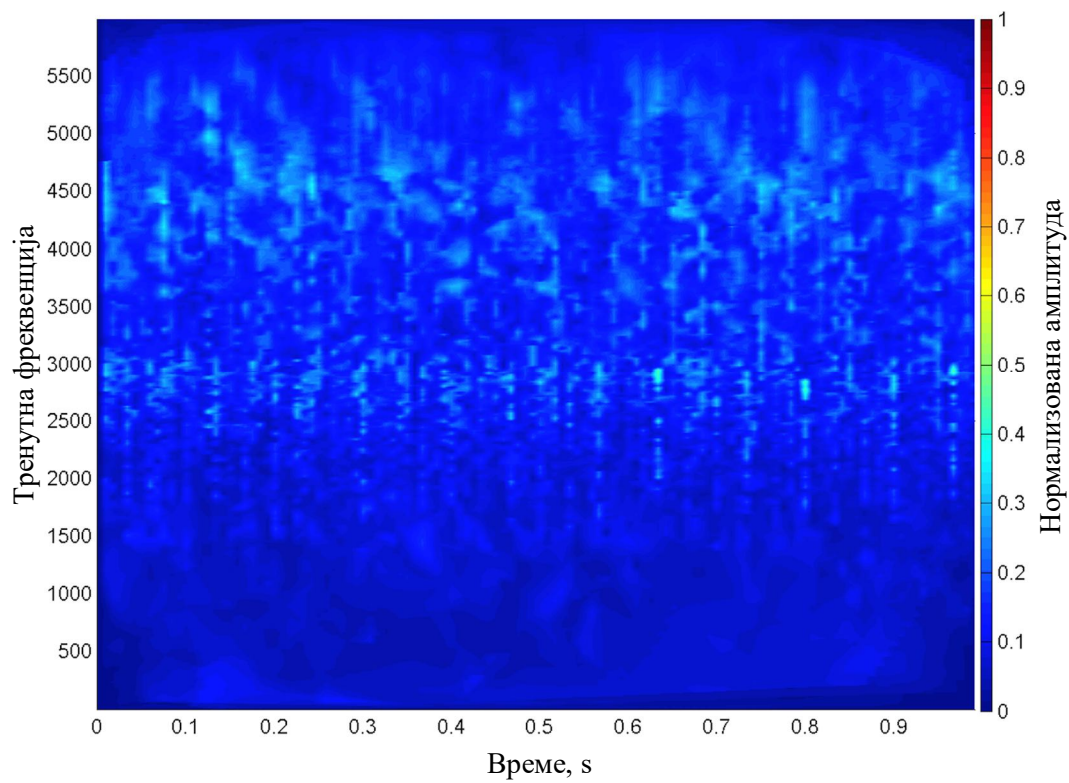
Хилбертови спектри приказани на сликама 5.20 до 5.24 одговарају подацима преузетим са интернета, док су на сликама 5.25 до 5.26 приказани спектри који одговарају експериментално одређеним подацима.

Сваки спектар је нормализован у односу на максималну вредност спектра, из свих разматраних датотека. На овај начин омогућено је упоређивање два или више сигнала.

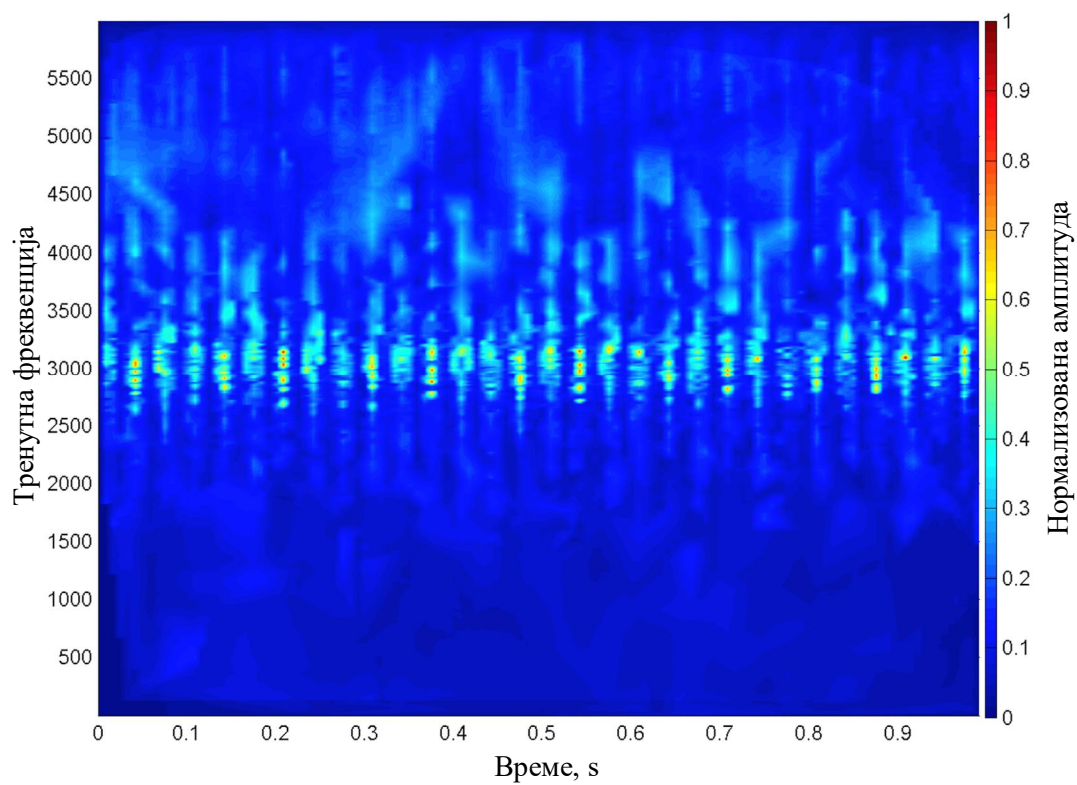


Слика 5.20 Неостећени лежај (литература): Хилбертов спектар





Слика 5.21 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,1778 mm) (литература):  
Хилбертов спектар

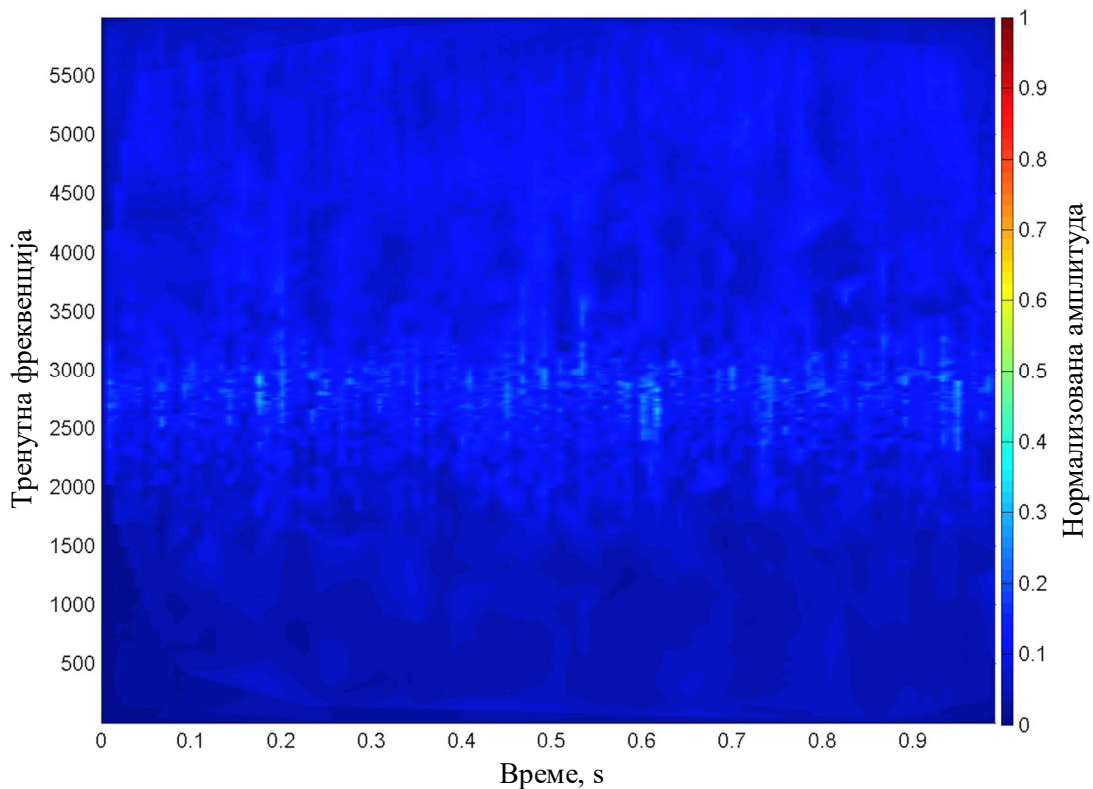


Слика 5.22 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (0,3556 mm) (литература):  
Хилбертов спектар

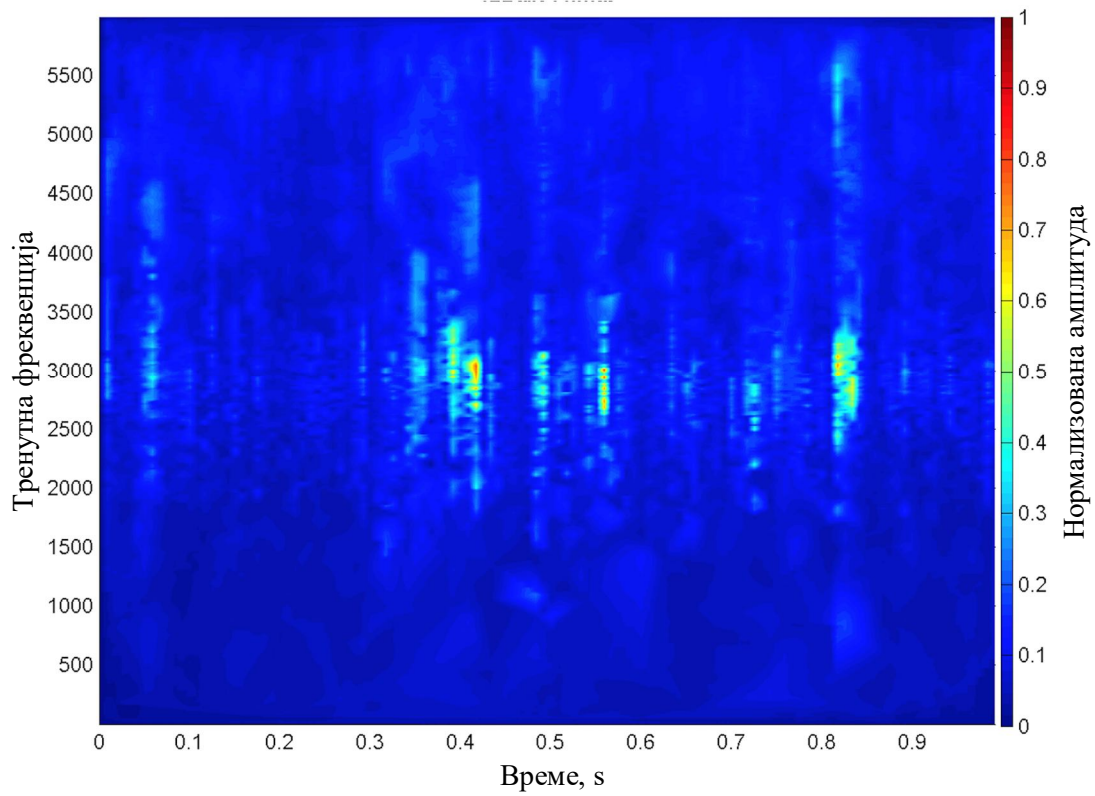
Очигледно је да оштећење доводи до промена у спектру као и у распрострањености IMF-ова, као што је показано на сликама 5.21 и 5.22, код оштећења унутрашње котрљајне стазе.

Упоредивањем слика 5.23 и 5.24, или поређењем било које од ових двеју слика и слике 5.20, видимо да амплитуде хармоника и распрострањеност IMF-ова у спектру зависе од пречника оштећења. Евидентно је да је спектрални садржај на слици 5.22 шири него на слици 5.21. Истоветни закључак се изводи поређењем слика 5.23 и 5.24. Са повећањем оштећења котрљајног елемента расту и амплитуде хармоника, заједно са распрострањеношћу IMF-ова. Упоредивањем слика 5.21 и 5.22 са сликама 5.23 и 5.24 по реду, можемо да идентификујемо разлику спектра зависно од позиције оштећења.

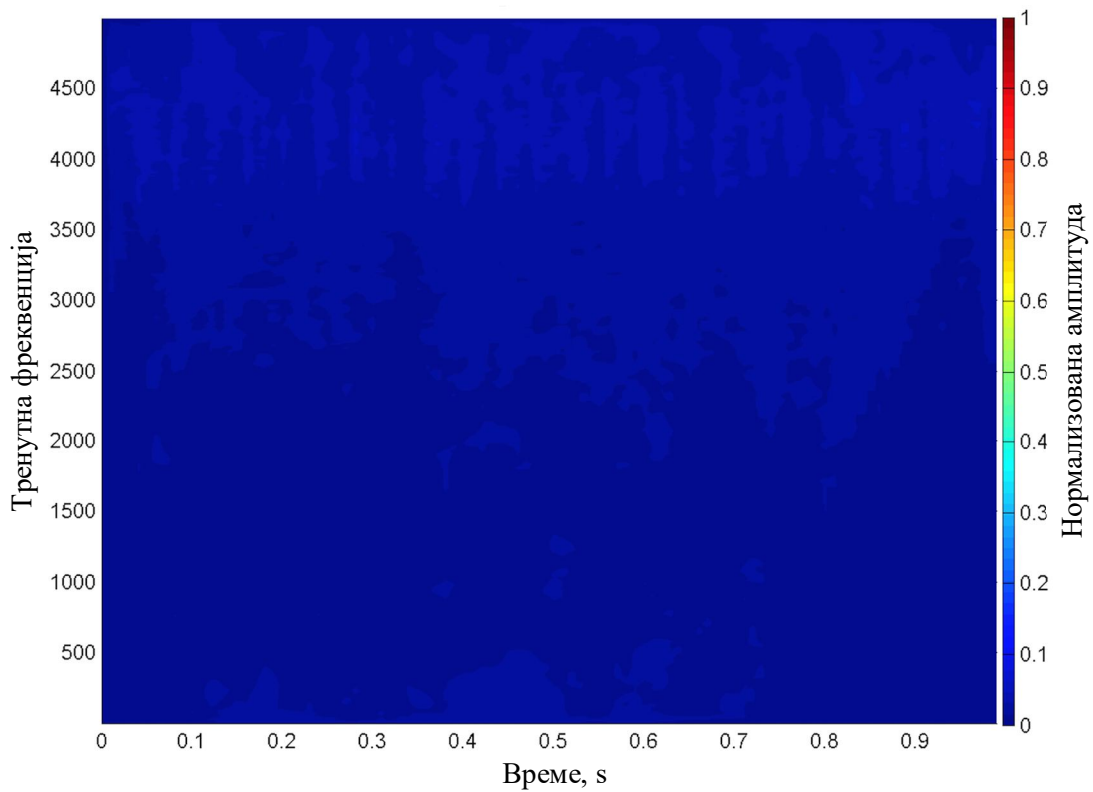
Упоредивањем слика 5.25, 5.26 и 5.27, добијених на основу података прикупљених са експерименталног уређаја, потврђује се да зависно од типа оштећења долази до промене спектра.



Слика 5.23 Оштећење котрљајног елемента (0,1778 mm) (литература): Хилбертов спектар

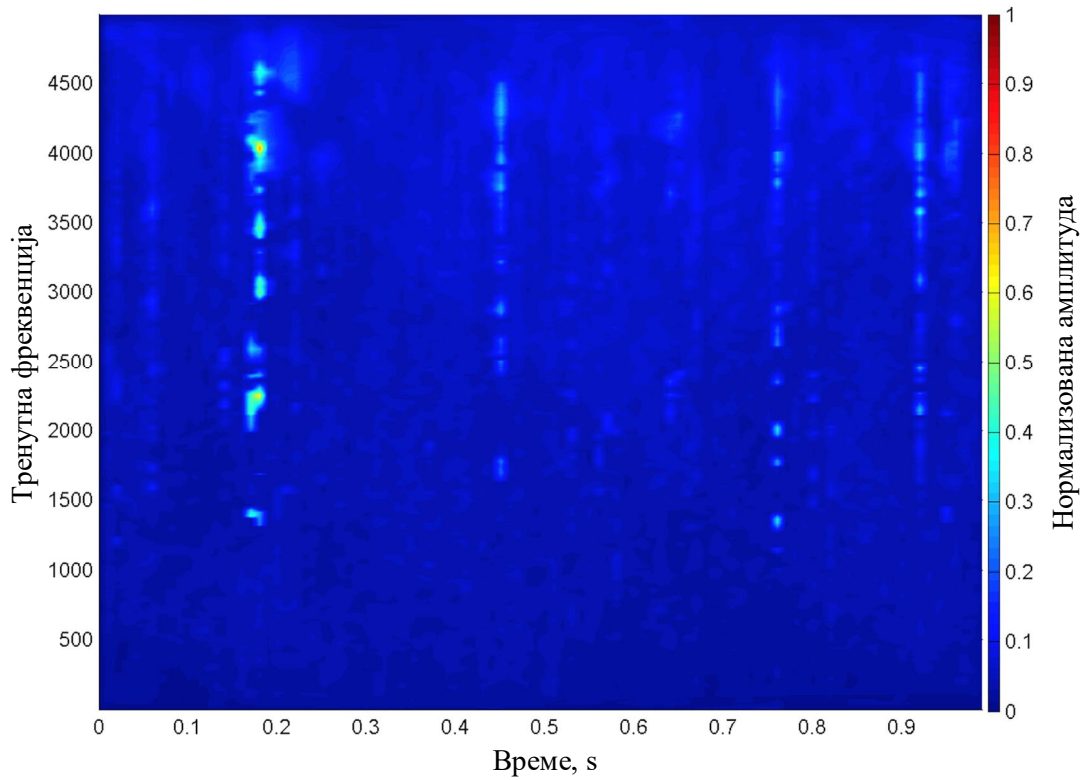


Слика 5.24 Оштећење котрљајног елемента (0,3556 mm) (литература): Хилбертов спектар

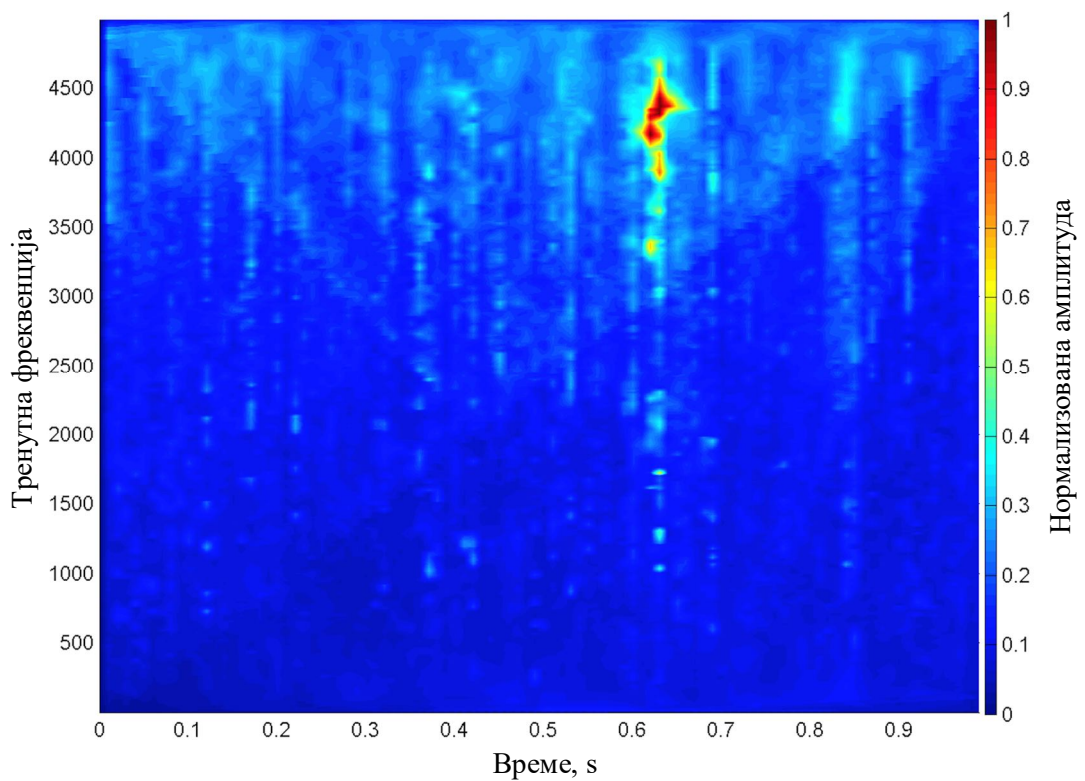


Слика 5.25 Неоштећен лежај (експериментални уређај): Хилбертов спектар





Слика 5.26 Оштећење унутрашње котрљајне стазе (експериментални уређај): Хилбертов спектар



Слика 5.27 Оштећење котрљајног елемента (експериментални уређај): Хилбертов спектар

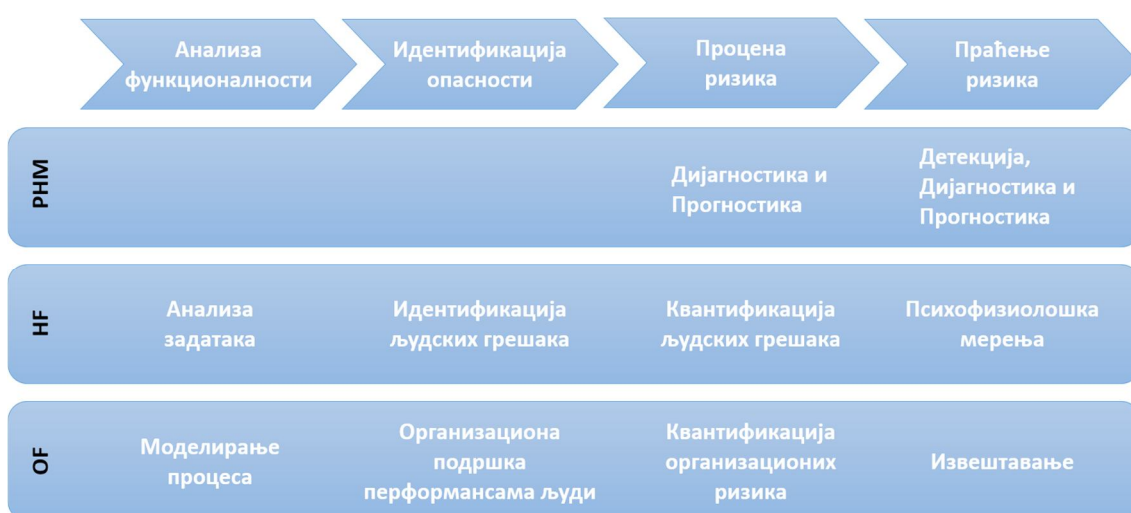
У индустрији је доступна огромна количина података добијена праћењем стања критичних компонената. Коришћењем података о системима који раде у нормалним условима, у могућности смо да идентификујемо тренутно стање критичних компоненти у датом тренутку, поређењем података који одговарају почетном стању са текућим стањем.

# Поглавље 6

## 6. Индустриска примена

### 6.1. Кратак преглед методологије InnHF

Истраживања приказана у овој докторској дисертацији су настала као резултат реализације Европског пројекта из FP7 позива под називом „*Innovation through Human Factors in risk analysis and management – InnHF*“. Пројекат је имао за циљ генерисање новог приступа интеграцији људских и организационих фактора (енг. *Human and Organisational Factors – HOF*) и одржавању у оквиру менаџмента ризиком. У том циљу, истраживачи који су ангажовани за реализацију овог пројекта су дефинисали своје активности који се односе на бројне аспекте овог изазова. Методологија InnHF пројекта се заснива на четири елемента менаџмента ризиком, описана у претходном потпоглављу. За сваки од њих, развијен је скуп метода у сваке од три дефинисане области InnHF пројекта, тј. за људске факторе, организационе факторе и управљање радним веком рада машине базирано на прогностици (енг. *Prognostic Health Management – PHM*).



Слика 6.1 Методологија коришћена током реализације InnHF пројекта

У неким случајевима, одређене методе могу да се користе у више поменутих области (на пример, извештавање може да се односи и на људске и организационе факторе, у смислу прикупљања и пласирања информација), али због једноставности, свака метода је додељена једној области на слици 6.1.

## **6.2. Праћење стања компонената у производној индустрији**

### **6.2.1 Фабрика Тетра Пак доо за производњу амбалаже у Горњем Милановцу**

Тетра Пак је водећа светска компанија у области обраде и паковања хране. Др Рубен Раусинг је основао Тетра Пак 1951. године, применивши своје јединствене иновације у области паковања и дистрибуције хране широм света. Данас је Тетра Пак једна од три независне компаније у Тетра Лавал групи, у приватном је власништву, а започела је своје пословне активности у Шведској. Друге две компаније су ДеЛавал и Сидел. Седиште компаније Тетра Лавал је у Швајцарској. Тетра Пак има више од 21000 запослених широм света и продаје своје производе у више од 170 земаља.

Тетра Пак доо фабрика у Србији је проглашена најбољом у Тетра Пак систему 2008. године. Пословни менаџмент компаније је на глобалном нивоу проценио да је фабрика у Горњем Милановцу најбоља у конкуренцији 42 Тетра Пакове фабрике у свету и 2008. године фабрика је награђена престижном наградом „Фабрика године“.

Српско тржиште није ново за компанију Тетра Пак. У Србији је Тетра Пак продао своју прву машину за пуњење Београдском ПКБ-у 1964. године, само 12 година након оснивања компаније у Лунду у Шведској. Сарадња са појединачним купцима постојала је и пре овог времена. Фабрика Типопластика из Горњег Милановца је добила лиценцу 1966. године од Тетра Пака и почела је да снабдева локалне купце са материјалом за паковање. Тетра Пак је одлучио да се приближи својим купцима и 1991. године је отворио своје прво представништво у Београду, које је касније постало локална филијала Тетра Пак компаније. Од тада, посао се раширио. Фабрика Типопластика је 1997. године ушла у састав компаније Тетра Пак и основана је Тетра Пак Production доо, тако да од тада Тетра Пак компанија има сопствену производњу у Србији.

Компанија Тетра Пак Production доо је носилац престижне, традиционалне награде „Бизнис партнер 2009.“ за најбољу компанију у региону. Она је стручно и јавно исказано мишљење о најбољим компанијама и институцијама које су достигле завидан ниво пословања и испуниле извесне критеријуме који подразумевају да је у пословном свету, као и у животу, најважнији партнер. Лауерате награде „Бизнис партнер“ предлажу саме компаније.

Фабрика Тетра Пак у Горњем Милановцу (слика 6.2) има четири престижна сертификата: за квалитет, за заштиту животне средине, за безбедност на раду и за хигијену. Једино она у земљи производи паковања за храну у складу са HACCP стандардима.



Слика 6.2 Тетра Пак фабрика за производњу амбалаже у Горњем Милановцу

У оквиру Тетра Пак групе у Европи, фабрика у Горњем Милановцу је примила награду Јапанског института за увођење тоталног продуктивног одржавања (енг. *Japanese Institute for Plant Maintenance – JIPM*). Ово је најкомпетентнији институт у области процене имплементације производње светске класе са аспекта доследне примене система за побољшање производње. Фабрика у Србији је заслужила ову награду због постигнутих резултата у непрекидном побољшању система развоја производа.

### 6.3. Преглед истраживања

За одржавање високог нивоа перформанси и поузданости компонената, у дугим временским интервалима, морају да се детектују оштећења и потенцијални проблеми у функционисању, њихови узроци морају да се дијагностикују и што тачније предвиди преостали, користан радни век.

Котрљајни лежајеви имају улогу везних елемената и вођица покретних механичких делова, као што су вратила. Они примају оптерећења која се стварају приликом рада машине и преносе их на непокретне делове као што су кућишта редуктора, фундаменти итд.

У индустрији, лежајеви су основни делови свих обртних елемената машина. Између 40 % и 50 % свих отказа ротационих машина је узроковано отказима котрљајних лежајева. Дијагностика отказа елемената котрљајних лежајева је веома важна за побољшање поузданости и функционисања механичких система.



У циљу одређивања стања компонената механичких система, врше се мерења у временском домену, избором одговарајуће експерименталне процедуре. Издвојени подаци су временске серије које дају могућност детекције оштећења применом одговарајућих трансформација. Показало се да су технике које укључују временско-фреквенцијску анализу погодније за нелинеарне и нестационарне сигнале. До сада су предложене бројне методе за аутоматизацију процеса детекције оштећења, како би се запослени растеретили тумачења обрађених података.

Предложени практични пример има за циљ потврђивање методе, праћењем компонената котрљајних лежајева у разним, по производњу критичним машинама у фабрици Тетра Пак доо, како би се омогућило откривање оштећења у раној фази, и предвидео преостали користан радни век у плану набавке и одржавања, заснованом на њему.

## 6.4. Опис разматраног случаја

### 6.4.1. Мотивација/околности

Пресвучени картон, као основни производ Тетра Пака доо из Горњег Милановца, се користи за чување течности као што су млеко и чист сок од поморанце за људску употребу у трајању и до годину дана. Овај тип картона се састоји од папира и слојева полиетилена, који одржава садржај свежим и чистим. Тетра Пак производи спадају у најпознатије врсте пресвучених картона. Тетра Паков материјал за паковање се састоји од картона (73%), пластике (22%) и алуминијумске фолије (5%). Материјал за паковање се састоји од 6 слојева са различитим улогама, као што је приказано у табели 9.

**Табела 9.** Структура материјала

Декоративни слој полиетилена	Штити од спољашње влаге
Картон	За стабилност, јачину и изглед
Облога од полиетилена	За повезивање алуминијумске фолије и картона
Алуминијумска фолија	За заштиту баријере и за заптивање
Унутрашњи слој лепка (PE)	За заптивање
Унутрашњи слој полиетилена	За заптивање



Слика 6.3 Уређај за облагање-ламинатор (енг. *Laminator station*)

У овој докторској дисертацији се разматра машина за облагање-ламинатор, као најкритичнија у производном процесу у фабрици. Ламинатор се састоји од целина, у којима се израђују различити слојеви материјала за паковање. Једна од њих, приказана на слици 6.3, је предмет нашег истраживања.

Мерења су вршена са Microlog анализатором фирме SKF (Слика 6.4). Развијен за инжењере одржавања у индустријској сфери, анализатор SKF Microlog analyzer GX series, има високе перформансе, један до четири канала, могућност прикупљања података по унапред утврђеној рути између машина, FFT анализатор и др.



Слика 6.4 SKF Microlog

Четири канала, истовремени троосни улаз са давача вибрација и посебни улаз за сигнал са тахометра, омогућавају брзо и свеобухватно прикупљање података. Са робусним, веома брзим процесором података, SKF Microlog CMXA 75 бележи сва динамичка својства (вибрације) по унапред утврђеној рути или ван руте (по тренутним потребама на терену) на једној машини, као и статичка (процесна) мерења из више извора.

#### 6.4.2. Методе/Циљеви

Једна од карактеристика, нелинеарних и нестационарних процедура је фреквентна модулација, која указује да се тренутна фреквенција мења у току циклуса вибрација. Очигледно је да у случају стационарног сигнала, фреквенција има сталну вредност у току трајања сигнала и лако се описује коришћењем неке од метода базираних на Фуријеовој анализи. У случају када је фреквенција функција времена, и може се дефинисати једино локално, сигнал или систем карактерише тренутна фреквенција. Коришћену методу је предложио Хуанг и она је двостепени процес, кога чине емпиријска метода разлагања сигнала на функције (EMD) и конструкција Хилбертовог спектра на основу резултата EMD. EMD процес декомпонује сигнал на серију функција сопствених модова (IMF). IMF се дефинише као било која функција која има исти број нула и екстремних вредности, уз симетричне обвојнице дефинисане вредностима максимума односно минимума.

IMF-ови могу да се подвргну познатој Хилбертовој трансформацији, па је други део процеса Хилбертова трансформација, која омогућава да тренутна фреквенција буде функција времена за сваку IMF компоненту.

Поред тога, EMD има ограничења у вези мешања модова и раздвајања фреквенција. За превазилажење ових проблема, уместо EMD се користи SEEMDAN (комплетна ансамбалска емпиријска декомпозиција на модове са адаптивним шумом). Процес описан као SEEMDAN се заснива на вишеструким реализацијама Гаусовог белог шума са тачно одређеним стандардним одступањем, које се додају почетном сигналу. Након тога, резултујући сигнал се декомпонује применом EMD. ННТ је потпуно адаптивна метода заснована на подацима, обзиром да за њу није потребна априори селекција база (тј. мајчинског таласа у случају анализе таласићима – WT) за анализу података. Осим тога, ННТ има способности које се огледају у омогућавању IMF селекције. На овај начин, могуће је квалитативно фокусирање на одређени опсег фреквенција. Дакле, ННТ одликује аутоматско и адаптивно (зависно од сигнала), временски променљиво филтрирање.

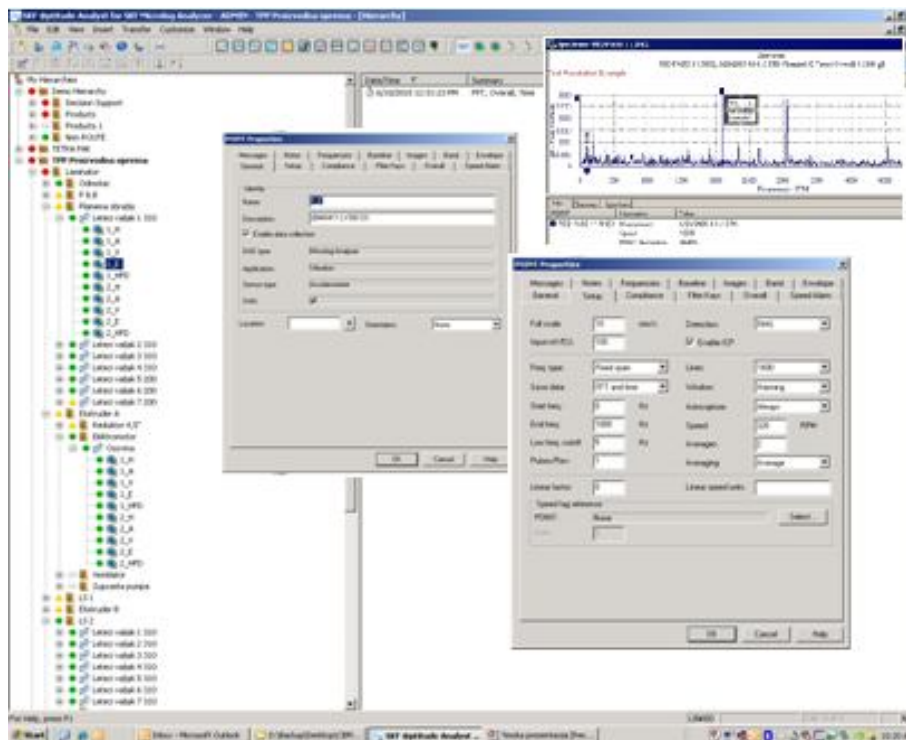
Коначни производ методе је декомпозиција аналогна декомпозицији таласићима, која иде од високих ка нижим фреквенцијама осцилација, што потврђује да долази до померања спектра у област нижих фреквенција како се ред IMF повећава. И

пored тога избором модова изван опсега CEEMDAN, управо као и EMD излаз, процес може да одговара примени неког аутоматског и адаптивног (који зависи од сигнала) временски – променљивог филтрирања Ово обезбеђује високопропусни филтер примењен на сигналу, чиме се добија јасна слика абнормалних сметњи утиснутих у сигнал које нису део нормалног садржаја шума.

## 6.5. План евалуације

За евалуацију нове методе, иницијална анализа снимљеног сигнала вибрација ће се извршити са SKF @ptitude Analyst анализатором, чији се рад заснива на примени FFT анализе сигнала. SKF @ptitude Analyst обезбеђује брзо, ефикасно и поуздано записивање, чување и анализу података, и проналажење комплексних корисних информација. Лако се прилагођава специфичним потребама, без обзира да ли оператор врши инспекцијске обиласке, периодично или стално „on-line“ праћење стања, дубинску анализу вибрација или му је потребан експертски савет.

На слици 6.5 је приказан изглед софтверског интерфејса софтвера SKF @ptitude Analyst.



Слика 6.5 Изглед софтверског интерфејса софтвера SKF @ptitude Analyst

Спектрални садржај стационарног сигнала тј. сигнала чији се статистички параметри не мењају у току времена, се описује применом Фуријеове

трансформације и његове аутокорелационе функције. Са друге стране, већина сигнала добијених анализом природних процеса се тешко може окарактерисати као стационарни сигнал, обзиром да је њихов спектрални садржај функција времена. Самим тим, спектрална густина нестационарног сигнала је функција времена и фреквенција, а означава се као: еволуциони спектар (енг. *evolutionary spectrum*).

Идеју линеарне, временско-фреквенцијске трансформације нестационарног сигнала је изложио Габор (Gabor 1946), под претпоставком да спектрални садржај нестационарног процеса може да се опише применом Фуријеове трансформације у сукцесивним, привременим „прозорима“. Као резултат, добија се краткотрајна Фуријеова трансформација (енг. *Short-Time Fourier Transform*):

$$SFx(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau)h(t - \tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau$$

где је са  $h$  означена прозорска функција, која се бира зависно од примене и њених посебности у односу на анализу сигнала, што обично није тривијалан задатак.

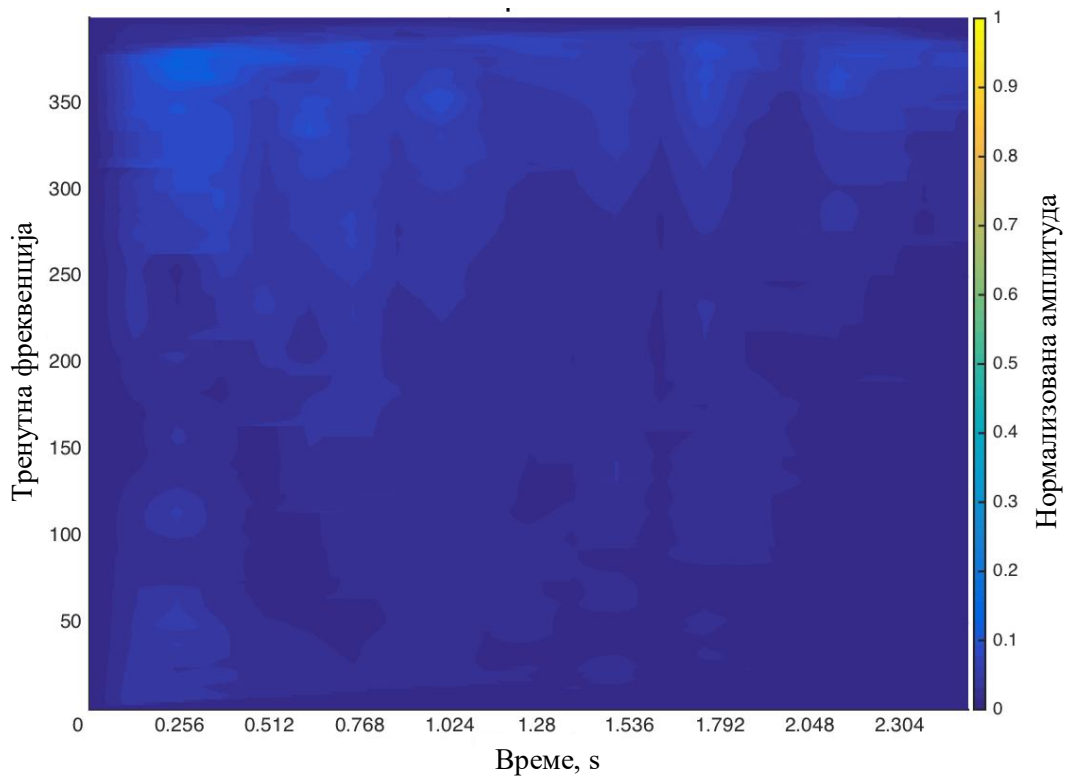
Штавише, примена прозора константне ширине заједно са принципом неодређености, поставља неколико ограничења у погледу тачности анализе у смислу да свако повећање тачности у временском домену доводи до реципрочних ограничења тачности у фреквенцијском домену и обрнуто.

## 6.6. Резултати разматраног случаја

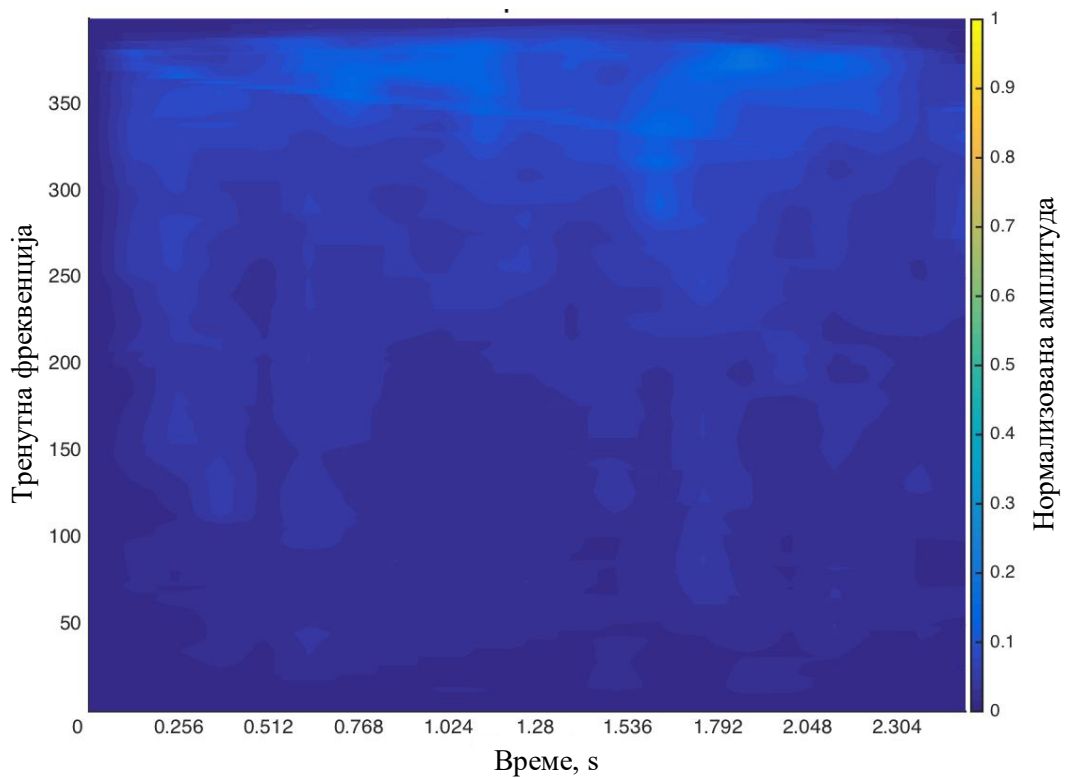
Извршено је десет мерења на једном критичном котрљајном лежају. У табели 10 је приказан план мерења. Хилбертови спектри који се односе на низове података прикупљених са лежаја ламинатора су приказани на сликама 6.6 - 6.15.

**Табела 10.** План мерења

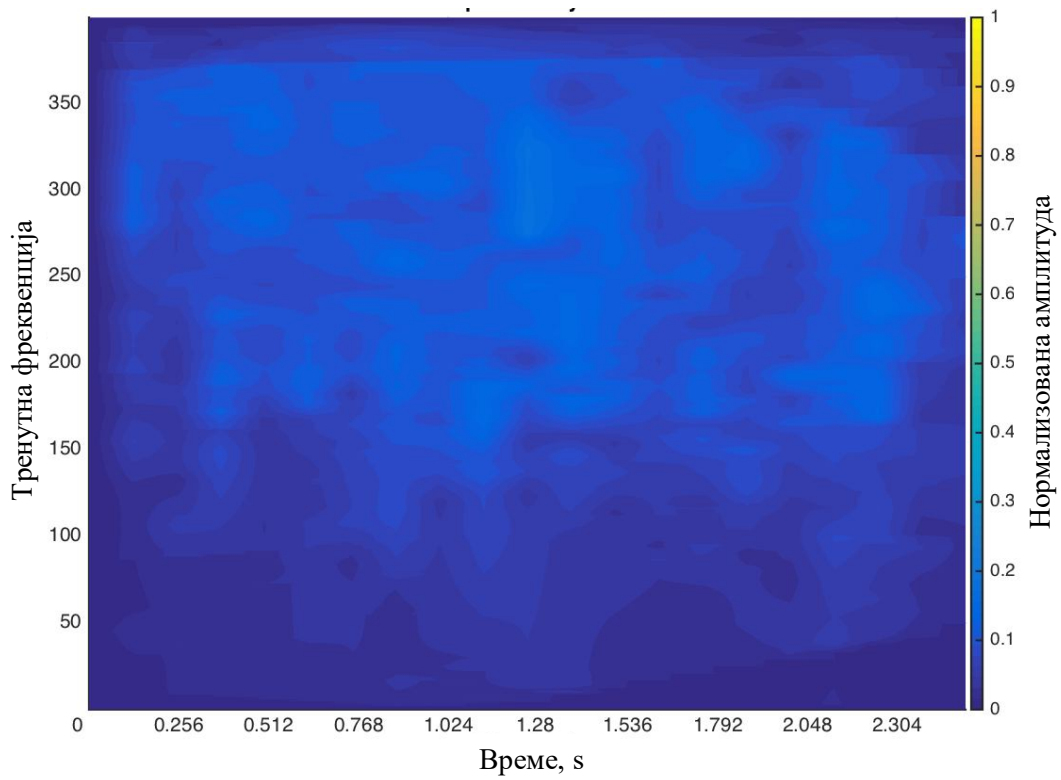
Учестаност узорковања, Hz	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
Датум	01/05/15	01/06/15	15/06/15	01/07/15	15/07/15	01/08/15	15/08/15	01/09/15	10/09/15	15/09/15
Име датотеке	TetraPak1	TetraPak2	TetraPak3	TetraPak4	TetraPak5	TetraPak6	TetraPak7	TetraPak8	TetraPak9	TetraPak10
Статус	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok



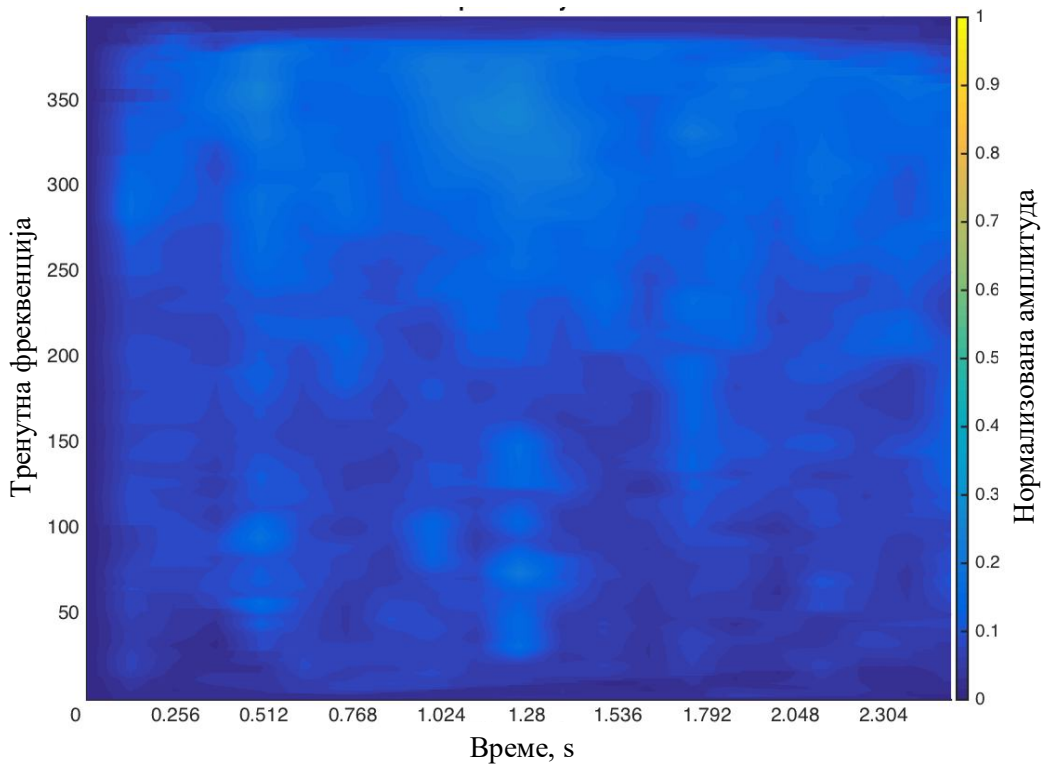
Слика 6.6 Хилбертов спектар скупа података 1



Слика 6.7 Хилбертов спектар скупа података 2

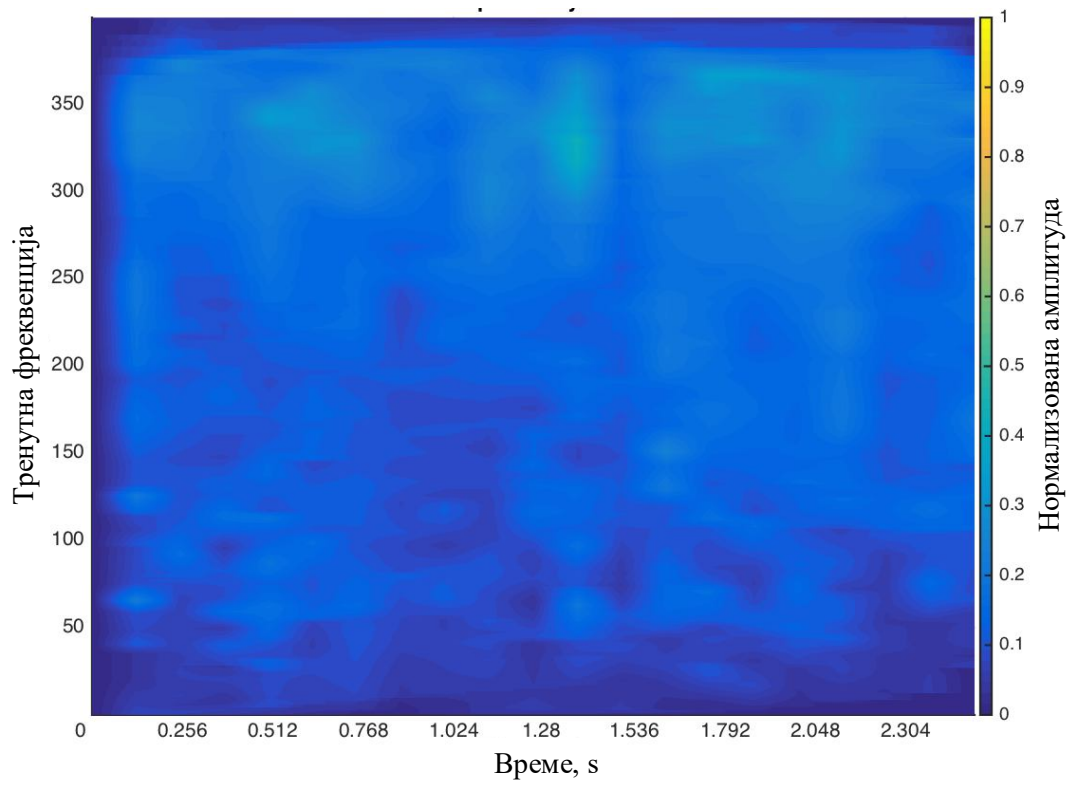


Слика 6.8 Хилбертов спектар скупа података 3

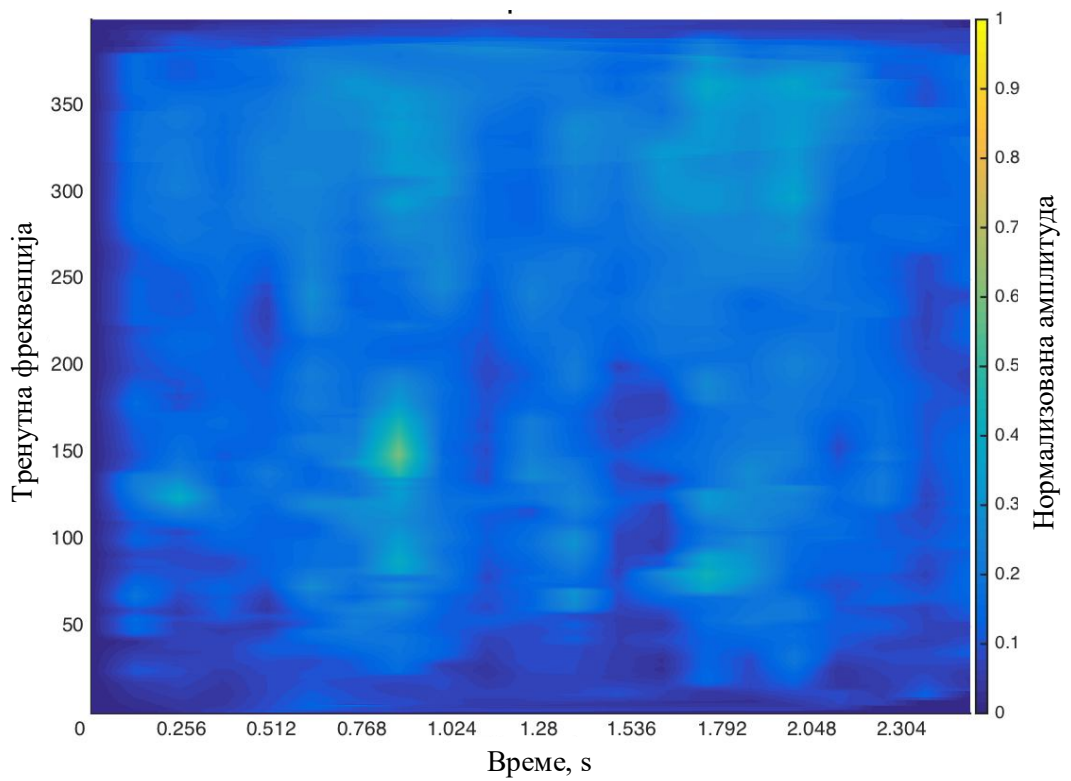


Слика 6.9 Хилбертов спектар скупа података 4



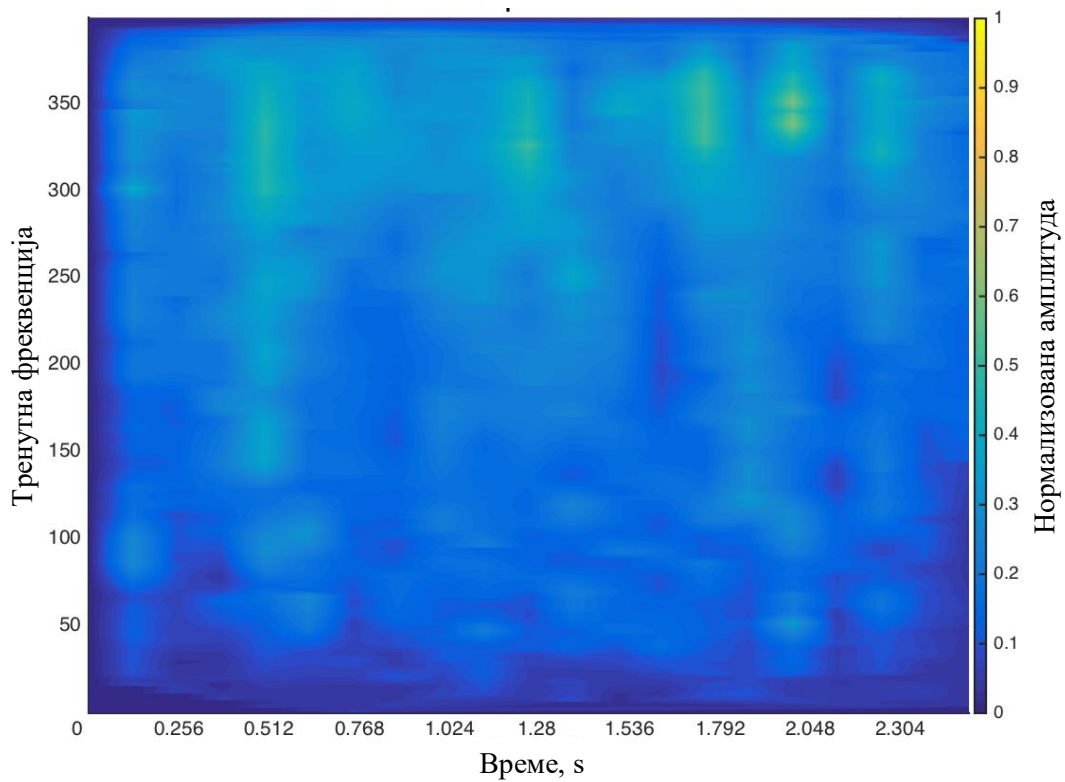


Слика 6.10 Хилбертов спектар скупа података 5

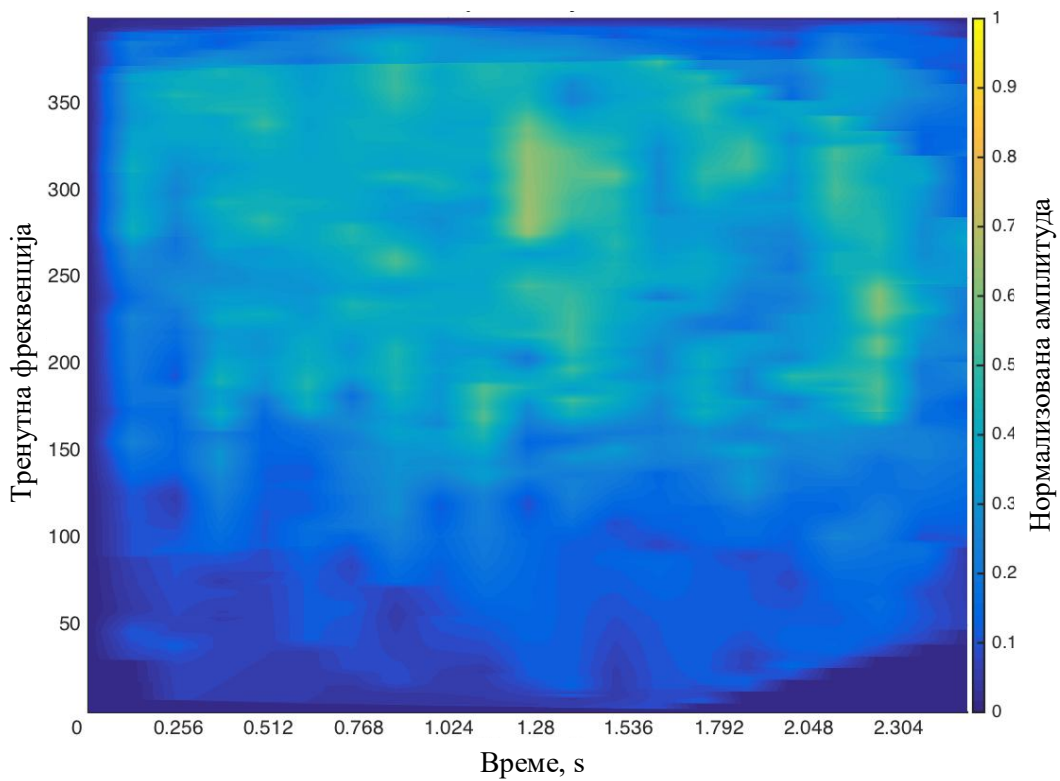


Слика 6.11 Хилбертов спектар скупа података 6

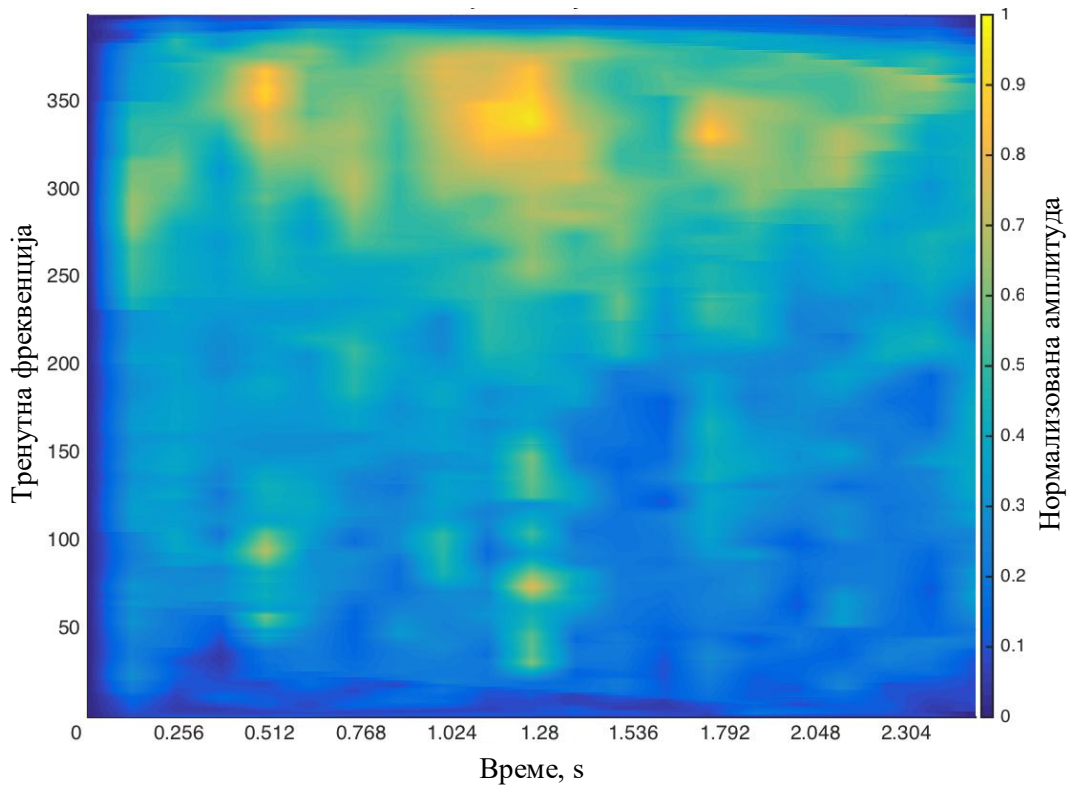




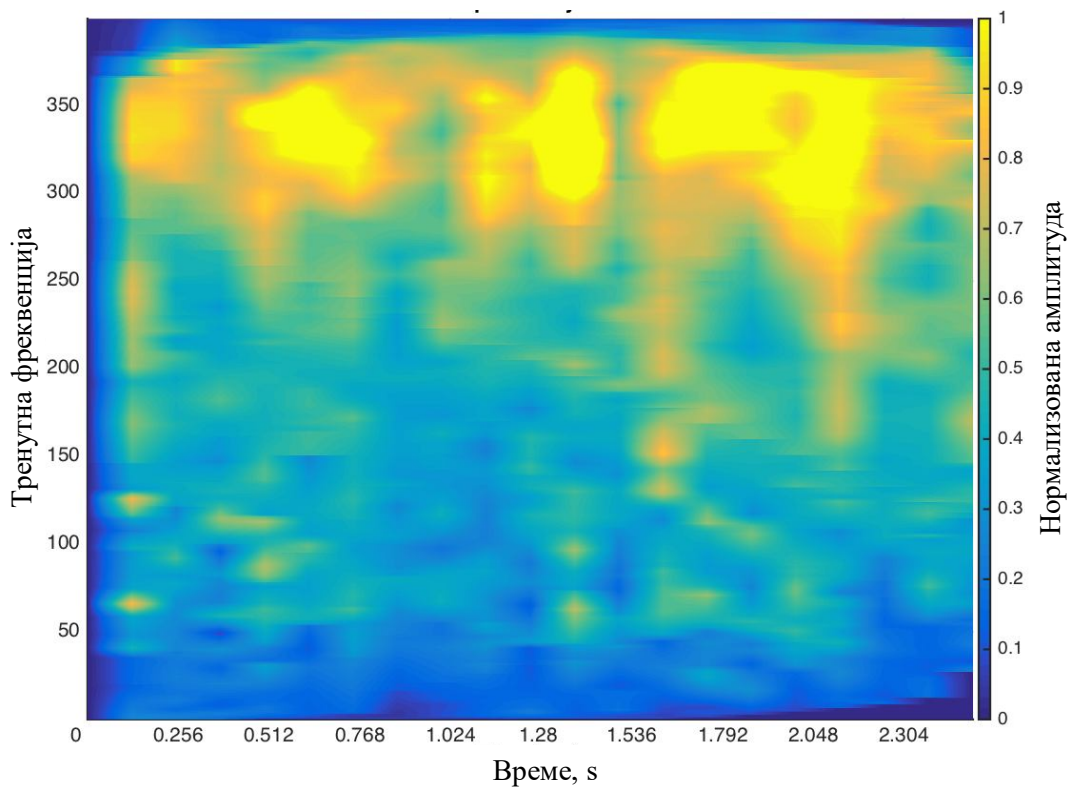
Слика 6.12 Хилбертов спектар скупа података 7



Слика 6.13 Хилбертов спектар скупа података 8



Слика 6.14 Хилбертов спектар скупа података 9



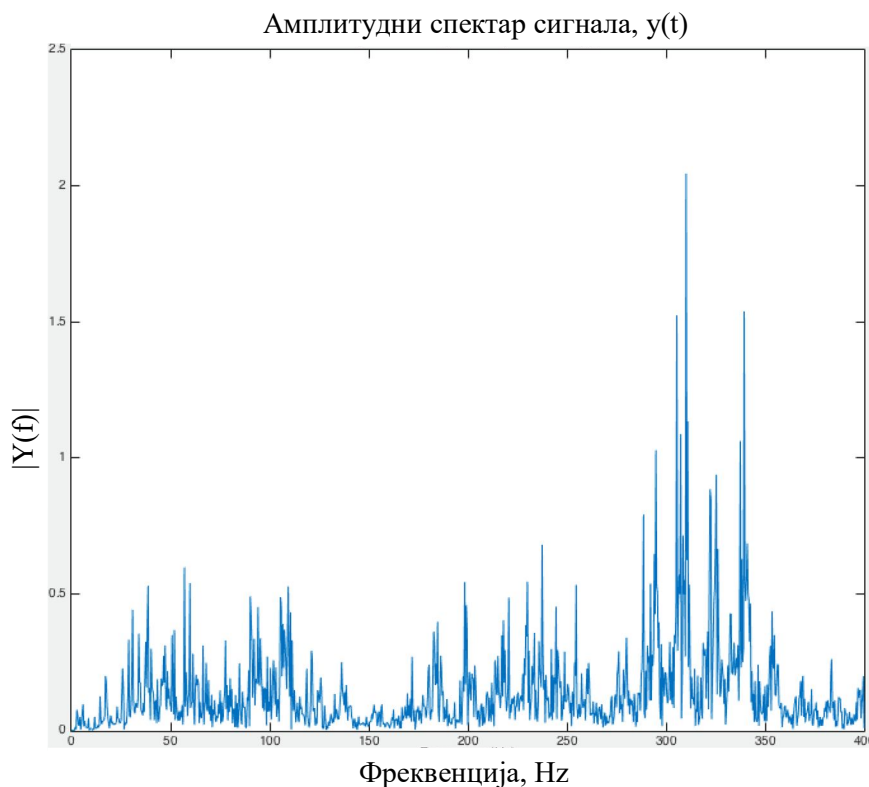
Слика 6.15 Хилбертов спектар скупа података 10

Очигледно, деградација компоненти котрљајног лежаја доводи до промена у спектру као и у простирању IMF-ова, зависно од вибрација као што је показано на сликама.

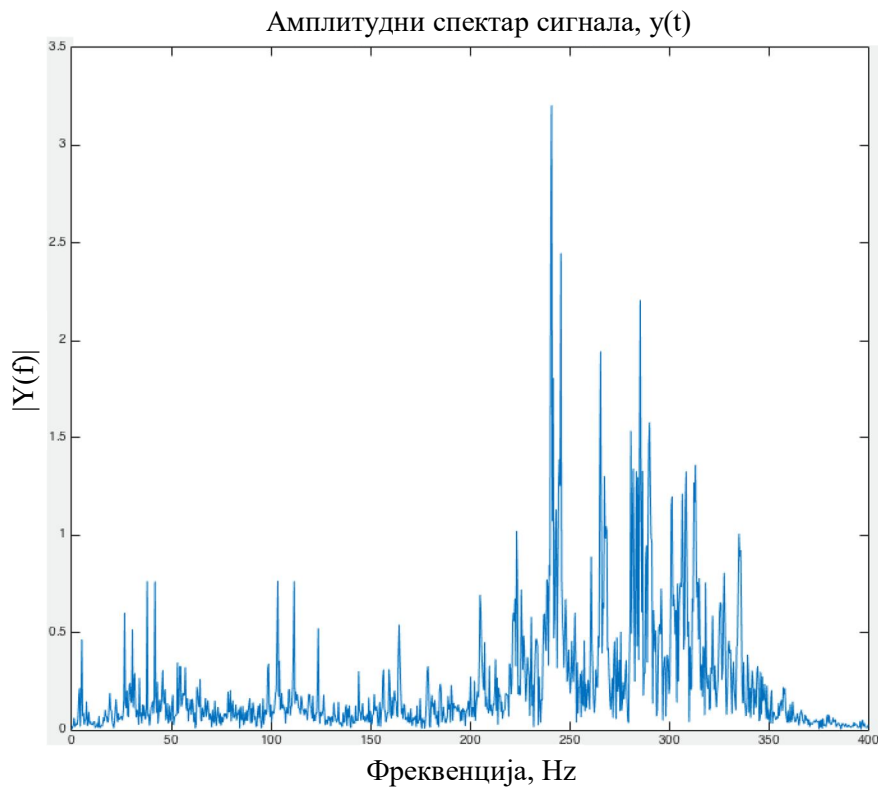
Поређење слика 6.15 и 6.14, или било које од слика указује да амплитуде хармоника и распрострањеност IMF-ова у спектру зависе од деградације и произведених вибрација. Очигледно је, да је спектрални садржај на слици 6.15 шири него на слици 6.14. Са порастом величине оштећења котрљајног лежаја, амплитуде хармоника и распрострањеност IMF-ова такође расту.

## 6.7. Евалуација примењене методе

Евалуацију резултата је вршена применом широко коришћене методе, Фуријеове трансформације, тако што су анализирана последња два низа података који илуструју вибрационо понашање котрљајних лежајева.



Слика 6.16 FFT скупа података 9 - амплитудни спектар сигнала  $y(t)$  у функцији учестаности (енг. *Frequency*) вибрација



Слика 6.17 FFT скупа података 10 - амплитудни спектар сигнала  $y(t)$  у функцији учестаности (енг. *Frequency*) вибрација

Упоредивањем слике 6.14 са сликом 6.16, и дијаграма 6.15 са дијаграмом 6.17, можемо да идентификујемо учестаности оштећења при примени и једне и друге методе, што нам дозвољава да закључимо да се предложеном методом прецизно детектују деградације на котрљајним лежајевима из лако читљивих спектара, које могу да разумеју не само квалификоване особе већ и искусни оператори на машинама.

# Поглавље 7

---

## 7. Закључци

У индустрији је расположива огромна количина података добијена праћењем стања критичних компонената. Коришћењем података са система који раде у нормалним условима, у могућности смо да идентификујемо статус у датом тренутку, поређењем података који одговарају стању у раду (исправном стању) са прикупљеним (текућим) стањем.

У односу на стандардне методе обраде сигнала, као што су Фуријеова трансформација или брза Фуријеова трансформација (метода евалуације), или у односу на много савременије методе као што је анализа таласићима, предложена метода има две главне предности. Као прво, она је веома применљива у анализи нелинеарних и нестационарних сигнала, будући да је заснована на локалној временској скали података. Као друго, она је потпуно адаптивна и заснована на измереним величинама (енг. *data driven*), обзиром на чињеницу да за примену ове методе није потребно да се априори изабере база за анализу података, као што је основни „мајчински“ талас у анализи таласићима (енг. *wavelet transformation*).

У поређењу са методама заснованим на EMD-у, SEEMDAN метода задржава добре особине EMD методе, и доказује да представља важно унапређење, достизањем занемарљиве грешке реконструкције и решавањем проблема различитог броја модова у разним случајевима сигнала са придодатим шумом.

Циљ ове докторске дисертације је квалитативно и квантитативно процењивање потенцијала за употребу разних метода за обраду сигнала у дијагностици и детекцији механичких инжењерских оштећења, превасходно за примену код делова ротационих машина и конкретно на котрљајне лежајеве.

Избор специфичне методе за дијагнозу/прогнозу оштећења као теме студије и примене, су описани на почетку овог истраживања, након чега следи интензивна претрага литературе, чији су резултати презентовани у првом поглављу.

Важност одржавања компонената ротационих машина и њихова директна повезаност са безбедношћу радника који је опслужују и радника који се налазе у близини ових система је више него очигледна.

Сврха рада у докторској дисертацији је, да се захваљујући једноставној визуалној инспекцији сигнала, минимизирају несигурне радње и смањи несигурност код инжењера одржавања током доношења одлука.

Предложена метода је веома применљива на нелинеарне и нестационарне сигнале, обзиром да је заснована на локалним карактеристикама временске скале података и да је потпуно адаптивна и вођена подацима, као и због чињенице да не захтева априори селекцију база за анализу података.

На основу приказаних резултата кроз преглед литературе, теоријских разматрања приказаних у дисертацији, као и резултата експерименталних истраживања, могу се извући следећи закључци:

- Поређење дијаграма спектра добијених коришћењем ZAMD или ННТ показује значајну разлику у односу на постојање или одсуство гумених подлошки за ослањање. Осим тога, може се рећи да ZAMD метода обезбеђује јаснију слику обзиром на њену способност да пригуши мешовите чланове (компоненте сигнала). Због тога, она може да се искористи за распознавање фреквенција на бољи начин како би се схватио утицај гумених подлошки за ослањање. Други користан резултат је модулација спектра у временском домену, у случају када је присутна спољашња побуда. Овај тип модулације захтева спектар високе резолуције, који се како изгледа лако конструише употребом ZAMD, али не и коришћењем ННТ. На крају, модулација може да се идентификује на бољи начин уколико се примењује еластично ослањање (гумене подлошке) и може да се узме у обзир као дијагностички критеријум за идентификацију присуства или одсуства спољашње побуде.
- Захваљујући декомпозицији сигнала на структурне компоненте, потврђено је да су EMD и Хилбертова спектрална анализа су поуздани алати за обраду нелинеарних и нестационарних сигнала, будући да омогућавају изучавање сигнала локално, чиме пружају комплетну слику о природи сигнала.
- Поређење Хилбертових спектра омогућује да се на једноставан начин идентификује развој грешке (потенцијалног оштећења који би довео до отказа) унутар система и да се пређе на деловање у складу са планом и програмом одржавања. SEEMDAN метода доводи до занемарљиве грешке реконструкције сигнала, и способна је за решавање проблема различитих бројева модова или различитих реализација сигнала са шумом.

Правци будућих истраживања могу да се одвијају у правцу модификације коришћених метода обраде сигнала у светлу њихове примене у савременом приступу одржавања базираног на е-одржавању.

# Литература

---

- Agazzi, E., 1998. *From Technique to Technology: the Role. Philosophy & Technology*, 4(2).
- Albrecht, P.F., McCoy, R.M. & Owen, E.L., 1986. *Assessment of the reliability of motors in utility application*. Energy Conversion, EC-1, no.1.
- Anon, CEN EN 13306 *Maintenance Terminology*. Available at: <http://www.cen.eu/>.
- Bartelmus, W. & Zimroz, R., 2009. *A new feature for monitoring the condition of gearboxes in non-stationary operating conditions*. Mechanical Systems and Signal Processing, 23, pp.1528–1534.
- Bloom, N.B., 2006. *Reliability Centered Maintenance*
- Bouzakis, K.-D., 2006. *Analysis and synthesis of mechanisms*, Thessaloniki: Ziti.
- Carson J. R. & Fry T. C., 1937. *Variable frequency electric circuit theory with application to the theory of frequency modulation*, Bell Syst. Tech. J., 16, pp. 513-540
- Cempel, C. & Tabaszewski, M., 2007. *Multidimensional condition monitoring of machines in non-stationary operation*. Mechanical Systems and Signal Processing, 21, pp.1233–1241.
- Cheng, J., Yu, D. & Yang, Y., 2006. *A fault diagnosis approach for roller bearings based on EMD method and AR model*. Mechanical Systems and Signal Processing, 20, pp.350–362.
- Cheng, J., Yu, D. & Yang, Y., 2007. *The application of energy operator demodulation approach based on EMD in machinery fault diagnosis*. Mechanical Systems and Signal Processing, 21, pp.668–677.
- Cohen, L., 1966. *Generalized Phase-Space Distribution Functions*. Journal of Mathematical Physics, 7(5), pp.781–786. Available at: <http://scitation.aip.org/content/aip/journal/jmp/7/5/10.1063/1.1931206>.
- Colominas, M.A. et al., 2012. *Noise-assisted EMD methods in action*. Advances in Adaptive Data Analysis, 4(4).
- Curran, E. & Phelan, P., 2004. *Quick check error verification of coordinate measuring machines*. Journal of Materials Processing Technology, 155-156(1-3), pp.1207–1213.



- DIN 616, 2000. *Rolling bearings – Dimensions – General plan*, Deutsches Institut Für Normung E.V.
- Du, Q. & Yang, S., 2007. *Application of the EMD method in the vibration analysis of ball bearings*. Mechanical Systems and Signal Processing, 21, pp.2634–2644.
- Dybała, J. & Zimroz, R., 2014. *Rolling bearing diagnosing method based on Empirical Mode Decomposition of machine vibration signal*. Applied Acoustics, 77, pp.195–203. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0003682X1300217X>
- Fediuc, D. et al., 2013. *Compression Modulus of Elastomers*. Buletinul Institutului Politehnic Din Iași, (Lxiii). Available at: <http://www.ce.tuiasi.ro/~bipcons/Archive/369.pdf>.
- Felten, B.D., 2003. *Understanding Bearing Vibration Frequencies*, Schofield, Wisconsin. Available at: [www.easa.com](http://www.easa.com).
- Flandrin, P., Gonçalves, P. & Rilling, G., 2004. *Detrending and denoising with empirical mode decompositions*. Proceedings of the 12th European Signal Processing Conference (EUSIPCO'04), pp.1581–1584. Available at: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.136.6889&rep=rep1&type=pdf>.
- Flandrin, P., Rilling, G. & Goncalves, P., 2004. *Empirical mode decomposition as a filter bank*. Signal Processing Letters, IEEE, 11(2), pp.112 – 114.
- Fontugne, R. et al., 2013. *Strip, bind, and search: a method for identifying abnormal energy consumption in buildings*. In IPSN '13 Proceedings of the 12th international conference on Information processing in sensor networks. pp. 129–140.
- Gabor D., 1946. *Theory of communication*, J. Inst. Electr. Eng., 93, pp.429-457
- Gent, A., 1986. *Engineering with Rubber*, 3rd ed., HANSER.
- Goldhaber, A.S. & Nieto, M.M., 2010. *Photon and graviton mass limits*. Reviews of Modern Physics, 82(1), pp.939–979.
- Han, J. & Van der Baan, M., 2013. *Empirical mode decomposition for seismic time-frequency analysis*. Geophysics, 78(2), pp.9–19.
- Harris, T.A. & Kotzalas, M.N., 2007. *Essential Concepts of Bearing Technology*, Fifth Edit., Taylor & Francis.
- Heng, A. et al., 2009. *Rotating machinery prognostics: State of the art, challenges and opportunities*. Mechanical Systems and Signal Processing, 23, pp.724–739.
- Huang, B. & Kunoth, A., 2013. *An optimization based empirical mode decomposition scheme*. Journal of Computational and Applied Mathematics, 240, pp.174–183. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0377042712003020> [Accessed December 11, 2014].
- Huang, N.E. et al., 1998. *The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis*. Proceeding A, pp.903–995.



- Huang, N.E. & Attoh-Okine, N.O., 2005. *The Hilbert-Huang Transform in Engineering*, Taylor & Francis Group, LLC.
- ISO 15:2017, 2017. *Rolling bearings – Radial bearings – Boundary dimensions, general plan*, International Organization for Standardization
- Jones, R., *Vibration Monitoring of Bearings*, Available at:  
<http://www.apitudexchange.com>.
- Karachaliou, C. & Mansour, G., 2007. *Dimensional Metrology*, Thessaloniki: ZHTH.
- Keith, M.R., Darrin, J.W. & Lindley, R.H., 2008. *Maintenance engineering handbook*, Seventh Ed., McGraw-Hill.
- Lei, Y. et al., 2013. *A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 35(1-2), pp.108–126. Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.09.015>.
- Lei, Y. et al., 2011. *Application of an improved kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(5), pp.1738–1749. Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.12.011>.
- Lei, Y. et al., 2007. *Fault diagnosis of rotating machinery based on multiple ANFIS combination with GAs*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21, pp.2280–2294.
- Lei, Y. et al., 2008. *New clustering algorithm-based fault diagnosis using compensation distance evaluation technique*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22, pp.419–435.
- Li, H., Zhang, Y. & Zheng, H., 2010. *Bearing fault detection and diagnosis based on order tracking and Teager–Huang transform*. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24(3), pp.811–822.
- Luedeking, A., 2008. *Shaft versus foot alignment tolerances: a critique of the various approaches*, Available at:  
<http://www.ludeca.com/casestudy/SHAFTvsFOOTALIGNMENTTOLERANCES.pdf>.
- Mathieu, L. & Ballu A., 2005. *A model for a coherent and complete tolerancing process*. In *Proceedings of the 9th international seminar on computer-aided tolerancing*. Tempe, pp. 35–44.
- 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, pp.69–82.
- Meltzer, G. & Dien, N.P., 2004. *Fault diagnosis in gears operating under non-stationary rotational speed using polar wavelet amplitude maps*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18, pp.985–992.
- Mobley, K.R., 2004. *Maintenance fundamentals*, second edition, Elsevier.

- Mourad, S. & Zorian, Y., 2000. *Principles of Testing Electronic Systems*, USA: John Wiley & Sons.
- Nataraj, C. & Kappaganthu, K., 2011. *Vibration-based diagnostics of rolling element bearings : state of the art and challenges*. In 13th World Congress in Mechanism and Machine Science. Guanajuato, Mexico, pp. 1–10.
- Navarro, X., Poree, F. & Carrault, G., 2012. *ECG removal in preterm EEG combining empirical mode decomposition and adaptive filtering*. In Proc. of the 37th IEEE Int. Conf. on Acoust., Speech and Signal Process, ICASSP 2012. Kyoto: IEEE, pp. 661–664.
- NSK, 2013. *Large-Size Rolling Bearings*, Cat. No. E125g, Printed in Japan
- Parhami, B. 1997. *Defect, Fault, Error, ..., or Failure?* IEEE Transactions on Reliability, 46(4), pp.450–451.
- Rai, V.K. & Mohanty, a. R., 2007. *Bearing fault diagnosis using FFT of intrinsic mode functions in Hilbert-Huang transform*. Mechanical Systems and Signal Processing, 21, pp.2607–2615.
- Rausand, M., 1998. *Reliability centered maintenance*. Reliability Engineering & System Safety, 60(2), pp.121–132. Available at:  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0951832098830056>.
- Scheffer C. & Girdhar P., 2004. *Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*, Elsevier
- Skeberis, C., Zaharis, Z.D., Xenos, T.D., Spatalas, S. & Contadakis, M.E., 2015. *A qualitative study of seismic-ionospheric precursor phenomena monitored by a very close to the epicenter VLF and LF receiver*. Physics and Chemistry of the Earth, Parts A/B/C. Available at:  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1474706515000108>.
- Skeberis, C., Zaharis, Z.D., Xenos, T.D., Spatalas, S., Arabelos, D.N., et al., 2015. *Time–frequency analysis of VLF for seismic-ionospheric precursor detection: Evaluation of Zhao-Atlas-Marks and Hilbert-Huang Transforms*. Physics and Chemistry of the Earth, Parts A/B/C. Available at:  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1474706515000170>.
- Suh, J.H., Kumara, S.R. & Mysore, S.P., 1999. *Machinery fault diagnosis and prognosis: application of advanced signal processing techniques*. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 48(1), pp.317–320.
- 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, pp.469–480.
- Tang, B., Dong, S. & Song, T., 2012. *Method for eliminating mode mixing of empirical mode decomposition based on the revised blind source separation*. Signal

Processing, 92(1), pp.248–258. Available at:  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.sigpro.2011.07.013>.

- Terrien, J., Marque, C. & Karlsson, B., 2011. *Automatic detection of mode mixing in empirical mode decomposition using non-stationarity detection: application to selecting IMFs of interest and denoising*. EURASIP Journal on Advances in Signal Processing, pp.1–8.
- Torres, M.E. et al., 2011. *A complete ensemble empirical mode decomposition with adaptive noise*. In Proc. 36th IEEE Int. Conf. on Acoust., Speech and Signal Process, ICASSP 2011. Prague, Czech Republic, pp. 4144–4147.
- Tsiafis, C. et al., 2014. *A Novel Methodology to Detect Non-Linear Signal Distortions Due to External Impulse Stimulations in Ball Bearing Fault Detection Setup*. BALKANTRIB '14. Sinaia: House Petroleum-Gas University of Ploiesti, pp. 245–253.
- Tsiafis, C. et al., 2015. *Detection of non-linear signal distortions due to external impulse stimulations in rolling bearing experimental device*. Journal of the Balkan Tribological Association, 21(1), pp.233–245.
- Tsiafis, C. et al., 2014. *Vibration signal analysis of rubber-mounted roller-bearing mechanical system using hilbert-huang transform*. In K. Bouzakis, ed. International Conference on Manufacturing Engineering (ICMEN). Thessaloniki: EEDM and PCCM, pp. 315–323.
- Tsiafis, I. et al., 2012. *Analysis of roller bearings' vibration signals by Hilbert – Huang*. Journal of Production Engineering, (July), pp.6–9.
- Urbanek, J. et al., 2012. *Application of averaged instantaneous power spectrum for diagnostics of machinery operating under non-stationary operational conditions*. Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, 45(7), pp.1782–1791. Available at:  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2012.04.006>.
- Wang, Y. et al., 2014. *A corrective maintenance scheme for engineering equipment*. Engineering Failure Analysis, 36, pp.269–283. Available at:  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.10.006>.
- Wu Z. & Huang N. E., 2009. *Ensamble empirical mode decomposition: A noise-assisted data analysis method*, Advances in Adaptive Data Analysis, 01, Vol. 1, Available at: <https://doi.org/10.1142/S1793536909000047>
- Yan, R.Q. & Gao, R.X., 2008. *Rotary machine health diagnosis based on empirical mode decomposition*. Journal of Vibration and Acoustics, 130(2)(021007).
- Yu, D., Cheng, J. & Yang, Y., 2005. *Application of EMD method and Hilbert spectrum to the fault diagnosis of roller bearings*. Mechanical Systems and Signal Processing, 19, pp.259–270.

- Yu, Y., YuDejie & Junsheng, C., 2006. *A roller bearing fault diagnosis method based on EMD energy entropy and ANN*. Journal of Sound and Vibration, 294, pp.269–277.
- Zhang, J. et al., 2010. *Performance enhancement of ensemble empirical mode decomposition*. Mechanical Systems and Signal Processing, 24(7), pp.2104–2123. Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.03.003>.
- Zio, E. & Compare, M., 2013. *Evaluating maintenance policies by quantitative modeling and analysis*. Reliability Engineering & System Safety, 109, pp.53–65. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0951832012001524> [Accessed November 26, 2014].
- Žvokelj, M., Zupan, S. & Prebil, I., 2010. *Multivariate and multiscale monitoring of large-size low-speed bearings using Ensemble Empirical Mode Decomposition method combined with Principal Component Analysis*. Mechanical Systems and Signal Processing, 24, pp.1049–1067.
- Žvokelj, M., Zupan, S. & Prebil, I., 2011. *Non-linear multivariate and multiscale monitoring and signal denoising strategy using Kernel Principal Component Analysis combined with Ensemble Empirical Mode Decomposition method*. Mechanical Systems and Signal Processing, 25, pp.2631–2653.