

**UNIVERZITET U NOVOM SADU
TEHNIČKI FAKULTET „MIHAJLO PUPIN“ – ZRENJANIN**



**INTEGRISANI MODEL ODRŽAVANJA ZASNOVAN
NA USPOSTAVLJANJU ZAKONITOSTI PROMENE
MEHANIČKIH VIBRACIJA I NJEGOV UTICAJ NA
PROGNOSTIKU STANJA ROTACIONIH MAŠINA**

**INTEGRATED MAINTENANCE MODEL BASED ON
ESTABLISHMENT OF PRINCIPLES OF
MECHANICAL VIBRATIONS CHANGE AND ITS
IMPACT ON PROGNOSTICS OF CONDITION OF
ROTOR ENGINES**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor:
Prof. dr Živoslav Adamović

Kandidat:
Stevan M. Vulović

Univerzitet u Novom Sadu
Zrenjanin, 2017. god.

SADRŽAJ

PREDGOVOR	9
FOREWORD	10
1. UVOD	11
1.1. Zašto integrisani model održavanja zasnovan na uspostavljanju zakonitosti promene mehaničkih vibracija (vibrodiagnostičko održavanje)?	11
1.2. Dosadašnja istraživanja modela vibrodiagnostike stanja tehničkih sistema	12
1.3. Vibrodiagnostika u različitim fazama životnog ciklusa tehničkih sistema	19
2. METODOLOŠKI KONCEPT	22
2.1. Problem i predmet istraživanja	22
2.2. Cilj istraživanja	23
2.3. Hipoteze istraživanja	24
2.4. Metode istraživanja	24
2.5. Naučna i društvena opravdanost istraživanja	25
2.6. Organizacija istraživanja	26
3. TEORIJSKA ISTRAŽIVANJA – KONCEPCIJA I TEHNOLOGIJA ODRŽAVANJA ROTACIONIH MAŠINA	28
3.1. Sistem održavanja	28
3.1.1. Konceptcija sistema održavanja	28
3.1.2. Tehnologija održavanja	28
3.1.3. Metodologije održavanja	28
3.2. Dijagnostika i pouzdanost tehničkih sistema	31
3.2.1. Značaj tehničke dijagnostike	31
3.2.2. Vibracije tehničkih sistema	35
4. RAZVOJ INTEGRISANOG MODELA ODRŽAVANJA NA BAZI VIBRACIJA – VIBRODIJAGNOSTIČKI MODEL ODRŽAVANJA ROTACIONIH MAŠINA	40
4.1. Etape u procesu kontrole vibracija	40
4.2. Zakonitosti promene parametara vibracija	41
4.3. Izbor i ocena parametara vibracija	42
4.4. Normativi parametara vibracija	44
4.5. Mogućnosti postavljanja dijagnoze stanja mašina	45
4.6. Tehno-ekonomsko obrazloženje odgovarajućeg postupka	45
4.7. Procedure dijagnostike	46
4.8. Prognoza stanja mašine	46
4.9. Proces promene stanja mašine – Podmodel	47
4.10. Dijagnostika i prognostika stanja mašine – podmodel	50
4.11. Optimizacija troškova dijagnostike vibracija i neispravnosti tehničkih sistema – podmodel	51
4.12. Integrisani model održavanja na bazi vibracija turbo i hidro generatora	53
4.12.1. Tehnički faktori	53
4.12.2. Model dijagnostičkog održavanja – podmodel za vibracije	54
4.12.3. Integrisani „ON-LINE“ model kontrole stanja generatora - podmodel	55
4.13. Model automatizovanog dijagnostičkog sistema	65
4.14. Ostali delovi integrisanog modela vibrodiagnostičkog održavanja	66
4.15. Prikaz rezultata merenja i metode analize vibracija	67
5. ISTRAŽIVANJE VIBRODIJAGNOSTIKE TEHNIČKIH SISTEMA U ELEKTRANAMA	70

5.1.	Dijagnostika i prognostika stanja tehničkih sistema	70
5.2.	Postupci vibroakustičkih kontrola	71
5.3.	Vibracije nastale usled neuravnoteženosti, poremećaja masa, centričnosti i ekscentričnosti	74
5.4.	Vibracije uzrokovane toplotnom neizbalansiranošću rotora turbogeneratora.....	75
5.5.	Vibracije uzrokovane toplotnom ekscentričnošću rotora.....	75
5.6.	Vibracije uzrokovane greškom u spajanju i centriranju rotora	76
5.7.	Vibracije turbogeneratora uzrokovane kratkim spojem na rotoru	77
5.8.	Vibracije uzrokovane neispravnim kliznim ležajevima	78
5.9.	Vibracije uzrokovane gubicima dinamičke stabilnosti rotora.....	79
5.10.	Vibracije nastale usled mehaničke labavosti, trenja i usled „pulzacija“	80
5.11.	Merni sistem za merenje vibracija na kućištima ležajeva turbine.....	80
5.12.	Vibracije turbogeneratora u TE Kostolac.....	84
5.13.	Merenje vibracija na hidroturbini.....	98
5.14.	Dijagnostika vibracionog stanja hidroturbina primenom metoda veštačke inteligencije	110
5.15.	Dijagnostika opreme u hidroelektranama integrisana u SCADA sisteme	113
5.16.	Istraživanje nerasplošivosti hidroturbina	114
5.17.	Istraživanje vibracija turbogeneratora, u železari Smederevo, izazvane uljnim filmom u ležajevima – podmodel.....	117
5.18.	Praćenje stanja i sistema zaštite u elektroenergetici.....	128
6.	REZULTATI ISTRAŽIVANJA	132
6.1.	Primena vibrodijagnostičkog održavanja	132
6.2.	Istraživanje indikatora performansi vibrodijagnostičkog održavanja	136
6.2.1.	Aktivnosti vibrodijagnostičkog održavanja kao procenat ukupne aktivnosti održavanja	136
6.2.2.	Smanjenje troškova održavanja posle primene vibrodijagnostičkog održavanja	136
6.2.3.	Indikatori performansi srednjeg preduzeća posle primene vibrodijagnostičkog održavanja (preduzeće srednje veličine)	137
6.3.	Sistem troškova pre (A) i posle (B) primene vibrodijagnostičkog održavanja	138
6.4.	Istraživanje prednosti primene predloženog modela vibrodijagnostičkog održavanja	143
6.5.	Istraživanje mogućnosti primene modela vibrodijagnostičkog održavanja i koncept dijagnostičkog centra – podmodel.....	144
6.6.	Razvoj programa kontrole tehničkih sistema korišćenjem modela vibrodijagnostičkog održavanja – podmodel	146
6.7.	Mogućnost primene matematičkog modela vibrodijagnostike na primeru turbogeneratora u železari Smederevo	148
6.8.	Istraživanje karakterističnih frekvencija i potencijalni uzročnici vibracija turbogeneratora.....	149
6.8.1.	Karakteristične frekvencije i potencijalni uzročnici.....	149
6.8.2.	Analiza debalansa i sklonost rotora turbogeneratora usled povišenja nivoa vibracija.....	152
6.9.	Eksperimentalna merenja vibracija na zupčastim reduktorima u Železari Smederevo	157
6.10.	Analiza vibracija pumpi	162
6.11.	Otklanjanje povišenog nivoa vibracija rotora turbogeneratora usled rascentriranosti	165
6.12.	Eksperimentalna istraživanja neuravnoteženosti rotora u TE Kostolac.....	169

7.	ZAKLJUČNA RAZMATRANJA.....	174
7.1.	Doprinos istraživanja.....	174
7.1.1.	Privredni, teorijski, društveni i naučni doprinos	174
7.1.2.	Istraživanje formiranja programa održavanja za odeljenje turbinskog postrojenja termoelektrane Kostolac	180
7.2.	Dokazivanje glavne hipoteze	186
8.	PREDLOG DALJIH ISTRAŽIVANJA	187
9.	LITERATURA.....	188
	PRILOG	205

Univerzitet u Novom Sadu

Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin

Ključna dokumentacijska informacija

Redni broj: RBR	
Identifikacioni broj: IBR	
Tip dokumentacije: TD	Monografska publikacija
Tip zapisa: TZ	Tekstualni štampani materijal
Vrsta rada: VR	Doktorska disertacija
Ime i prezime autora: AU	Stevan M. Vulović
Mentor: MN	Prof. dr Živoslav Adamović
Naslov rada: NR	Integrisani model održavanja zasnovan na uspostavljanju zakonitosti promene mehaničkih vibracija i njegov uticaj na prognostiku stanja rotacionih mašina
Jezik publikacije: JP	Srpski
Jezik izvoda: JI	Srpski/Engleski
Zemlja publikovanja: ZP	Srbija
Uže geografsko područje: UGP	Vojvodina
Godina: GO	2017.
Izdavač: IZ	Autorski reprint
Mesto i adresa: MA	Đure Đakovića bb, 23000 Zrenjanin
Fizički opis: FO	(br. poglavlja/stranica/slika/tabela/referenci/priloga) 9/207/119/24/384/1
Naučna oblast: NO	Industrijsko inženjerstvo i industrijski menadžment
Naučna disciplina: ND	Upravljanje razvojem
Predmetna odrednica/Ključne reči: PO	Modeli, mehaničke vibracije, održavanje, tehnička dijagnostika, pouzdanost, rotacione mašine, prognostika stanja
UDK	
Čuva se: ČU	Biblioteka Tehničkog fakulteta „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin

<p>Važna napomena: VN</p>	
<p>Izvod: IZ</p>	<p>Osnovni cilj ove disertacije je da se razvije Integrirani model održavanja zasnovan na vibracijama složenih rotacionih tehničkih sistema, odnosno da se uspostavi sprovođenje dijagnostičkih provera stanja sklopova rotacionih mašina (kontrola vibracija). Zatim da se definišu optimalne periodičnosti vibracija kao i identifikacija ocena i rangiranja rizika sa stanovišta prekida rada mašina. Na taj način potvrđuje se glavna hipoteza koja glasi: „Razvijanjem integriranog modela održavanja zasnovanog na uspostavljanju zakonitosti promene mehaničkih vibracija moći će da se preventivno predvide pojave neispravnosti i prognozira stanje rotacionih mašina“.</p>
<p>Datum prihvatanja teme od strane NN veća: DP</p>	<p>23.9.2016.</p>
<p>Datum odbrane: DO</p>	
<p>Članovi komisije: KO</p>	<p><i>Predsednik:</i> Prof. dr Slavica Prvulović Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, redovni profesor</p> <p><i>Član:</i> Prof. dr Branko Škorić Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad redovni profesor</p> <p><i>Član:</i> Doc. dr Ljiljana Radovanović Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, docent</p> <p><i>Član:</i> Doc. dr Vladimir Šinik Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, docent</p> <p><i>Mentor:</i> Prof. dr Živoslav Adamović, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, redovni profesor</p>

University of Novi Sad

Technical faculty „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin

Keyword documentation

Accession number: ANO	
Identification number: INO	
Document type: DT	Monographic publication
Type of record: TR	Printed text document
Contents code: CC	Doctoral dissertation
Author: AU	Stevan M. Vulović
Mentor: MN	Prof. dr Zivoslav Adamovic
Title: TI	Integrated maintenance model based on establishment of principles of mechanical vibrations change and its impact on prognostics of condition of rotor engines
Language of text: LT	Serbian
Language of abstract: LA	Serbian/English
Country of publication: CP	Serbia
Locality of publication: LP	Vojvodina
Publication year: PY	2017.
Publisher: PB	Author reprint
Place of publication: PP	Dure Dakovića bb, 23000 Zrenjanin
Physical description: PD	(chapters/pages/pictures/tables/literature/appendix) 9/207/119/24/384/1
Scientific field: SF	Industrial engineering and industrial management
Scientific discipline: SD	Development management
Subject/Keywords: S/KW	Models, mechanical vibrations, maintenance, technical diagnostics, reliability, rotating machinery, condition prognosis
UC	
Data storage: DS	Library of Technical faculty „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin

<p>Note: N</p>	
<p>Abstract: AB</p>	<p>The basic goal of this dissertation is the development of an Integrated Maintenance Model based on vibrations of complex rotational technical systems, in other words, the establishment of implementation of diagnostic checks of rotating machinery compositions condition (control of vibrations).</p> <p>Afterwards, the definition of optimal periodicity of vibrations, as well as identification of estimations and ranking of risks from the stand point of disruption of work of operational processes.</p> <p>This is the way to confirm the main hypothesis which reads: "Development of an Integrated Maintenance Model based on the establishment of legality of change of mechanical vibrations will enable preventive predicting of malfunction occurrence, as well as prognosis of rotating machinery health."</p>
<p>Accepted by Scientific Board on: ASB</p>	<p>23.9.2016.</p>
<p>Defended on: DE</p>	
<p>Board members: (title/name and surname/faculty) BM</p>	<p><i>Board president:</i> Prof. dr Slavica Prvulovic Technical faculty „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, full-time professor</p> <p><i>Board member:</i> Prof. dr Branko Skoric Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, full-time professor</p> <p><i>Board member:</i> Doc. dr Ljiljana Radovanovic Technical faculty „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, docent</p> <p><i>Board member:</i> Doc. dr Vladimir Sinik Technical faculty „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, docent</p> <p><i>Mentor:</i> Prof. dr Zivoslav Adamovic, Technical faculty „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, full-time professor</p>

PREDGOVOR

Doktorska disertacija pod nazivom „Integrirani model održavanja zasnovan na uspostavljanju zakonitosti promene mehaničkih vibracija i njegov uticaj na prognostiku stanja rotacionih mašina“ je rezultat višegodišnjeg rada i istraživanja u oblasti održavanja tehničkih sistema (u daljem tekstu „Vibrodiagnostičko održavanje“). Poslednjih godina u svetu je pojačana zainteresovanost za razvoj vibrodiagnostičkog održavanja tehničkih sistema.

Doprinos ove disertacije je analiza vibrodiagnostike tehničkih sistema i razvijanje modela kojim se postiže visoka pouzdanost pri radu, visoka bezbednost, produženje radnog veka, smanjenje trajanja remonta i dr.

Primena ovog modela bazira se na proveru parametara vibracija, primenjivanju na sklopove tehničkih sistema koji imaju kontinualnu promenu parametara stanja u funkciji vremena praćenja za koje se može odrediti funkcionalna zavisnost između intenziteta promene parametara i vremena rada.

Sigurnost funkcionisanja komponenata tehničkih sistema je zbirni pojam koji se koristi za opisivanje performansi raspoloživosti rada sastavnih sklopova tehničkih sistema, pouzdanosti, pogodnosti održavanja i performansi logističke podrške održavanju. Analiza sigurnosti rada treba biti raspoređena: performansama pouzdanosti i performansama pogodnosti održavanja.

Tehnička dijagnostika, u ovoj disertaciji, je bazirana na određivanju apsolutne i relativne vibracije tehničkih sistema na izabranim mernim mestima analiziranih sklopova tehničkih sistema.

Za određivanje pouzdanosti rada komponenata analiziranih sklopova tehničkih sistema korišćeni su podaci o raspoloživosti njihovog rada u određenom vremenskom intervalu.

Ispunjenjem prethodnih uslova, vibrodiagnostika se može primeniti u više slučajeva određivanjem stanja sklopova tehničkih sistema:

- određivanje stanja u kome se komponente tehničkih sistema nalaze u trenutku posmatranja – to je zadatak dijagnoze,
- oceniti kvalitet dobijenog algoritma dijagnoze za sve mogućnosti i potrebe korišćenja,
- oceniti karakteristike izabranih i naknadno izabranih sredstava za dijagnozu sa stanovišta pouzdanosti i tačnosti,
- istraživati eksploatacioni sistem dijagnosticiranja celog tehničkog sistema.

Disertacija je urađena pod mentorstvom prof. dr Živoslava Adamovića, kome na ovom mestu iskazujem posebnu zahvalnost za podršku, razumevanje i brojne korisne sugestije koje mi je dao u toku izrade.

Na kraju, zahvaljujem se zaposlenima u termoelektrani „Kostolac“, Železari Smederevo i HE Gazivode za podršku pri angažovanju na kontroli rada tehničkih sistema.

Stevan M. Vulović

FOREWORD

This doctoral dissertation named “The possibility of applying vibrodiagnostic maintenance and its impact on the dependability of technical systems” is a result of detailed research and work spanning several years in the field of maintenance of technical systems (in further text „Vibrodiagnostic maintenance“). During the last couple of years, the interest for developing vibrodiagnostic maintenance for technical systems has risen.

This dissertation contributes to the analysis of vibrodiagnostics of technical systems and the development of models that result in a high working reliability, high security, extended lifespan, reduced overhaul time etc.

The application of these models are based on the examination of vibration parameters, application to sets of technical systems characterized by a continuous modification of their state through a function of observation time, for which a functional dependability between the intensity of change of the parameters and their working time can be determined.

The dependability of technical systems components is a complex matter that is used in order to describe the performance of working possibilities of the integral components of technical systems, their reliability, maintainability and the logistics around their maintenance support. The dependability analysis has to be divided into two segments: the analysis of the reliability performance and the analysis of the maintainability performance.

In this dissertation, the technical diagnostics is based on determining the absolute and relative vibrations of technical systems on selected measuring points of the analyzed technical systems sets.

For determining the working reliability of components of the analyzed technical systems sets, data around their working possibilities in a certain time period was used.

If all the above mentioned conditions are fulfilled, vibrodiagnostics can be applied to many cases aimed at determining the state of technical systems sets or components:

- determining the state of the technical systems components in the moment of observation, which is the aim of the diagnostics,
- assessing the quality of the resulting diagnosis algorithm for all needs and application possibilities,
- assessing the characteristics of the selected and subsequently selected diagnosis methods from the standpoint of reliability and accuracy,
- examining the exploitation system of diagnosing the entire technical system.

The dissertation was conducted under the supervision of Prof. Dr. Živoslav Adamović, whom I am deeply grateful to for his support, understanding and many useful suggestions he has provided me with during the course of my research.

Finally, special thanks go to the thermal power station “Kostolac”, the ironworks “Smederevo” and thermal power HE Gazivode for their support and engagement around controlling the technical systems operations.

Stevan Vulović

1. UVOD

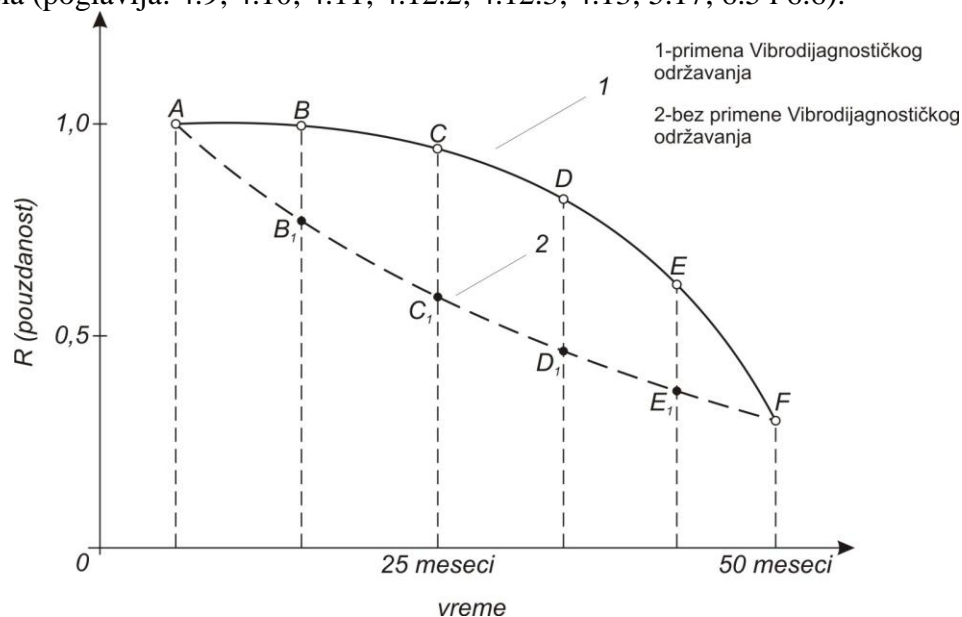
1.1. Zašto integrisani model održavanja zasnovan na uspostavljanju zakonitosti promene mehaničkih vibracija (vibrodiagnostičko održavanje)?

Povećavanje produktivnosti i pouzdanosti je osnovni ključ za proizvodne kompanije da ostanu konkurentne na globalnom tržištu. Uspeh, pa čak i opstanak u proizvodnji zahteva stalni razvoj i unapređenje načina održavanja. U održavanju, kao vidu podrške proizvodnje, sve više je važno da se obezbedi dostupnost opreme, kvalitet proizvoda, isporuka na vreme. Čak i ovako održavanje, se i dalje smatra troškovnim centrima u mnogim kompanijama.

Jedna trećina od ukupne cene proizvodnje se nepotrebno potroši zbog okolnosti, kao što su loše planiranje, ili loše održavanje. Takođe, nema sumnje da je održavanje skupa podrška funkciji proizvodnje. Troškovi održavanja mogu da predstavljaju čak 18 do 60% od ukupnih troškova proizvodnje u kompanijama.

Preventivno održavanje bi trebalo da bude planirano i najefikasnije izvršeno, kada su aktivnosti unapred definisane. Potreba za povećanjem produktivnosti i pouzdanosti postrojenja, kao i smanjenje troškova održavanja, doveli su do većeg interesovanja za metode vibrodiagnostičkog održavanja (sl. 1.1.).

Zato je u ovoj disertaciji razvijen Integrirani model održavanja na bazi vibracija sa 9 podmodela (poglavlja: 4.9; 4.10; 4.11; 4.12.2; 4.12.3; 4.13; 5.17; 6.5 i 6.6).



- A- Visok nivo pouzdanosti postrojenja
- B- pojava vibracija turbopostrojenja
- C- početak rascentriranosti i debalansa
- D- početak porasta nivoa vibracija rotora
- E- početak pada opterećenja
- F- nastanak otkaza usled povišenog nivoa vibracija

Slika 1.1. Potencijalni uzročnici pada nivoa pouzdanosti za opremu elektrocentrala, za period od 50 meseci (prosečne vrednosti)

Cilj istraživanja je da se utvrde karakteristike „Integrisanog modela održavanja zasnovanog na uspostavljanju zakonitosti promene mehaničkih vibracija i njegov uticaj na prognostiku stanja rotacionih mašina“ (u daljem tekstu „vibrodiagnostičko održavanje“), s obzirom na to da se veliki deo problema na mašinama i postrojenjima može rešiti praćenjem njihovog vibracionog stanja.

Svrha istraživanja u ovoj disertaciji je da se razvije model vibrodiagnostičkog održavanja koji može značajno povisiti nivo pouzdanosti energetskih postrojenja u industriji i na taj način značajno smanjiti troškove održavanja u elektroprivredi Srbije.

U tabeli 1.1. data je raspodela otkaza bloka TE Kostolac u periodu 2013-2017. posle primene vibrodiagnostičkog održavanja.

Tabela 1.1. Raspodela otkaza bloka B1 (TE Kostolac) u periodu 2013-2017. posle primene vibrodiagnostičkog održavanja

Redni broj	Uzrok otkaza	Broj otkaza	%
1.	Cevni sistem kotla	188	30,14
2.	Kotao	128	21,04
3.	Turbina	111	16,40
4.	Generator	32	6,50
5.	Elektro zaštite	81	11,45
6.	Gorivo	18	3,00
7.	Ostali uređaji	44	5,90

Ovom tabelom pokazuje se da je razvijeni vibrodiagnostički model održavanja doprineo smanjenju broja otkaza na ključnim delovima turbogeneratorskog bloka, u odnosu na prethodni period rada (Blok B1, TE Kostolac).

1.2. Dosadašnja istraživanja modela vibrodiagnostike stanja tehničkih sistema

U oblasti održavanja rotacionih mašina, posebne metode održavanja, koje se odnose na projektnu organizaciju remonta i razvoj sistema, primenjene su u razvijenim zemljama gde su postignuti značajni rezultati u produženju međuremontnog perioda, skraćivanju trajanja remonta i smanjenju troškova. Kod nas, trenutno ne postoji celovit plan održavanja rotacionih mašina prema sadašnjem stanju, zbog čega je manja raspoloživost i pouzdanost, a veći troškovi eksploatacije i održavanja.

U ovom delu biće prikazani neki od korišćenih i najznačajnijih radova iz oblasti vibrodiagnostike i njihovog uticaja na pouzdanost tehničkih sistema.

Barlow, R., Proschan, F., MATHEMATICAL THEORY OF RELIABILITY, New York, 1995. Primenom ovog modela vrši se minimiziranje funkcije njene minimalne ekstremne vrednosti. Takođe, dat je i model Baldina koji potiče od strukturnih preopterećenja (zamora, habanja, starenja, oblika slabljenja osnovne strukture) [30].

U knjizi Gertsbakh, I. B., MODELS OF PREVENTIVE MAINTENANCE, North - Holland, Amsterdam-New York-Oxford, 1987. [64] dat je prikaz modela za određivanje optimalnih dijagnostičkih stanja tehničkih sistema pri održavanju.

[30] Barlow, R., Proschan, F., Mathematical theory of reliability, New York, 1995.

[64] Gertsbakh, I. B., Models of preventive maintenance, North-Holland, Amsterdam-New York-Oxford, 1987.

Барзилович Е. Ы., МОДЕЛИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ „Высшая школа“, Москва, 1988. U ovoj knjizi dat je prikaz dijagnostičkih modela za određivanje trenutaka sprovođenja postupaka dijagnosticiranja složenih sistema [32].

U radu „*An Enhanced Diagnostic Scheme for Bearing Condition Monitoring*“ (*„Poboljšana dijagnostički šema za praćenje stanja ležajeva“*) (Jie C., Wang, W., Golnaraghi, F., IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, Feb. 2010. Vol. 59, No 2, pp.309 - 321). Cilj ovog rada je da razvije poboljšanu dijagnostičku šemu za dijagnostiku otkaza ležajeva. Ova šema se sastoji od modula klasifikacije i predviđanja (prognoziranja). Neurofazi (NF) klasifikator je predložen za efikasnu integraciju dobrih strana nekoliko tehnika obrade signala (odnosno reprezentativnih karakteristika) za kvalitetniju procenu ispravnosti ležajeva [168].

U radu „*Diagnosis tool for motor condition monitoring*“ (*„Dijagnostički uređaj za praćenje stanja motora“*) (Ilonen, J., Kamarainen, J. K., Lindh, T., Ahola, J., Kalviainen, H., Partanen, J., IEEE Transactions on Industry Applications, 2005., Vol. 41, No 4, pp. 963 - 971) je navedeno da u savremenim industrijskim sredinama postoji povećana potreba za automatskim praćenjem (monitoringom) stanja. Opšti (generički) uređaj za dijagnostiku stanja je uveden u ovaj rad. Uređaj se zasniva na diskriminativnim energetske funkcijama koje otkrivaju diskriminativne frekvencije - domene regija gde otkazi mogu biti identifikovani (prepoznati, utvrditi). Uređaj je primenjen za otkrivanje otkaza ležajeva asinhronog motora i uspeo je da pronađe karakteristične frekvencije koje omogućavaju precizno otkrivanje otkaza ležajeva [89].

U radu „*Incipient bearing fault detection for three-phase Brushless DC motor drive using ANFIS*“ (*„Detekcija otkaza ležaja u početnoj fazi elektromotornog pogona trofaznog asinhronog i motora jednosmerne struje pomoću ANFIS“*) (Abu-Rub, H., Moin Ahmed, S., Iqbal, A., Tolivat, H. A., Rahimian, M. M., IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics & Drives, 5-8 Sept. 2011, pp. 620 - 625) je navedeno da je detekcija otkaza u početnoj fazi električnih mašina važan zadatak i zahteva inteligentni dijagnostički pristup [6]. Vršena su opsežna istraživanja u području automatizacije dijagnostike otkaza. U ovom radu prikazana dijagnostička tehnika za detekciju otkaza ležaja u početnoj fazi elektromotornog pogona trofaznog asinhronog i motora jednosmerne struje.

U radu „*On-line Detection and Diagnostics of Induction Motor Rotor Faults Using Spectral Analyses of Stator Current*“ (*„On-line detekcija i dijagnostika otkaza rotora asinhronih motora spektralnom analizom struje statora“*) (Rastko Fišer, Henrik Lavrič, 5th International Symposium „Topical Problems in the Field of Electrical and Power Engineering“, Doctoral School of Energy and Geotechnology Kuressaare, Estonia, January 14 - 19, 2008) je prikazan sistem za on-line detekciju i dijagnostiku stanja asinhronih motora. Metoda se zasniva na analizi frekventnog spektra struje statora, snimanje se može izvoditi bez ometanja normalnog rada motora. Zato je metoda potpuno nerazarajuća i lako primenljiva u industrijskim sredinama. Konfiguracija hardvera i softvera je objašnjena detaljno, kao i rezultati merenja u periodu od godinu dana [59].

[32] Barzilović, E. I., Modeli tehničkog održavanja složenih sistema, Višaja škola, Moskva, 1988.

[168] Jie C. Wang, W., Golnaraghi, F., An Enhanced Diagnostic Scheme for Bearing Condition Monitoring, IEEE, 2010.

[89] Ilonen, J., Kamarainen, J. K., Lindh, T., Ahola, J., Kalviainen, H., Diagnosis tool for motor condition monitoring, IEEE, 2005.

[6] Abu-Rub, H., Moin Ahmed, S., Iqbal, A., Tolivat, H. A., Rahimian, M. M., Incipient bearing fault detection for three-phase Brushless DC motor drive using ANFIS, IEEE, 2011.

[59] Fišer, R., Lavrič, H., On-line Detection and Diagnostics of Induction Motor Rotor Faults Using Spectral Analyses of Stator Current, International Symposium, Estonia, 2008.

U studiji „*Remote on-line machine condition monitoring system*“ („*Sistem za daljinski on-line monitoring stanja mašine*“) Min-Chum Pan, Po-Ching Li, Yong-Ren Cheng, Measurement, Vol. 41, No 8, October 2008, pp. 912-921) je prikazna realizacija sistema za daljinski monitoring stanja mašine baziranog na arhitekturi razvijenoj u C++ Builder (BCB) softverskom razvojnom okruženju i Internetu, kao komunikacionom mediju (TCP/IP). Prikazan je kompletan ciklus monitoringa uključujući akviziciju podataka, obradu podataka, karakteristiku ekstrakcije, prepoznavanje oblika kroz veštačke neuronske mreže i on-line video nadzor [136].

Третяков, А. М., ПРАКТИКУМ ПО ДИАГНОСТИРОВАНИЮ АВТОМОБИЛЕЙ, „Высшая школа“, Москва, 2000. Ovaj model povezuje broj dijagnosticiranja sa ukupnim vremenom otkaza (zastoja) motornog vozila. Primena ovog modela podrazumeva poznavanje frekvencije pojave otkaza, vremena potrebnog za dijagnosticiranje kao i vremena potrebnog za sprovođenje postupaka preventivnog i korektivnog održavanja. Jedan od osnovnih ciljeva primene ovog modela je naći optimalnu vrednost intervala dijagnosticiranja radi postizanja maksimalne raspoloživosti (gotovosti) vozila [222, 171].

Харазов, А. М., Кривенко, Е. И., ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЛЁГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТАНЦИЯХ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ, „Высшая школа“, Москва, 2000. U ovoj knjizi prikazan je model na osnovu maksimalne gotovosti koja se zasniva na definisanju mogućih stanja vozila i određivanja njegove raspoloživosti (odnosno gotovosti) motornih vozila. Dijagnostika stanja, primenom ovog modela može se razmatrati kao samostalna celina ili kao integralni deo sa održavanjem [76].

Бедняк, М. Н., МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ, „Высшая школа“, Киев, 1999. U knjizi su obrađene metode, analiza tehničkog stanja motornih vozila kao i modela dijagnostičkog održavanja sa kontrolom nivoa pouzdanosti [35].

Ерифанов Л. И., Епифанова Е. А. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования - М. ФОРУМ, ИНФРА, М., - 280 с: (Серия Профессиональное образование), 2001. U ovoj knjizi dat je kriterijum tehničkog stanja, usvojen je nivo pouzdanosti, koji se izražava pokazateljima pouzdanosti [293].

Minić S., Dinamički model preventivnog održavanja prema stanju motornih vozila, (Doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1998. Razvijen je dinamički model koji omogućava optimalno, dinamičko upravljanje procesima promene stanja i održavanja motornih vozila [143, 171].

Говорущенко, Н. Л.: ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ, «Высшая школа», Харков, 1994. Korišćenje održavanja prema stanju s kontrolom nivoa pouzdanosti, koje se bazira na obradi statističkih podataka u toku celog perioda eksploatacije.

[136] Min-Chum Pan, Po-Ching Li, Yong-Ren Cheng, Measurement, 2008.

[222] Третяков, А. М., Практикум по диагностированию автомобилей, Высшая школа, Москва, 2000.

[171] Janjić, N., Modeli dijagnostike stanja i njihov uticaj na pouzdanost motornih vozila (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.

[76] Харазов, А. М., Кривенко, Е. И., Диагностирование лёгковых автомобилей на станциях технического обслуживания, „Высшая школа“, Москва, 2000.

[35] Бедняк, М. Н., Моделирование процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей, „Высшая школа“, Киев, 1999.

[293] Ерифанов Л. И., Епифанова Е. А. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования - М. ФОРУМ, инфра, М., - 280 с: (Серия Профессиональное образование), Москва, 2001.

[143] Minić, S.: Dinamički model preventivnog održavanja prema stanju motornih vozila, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1993.

Najsloženiji zadatak ovog održavanja jeste operativna ocena pouzdanosti sastavnih delova putničkih automobila u eksploataciji [69, 171].

U radu „*Remote control and monitoring of an induction motor*“ („*Daljinsko upravljanje i monitoring asinhronog motora*“) (Antonelli, A., Boccaletti, C, Duni, G., Fabbri, G., Proceedings of COMADEM, the 20th International Congress of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management, Faro, Portugal, 2007.) prikazana je realizacija sistema za monitoring i dijagnostiku udaljenog elektroenergetskog sistema. Sistem je zasnovan na web tehnologijama. Softver na serveru upravlja e-poštom klijenta i razmenjuje informacije između servera i elektronskog interfejsa. Razmena podataka i informacija koje se dešavaju između komponenti, odnosno klijenta, servera i udaljene opreme, smešta se u bazu podataka. Sistem je razvijen sa Microsoft Visual Studio 6.0, a permanentna Internet konekcija je realizovana korišćenjem UMTS-a.

U radu „*Adaptation of a Remote Control System for Data Exchange using a Mobile Data Channel*“ („*Adaptacija sistema daljinskog nadzora za obradu podataka pomoću mobilnih kanala podataka*“) (Batkauskas, V., Electronics and electrical Engineering, ISSN 1392 - 1215 , No. 3(75), Kaunas, 2007.) analizirane su mogućnosti primene daljinskog upravljanja i nadgledanja u tehničkom i ekonomskom okruženju. Ukazano je da se na ovaj način može znatno povećati pouzdanost rada sistema i smanjiti vreme zastoja sistema [34].

U radu „*Remote machine maintenance system through Internet and mobile communication*“ („*Sistem za daljinsko održavanje mašina pomoću Interneta i mobilnih komunikacija*“) (Wang, W., Tse, PW., Lee, J., International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 31, No. 7-8, pp. 783-789, 2007.) se razmatra daljinska dijagnostika otkaza korišćenjem Interneta i mobilnih uređaja. Ovaj sistem za daljinsko praćenje parametara sistema uzima XML kao jezgro i koristi ga za kodiranje dijagnostičkih podataka. Implementirani sistem publikuje dijagnostičke podatke ne samo putem web-a, već i putem WAP-a. Korisnici mogu da provere stanje mašine, uključujući podatke, slike i video, putem Interneta i mobilnih terminala. Ideja za rad je bila da ukaže na mogućnosti daljinskog procesuiranja podataka sa proizvodnih sistema pomoću smart telefona i PDA, čiji razvoj ih uvrštava u kategoriju „mini računara“ [256].

U radu „*Improving circuit breaker maintenance management tasks by applying mobile agent software technology*“ („*Poboljšanje upravljanja poslovima održavanja strujnih prekidača primenom softverskih tehnologija mobilnih agenata*“) (Kezunović, A. Xu, X., Won, D., Transmission and Distribution Conference and Exhibition 2002: Asia Pacific. IEEE/PES, Vol. 2, pp. 782-787, 2002.) predložen je softverski sistem za održavanje i zadatke reparacije. Korišćene su tehnologije mobilnih agenata i web tehnologije, koje su primenjene na elektroenergetski sistem i zadatke održavanja strujnih prekidača. Tehnologija agenata ispunjava uslove za primenu u održavanju zbog njenih karakteristika kao što je optimalno korišćenje propusnog opsega mreže, mogućnosti integracije raznorodnih podataka i bezbednost [161].

[69] Говорущенко, Н., Я., Техническая эксплуатация автомобилей, „Высшая школа“, Харьков, 1994.

[171] Janjić, N., Modeli dijagnostike stanja i njihov uticaj na pouzdanost motornih vozila (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.

[34] Batkauskas, V., Adaptation of a Remote Control System for Data Exchange using a Mobile Data Channel, Electronics and electrical Engineering, Kaunas, 2007.

[256] Wang, W., Tse, PW., Lee, J., Remote machine maintenance system through Internet and mobile communication, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007.

[161] Kezunović, A. Xu, X., Won, D., Improving circuit breaker maintenance management tasks by applying mobile agent software technology, IEEE, 2002.

Hartog (1956) ističe da su vibracije u opštem smislu periodična kretanja koja se u svim pojedinostima ponavljaju posle izvesnog vremenskog intervala, nazvanog periodom vibracije [73].

Analizirajući vibracije centrifugalnih pumpi, *Smith D., Price S.M., Kunz F.K.* (1996) istakli su da se većina problema vibracija javlja usled sinhronog fenomena kao što je frekvencija broja lopatica pomnoženog sa brzinom obrtanja, i frekvencije brzine obrtanja [210].

Hancock (1974) u svom radu naglašava da merenje vibracija pruža dobru osnovu za ostvarivanje radnog stanja procesne pumpe. Podaci o vibracijama obezbeđuju dobru osnovu za projektovanje programa preventivnog/korektivnog održavanja [72].

Lifson, et al (1987) sprovedli su istraživanja vibracija na rotacionim mašinama. Navode da vibracije mogu biti izazvan zamorom materijala ili dinamičkim preopterećenjem; habanje, trenje, ili zamor površina ležajeva, zupčanika, spojnice, itd; i smanjenje performansi usled unutrašnjih zazora mašine [122].

Istraživanja koje je sproveo *Black* (1979) zasniva se na upoređivanju pumpi sa kliznim ležajem. Fluid koji se distribuira ima relativno nizak viskozitet u poređenju sa uljem za podmazivanje, a zazori kod pumpi su znatno manji od onih kod kliznih ležajeva. U centrifugalnim pumpama unutrašnji zazori istovremeno povećavaju i prigušuju kritične brzine i poboljšavaju margine stabilnosti [38].

Proučavajući uzrok vibracija na centrifugalnim pumpama *McNally* (1998) navodi da mehaničke vibracije obuhvataju [128]:

- temperaturno širenje komponenti, posebno vratila;
- debalans rotirajućih komponenti (oštećena radna kola, loše postavljeni ležajevi);
- mimoilaženje osa pumpe i pogonskog člana;
- savijeno ili uvrnuto vratilo (male deformacije);
- deformacije cevovoda (usled konstrukcije ili temperature) ;
- nedovoljno velika masa postolja pumpe;
- istrošeni ili olabavljeni ležajevi (u eksploataciji) ;
- olabavljene navrtke za spoj pumpe i postolja.

Japikse, D. i drugi (1997), ističu da je jedan od problema kod pumpi pojava vibracije [166]. Ti problemi su posebno izraženi ako je pumpa postavljena vertikalno, ako je brzina pumpe promenljiva ili ako pumpa radi ravnomerno sa protokom ispod projektovanog. Kod ovih pumpi se pored radijalnih, mogu javiti i aksijalne i torzione (zbog uvijanja vratila delovanjem momenta) vibracije *Lemeš S.* (2002) [119]

Klasifikaciju uzroka vibracija centrifugalnih pumpi dao je *McNally* (1998), i on je sve uzroke svrstao u tri grupe [128]:

- mehanički uzroci vibracija;

[73] Hartog, D.: Mechanical vibrations, Mc Graw-Hill Book company, New York, 1956.

[210] Smith D., Price S.M., Kunz F.K., „Centrifugal Pump Vibration Caused By Supersynchronous Shaft Instability, Use of Pumpout Vanes To Increase Pump Stability“, 13th International Pump Users Symposium. TAMU, Texas, 1996.

[72] Hancock, W., „How to Control Pump Vibration“, Hydrocarbon Processing, pp. 107-113, 1974.

[122] Lifson, A., Simmons, H., and Smalley, A., „Vibration Limits for Rotating Machinery“, Mechanical Engineering, pp. 60-65, 1987.

[38] Black, H., „Effects of Fluid-Filled Clearance Spaces On Centrifugal Pump and Submerged Motor Vibrations“. 8th International Turbomachinery Symposium, TAMU, Texas, 1979.

[128] McNally, B., „Centrifugal Pump & Mechanical Seal Reference Manual“, McNally Institute. 1998.

[166] Japikse, D., Marscher, W.D., and Furst, R.B., Centrifugal Pump Design and Performance, Concepts ETLInc, Wilder, 1997.

[119] Lemeš S. Vibracije centrifugalnih pumpi u sistemima za hlađenje automobilskih motora, Magistarski rad, Zenica, 2002.

[128] McNally B.: „Centrifugal Pump & Mechanical Seal Reference Manual“, McNally Institute. 1998.

- hidraulički uzroci vibracija;
- ostali uzroci.

Kompleksnost savremenih mašinskih tehničkih sistema (pre svega rotacionih mašina) i tehnologija koje se koriste u industrijskoj proizvodnji, traži nove metode za praćenje i dijagnostiku što uslovljava da radnici u održavanju imaju određeni nivo znanja i obučeniosti.

Proučavajući probleme vibracija kod rotirajućih mašina *Albert F. Criqui* (1994) tvrdi da je veliki broj problema vibracija uzrokovan malim brojem uzroka, od kojih su najčešći debalans, nesaosnost i rezonanca [26].

Варфоломеев В.Н., Научные основы построения и реализации технологии поддержания автомобилей в работоспособном состоянии на базе диагностической информации: Автореферат дис. докт. техн. Наук. 32 с, - Киев, 1994. Korišćenjem pokazatelja kretanja otkaza mogu se odabrati odgovarajuće metode kontrole nivoa pouzdanosti. Nivo pouzdanosti kontroliše se putem upoređenja sa gornjom granicom regulacije u čijim granicama praćeni broj otkaza ima slučajni karakter [225].

Duboka Č. Tehnologije održavanja vozila 1, Mašinski fakultet, Beograd, 1992. U ovoj knjizi obrađeni su parametri koji su dominantni uz različite funkcije kriterijuma. Neke od njih kao funkcije kriterijuma koriste: maksimalnu gotovost odnosno raspoloživost, postizanje maksimalne bezbednosti eksploatacije vozila i obezbeđenje maksimalnog profita, itd [54].

Muždeka, S.: LOGISTIKA - LOGISTIČKO INŽENJERSTVO - POUZDANOST, POGODNOST ZA ODRŽAVANJE, GOTOVOST, INTEGRALNO TEHNIČKO OBEZBEĐENJE (Skripta), TU SSNO, 2000. Primena ovog modela je moguća ako su poznati kriva verovatnoće pouzdanosti i ukupni otkazi pri održavanju. Analizirani model dijagnostike stanja tehničkog sistema se zasniva na poznavanju vrednosti verovatnoće uspešnog programiranja dijagnostike stanja, vremena potrebnog rada između otkaza, intervala preventivnog korektivnog održavanja i odnos vremena potrebnog za sprovođenje korektivnog i preventivnog održavanja kao i uticaj na pouzdanost motornih vozila [125].

Kolegaev N.R., Opredelenie optimalnoj dolgoveenosti tehničkih sistem, Sovetskoe radio, Moskva. 1986. Ove metode zasnivaju se na primeni teorije verovatnoće matematičke statistike, teorije sistema, teorije fazi-skupova, teorije neodređenosti i tzv. metoda „mekog inženjerstva“ [116].

U doktorskoj disertaciji „*Daljinsko praćenje dijagnostičkih parametara i njihov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema*“ (Vanja Voskresenski, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, 2011.) razmotrene su mogućnosti korišćenja novih informaciono-telekomunikacionih tehnologija u daljinskom praćenju dijagnostičkih parametara tehničkih sistema i preduzimanju aktivnosti održavanja na osnovu rezultata praćenja [227].

U doktorskoj disertaciji „*Detekcija otkaza tipa slomljene šipke kod asinhronih motora primenom metoda računarske inteligencije*“ (Matić, D., Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2012.) dat je prikaz realizacije sistema za detekciju otkaza slomljene šipke rotora kod asinhronih motora, primenom metoda vektora podrške na osnovu analize fazne struje motora u stacionarnom stanju, koja je trenutno jedna od najpopularnijih metoda. Objašnjenje je

[26] Бедняк, М. Н., Моделирование процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей, „Высшая школа“, Киев, 1999.

[225] Варфоломеев, В. Н., Научные основы построения и реализации технологии поддержания автомобилей в работоспособном состоянии на базе диагностической информации: Автореферат дис. докт. техн. Наук. 32 с, - Киев, 1994.

[54] Duboka Č. Tehnologije održavanja vozila 1, Mašinski fakultet, Beograd, 1992.

[125] Muždeka, S., Logistika - logističko inženjerstvo - pouzdanost, pogodnost za održavanje, gotovost, integralno tehničko obezbeđenje (Skripta), TU SSNO, Beograd, 2000.

[116] Kolegaev N.R., Opredelenie optimalnoj dolgoveenosti tehničkih sistem, Sovetskoe radio, Moskva. 1986.

[227] Voskresenski, V., *Daljinsko praćenje dijagnostičkih parametara i njihov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema* (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, 2011.

Bajesova teorija odlučivanja koja predstavlja teorijsku osnovu u problematici prepoznavanja uzoraka i uspešnoj klasifikaciji [126].

Dimenberg, F.N., Kolesnikov, K.S., *Vibracii v tehnike*, Spravočnik tom 3, Mašinstroenie, Moskva, 1989. U ovoj knjizi je izvršena analiza prikaza osnovnih veličina vibracija – mehaničkih oscilacija, koje se pojavljuju u radu sastavnih komponenata turbogeneratorskih sistema i analiza prikupljanja podataka o otkazima koji su nastali povećanjem mehaničkih oscilacija [51].

Hill, C, *An introduction to Chemical Engineering kintecics and Termoelektric Design*, Free University, Amsterdam, 1989. U ovoj knjizi su prikazani svi karakteri nastajanja mehaničkih oscilacija pri radu sistema i za različite slučajeve je data matematička forma analize osnovnih njihovih veličina, kao i uticaj promene parametara temperature na ležajevima [78].

Brankovski, M., *Issledovanii i ustranii vibracii turbogeneratorov*, Energia, Moskva, 1997. U ovoj knjizi su jasno definisana stanja rada turbogeneratorskog sistema koja omogućuju formiranje analize stabla otkaza sastavnih komponenata sistema. Ovakav prilaz omogućuje formiranje univerzalnog stabla otkaza bilo kog mašinskog sistema [29].

Bercnreal E.R., *Vibracii gidroagregatov gidroelektričeski stancii energijii*, Moskva, 1989. Razvio je sekvencijalni metod (metod sukcesivnih varijacija) u kome se koristi model optimizacije tehničke dijagnostike pri merenju vibracija, da bi se optimizirala funkcija cilja. Svaka moguća inicijalna trajektorija vodi do optimalnog rešenja uz male računске zahteve, a za linearne funkcije cilja i jednostavnije probleme, rešenje se može dobiti sa primenom računara [39].

Barlow, R., *Mathematical theory of Reliability*, New York, 1995. Rešava problem praćenja oštećenja kliznih ležajeva u datim uslovima i vremenu. Problem se rešava primenom algoritma redukovano gradijenta i šemom gradijentne projekcije bazirane na Lagrangeovom množitelju [30].

Gill, E., *Practical Optimization*, London, Academic Press, 1989. Koristi princip diskretnog maksimuma za rešavanje problema optimizacije tehničke dijagnostike turbogeneratorskog sistema, dokazujući pritom sposobnost ovog algoritma da uzme u obzir vreme rada turbogeneratorskog sistema sa definisanim parametrima stanja [66].

Sun, Y. u svojoj disertaciji je razvio nekoliko modela oslanjajući se na postojeće poput SSA i AIMF. Model takođe predviđa i postojanje kaskadnih otkaza kao mogućnost primene različitih distribucija otkaza. Model omogućuje da se pouzdanost svake komponente sistema posebno razmatra te i preventivne akcije održavanja su definisane prema svakoj komponenti sistema zasebno. Interakcije komponenata su definisane matricom interaktivnih koeficijenata pri čemu je uticaj otkaza jedne komponente na otkaz druge komponentne konstantan tokom vremena [198, 137, 328].

[126] Matić, D., *Detekcija otkaza tipa slomljene šipke kod asinhronih motora primenom metoda računarske inteligencije*, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2012.

[51] Dimenberg, F.N., Kolesnikov, K.S., *Vibracii v tehnike*, Mašinstroenie, Moskva, 1989.

[78] Hill, C., *An introduction to Chemical Engineering kintecics and Termoelektric Design*, Free University, Amsterdam, 1989.

[29] Brankovski, M., *Issledovanii i ustranii vibracii turbogeneratorov*, Energia, Moskva, 1997.

[39] Bercnreal E.R., *Vibracii gidroagregatov gidroelektričeski stancii energijii*, Moskva, 1989.

[30] Barlow, R., Prochan, F., *Mathematical Theory of Reliability*, New York, 1995.

[66] Gill, E., *Practical Optimization*, London, Academic Press, 1989.

[198] Sun, Y., *Reliability Prediction Of Complex Repairable Systems*, University of Technology, Queensland, 2006.

[137] Milošević, D., *Modeli obezbeđenja pouzdanosti složenih postrojenja u termoelektranama (doktorska disertacija)*, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.

[328] www.meste.org

Rad „Dijagnostika vibracionog stanja hidroturbina primenom koncepata veštačke inteligencije“ (Šaranović Ivan, Novak Jauković, Infoteh-Jahorina, Vol. 2, Ref. C-11, pp. 215-218, March 2002) prikazuje primenu metoda veštačke inteligencije za ocenu vibracionog stanja hidroturbina. Na osnovu ovih podataka i znanja eksperata realizovan je ekspertski sistem TURBO na bazi razvojnog okruženja - razvojne ljuske BEST (Based Expert System Toolkit). Na osnovu ovih dinamičkih veličina ocenjuje se opšte dinamičko stanje hidroturbine u periodičnim vremenskim razmacima [199].

U radu „Mogućnosti primene metoda veštačke inteligencije u automatizaciji vibrodijagnostičkih metoda“ (Zuber Ninoslav, Ličen Hotimir, Tehnička dijagnostika, 2011, vol. 10, br. 2, str. 9-16) prikazano je istraživanje mogućnosti primene metoda veštačke inteligencije u postupcima automatizacije vibrodijagnostičkih metoda [266]. Eksperimentalna verifikacija je izvedena na podacima dobijenim sa probnog stola na kome je izvršeno snimanje vibracija na rotirajućoj mašini sa oštećenim ležajevima.

Mašinski fakultet iz Beograda je napravio „Studiju matematičkog modela optimizacije dijagnostike turbogeneratorskog sistema“. Cilj studije je bio razrada kompleksnog matematičkog modela koji će omogućiti optimalno praćenje oštećenja vodećih ležajeva kao i merenje apsolutne i relativne vibracije vratila.

Institut „Mihajlo Pupin“ iz Beograda je u saradnji sa Programom za razvoj Ujedinjenih nacija pokrenuo projekat „Primena systemske analize u korišćenju energetske potencijala“, čiji cilj je bio da se unaprede metode planiranja i operativni rad sistema, da se proizvodnim službama i dispečerskoj službi ZEP-a, a u perspektivi područnom centru upravljanja, omogući sprovođenje aktivnosti neophodnih za godišnje planiranje i replaniranje proizvodnje, kao i operativno dnevno planiranje pomoću računara.

Institut „Nikola Tesla“ iz Beograda uradio je nekoliko studija o monitoringu turbopostrojenja u Elektroprivredi Srbije, pri čemu je vršena procena stanja i preostalog veka generatora.

1.3. Vibrodijagnostika u različitim fazama životnog ciklusa tehničkih sistema

Era kompjuterske revolucije omogućila je novi skok u oblasti vibracione dijagnostike. Predstavljen je veliki broj multifunkcionalne opreme merenja vibracija. Tokom ovog perioda domaći instrumenti daleko zaostaju od zapadnog (čak je većina kompanija imala za dijagnostiku strane uređaje i aparate). Nažalost, visoke cene zapadnih instrumenata i opreme značajno usporavaju njihovu široku primenu. I pored ovako skupe dijagnostičke opreme u našoj zemlji počela je u industrijskim preduzećima masovna primena metoda i merne opreme za primenu vibracione dijagnostike.

Vibracije (oscilacije sa relativno malom amplitudom i ne previše niskom frekvencijom) - pojava tipična za bilo koju tehniku, koja sadrži oscilatorna kretanja elemenata mehaničkog sistema pri čemu su pomeranja tačaka sistema mala u poređenju sa dimenzijama samog sistema [291]. To proizilazi iz velikog broja osobina, koje se javljaju kao prirodna posledica izrade tehničkih elemenata i karakteristike materijala. Povećanjem vibracija

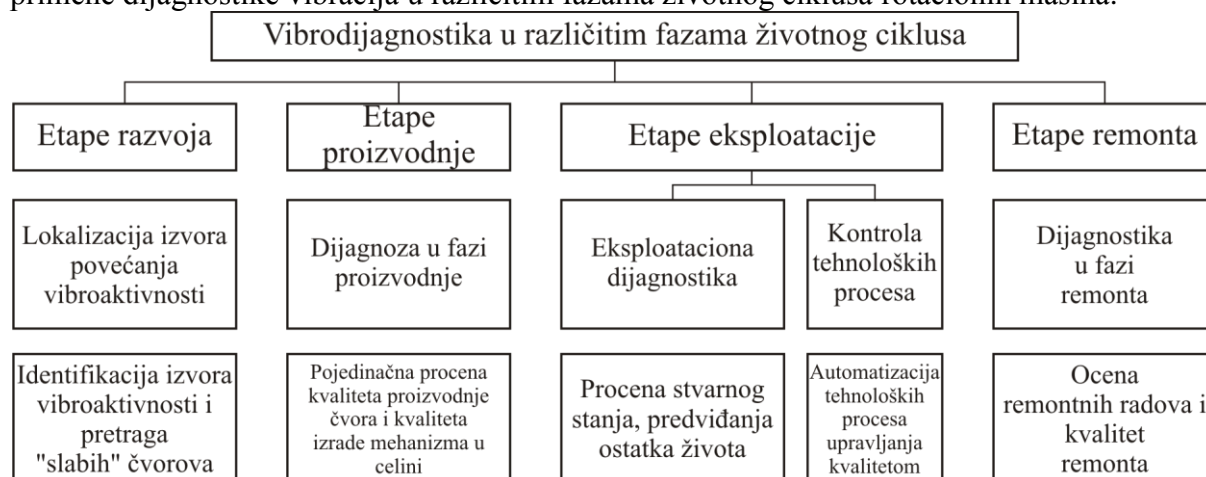
[199] Šaranović, I., Jauković, N., Dijagnostika vibracionog stanja hidroturbina primenom koncepata veštačke inteligencije, Infoteh, Jahorina, 2002.

[266] Zuber, N., Ličen, H., Mogućnosti primene metoda veštačke inteligencije u automatizaciji vibrodijagnostičkih metoda, Časopis Tehnička dijagnostika, Beograd, 2011.

[291] Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.) М.: Машиностроение, 1978. Т.1. Колебания линейных систем/Под ред. В.В. Болотина, 1978. 352с.

ovakvih osobina mogu nastati ozbiljni defekti. S druge strane oštećenja na mernoj opremi dovodi do promene karakteristika vibracija. Povećanje vibracija iznad određenog nivoa može dovesti do deformacije komponenti. Na taj način, pojava vibracija karakteriše se kao razlog za nastanak defekata.

Vibrodiagnostika je jedna od metoda kontrole bez razaranja, nauka o uzrocima pojava vibracija i metoda njenog eliminisanja. Vibrodiagnostika se primenjuje za praćenje trenutnog stanja elemenata, da se identifikuju mogući defekti, proceni ostatak veka elemenata, odredi praćenje uslova i obim remontnih radova, što značajno povećava efikasnost ovoj metodi. Analize domaćih i stranih radova na ovu temu o praćenju stanja tehničkih sistema sa rotacionim kretanjem pokazuju, da za otkrivanje mogućih otkaza je najefikasnije praćenje stanja (do 77%) koje se zasniva na vibracijama [290]. Na slici 1.2. prikazana je šema primene dijagnostike vibracija u različitim fazama životnog ciklusa rotacionih mašina.



Slika 1.2. Oblasti primene vibrodiagnostike u različitim fazama životnog ciklusa mašina, posebno rotacionih mašina

Ekonomska opravdanost primene metoda vibrodiagnostike u različitim sektorima tehnike ima mnogo razloga: smanjena verovatnoća nepredviđenih havarija sa katastrofalnim posledicama; ukidanje ili smanjenje broja pregleda koji smanjuju vek opreme; niži troškovi održavanja i popravki; ekonomska ušteda rezervnih delova, goriva i maziva [186]. Na taj način gubici povezani sa zastoјima u radu i proizvodnim troškovima za obnovu oštećene opreme, u velikoj meri prevazilaze troškove nabavka, montaže i korišćenje sredstava praćenja vibracija. Veliki broj radova i istraživanja, posvećen ovoj temi je najbolji pokazatelj o pitanjima određivanja ekonomske efikasnosti sprovođenja i primeni metoda vibrodiagnostike. Prema tome, ispravna primena metoda za vibrodiagnostiku omogućava održavanje u skladu sa pravilima (planirano) da proaktivno smanje troškove održavanja opreme više od 2 puta.

Merenja i analiza vibracija na radnoj mašini su se pokazala kao glavni procenitelj stanja mašine. Zbog neodvojive veze između vratila i kućišta, vibracije i ometajuće (uznemirujuće) sile koje deluju na unutrašnje komponente pumpe, vibracije su osetljiv pokazatelj promena u procesu rada mašine, koje utiču na promenu opterećenja na pumpi. Drugi operativni parametri kao što su temperatura, usisni pritisak, protok, itd, mogu dati

[290] Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т./Под общ. ред. В.В. Клюева. Т.7: Кн.2.; Москва Вибродиагностика./Ф. Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. М.: Машиностроение, 2005. 829с., Москва ил.

[186] Сушко А.Е., Демин М.А., Вибродиагностика в системах технического обслуживания по фактическому состоянию оборудования металлургических производств// Вибрация машин: измерение снижение защита, 2005. №1 .С.6-9., Москва

značajne informacije, ali i dalje su vibracije najpogodniji pokazatelj stanja. Periodično praćenje vibracija je široko priznato kao pouzdan metod pri dinamičkom određivanju stanja pumpnih jedinica.

Analiza ukupnog nivoa vibracija i prateće frekvencije spektra vibracija, može dovesti do ranog otkrivanja detekcije i izolovanja uobičajenih problema pumpi. Rano otkrivanje problema, omogućava planiranje korektivnih mera, da budu planirane u odgovarajućem vremenu što povećava produktivnost pumpe, ekonomičnost i efikasnost.

Pod mehaničkim vibracijama, u opštem slučaju, podrazumevamo oscilatorno kretanje krutog tela u odnosu na njegov ravnotežni položaj. Uzročnik kretanja je poremećajna prinudna sila (prinudne vibracije), koja po svojoj prirodi, može biti determinisana ili slučajna [324].

Slobodnim vibracijama nazivamo periodično kretanje, koje telo izvodi po prestanku delovanja poremećajne sile. U svim ovim slučajevima, opšti karakter kretanja, može se izraziti harmonijskom vremenskom funkcijom, a kao osnovni parametri za njenu identifikaciju, pored frekvencije oscilovanja (broja ciklusa u jedinici vremena), alternativno se može izabrati i jedna od veličina kao što su amplituda pomeranja, njegova brzina, odnosno ubrzanje. Pored analitičkog istraživanja, vibracije se mogu prikazati i grafički. U praksi su zapisi vibracija mnogo složeniji. Najčešće se sreće složeno oscilovanje, dobijeno superpozicijom dveju ili više elementarnih vibracija sa različitim intenzitetima i različitim frekvencijama [317].

Vibracije koje se javljaju na mašinama predstavljaju kretanje mehaničkih komponenti mašine napred-nazad kao njihova reakcija na unutrašnje i spoljne sile, odnosno oscilatorno kretanje krutog tela u odnosu na svoj ravnotežni položaj.

[324] www.terotehnologija.ba

[317] www.scribd.com

2. METODOLOŠKI KONCEPT

2.1. Problem i predmet istraživanja

Na osnovu praćenja stanja radne sposobnosti tehničkih sistema (pre svega rotacionih mašina) odnosno njihovog funkcionisanja, a uzimajući u analizu metode i parametre štetnosti usled vibracija, može se formirati vibrodijagnostički model održavanja. Za programiranje ovakvog modela neophodno je poznavanje matematičkih modela vibrodijagnostike, koji će analizirani objekat predstaviti kao dinamički sistem, čije će se stanje u svakom vremenskom trenutku definisati vrednošću ulaznih, unutrašnjih i izlaznih parametara.

Da bi se odredili uticaji mehaničkih vibracija na sigurnost funkcionisanja tehničkog sistema neophodno je postaviti sistemski pristup u analizi kontrole njihovih parametara.

Neplanirani otkazi usled povišenog nivoa vibracija tehničkih sistema imaju za posledicu sledeće:

- sniženje nivoa pouzdanosti tehničkih sistema;
- velike troškove opravke;
- havarije koje ugrožavaju zaposlene i prouzrokuju materijalne štete;
- značajne gubitke u procesu proizvodnje.

Da bi se smanjili otkazi i eliminisale havarije potrebno je pravovremeno prepoznati promene stanja sistema, koje se karakterišu u utvrđivanju uzročnika vibracija i njihovim preventivnim eliminisanjem.

Problemi koji se javljaju u pogledu dijagnostike i eliminisanja vibracija su sledeći:

- nedovoljan broj savremenih uređaja za merenje vibracija i za analizu dobijenih podataka;
- nedovoljno poznavanje konstrukcije tehničkog sistema;
- nedovoljna obučanost radnika održavanja i radnika koji opslužuju tehnički sistem;
- mala upotreba računara, nepostojanje monitoring sistema (sistema za praćenje stanja);
- neozbiljnost pristupa problemu uzroka vibracija, recimo rotora generatora, od strane rukovodećeg kadra.

Dosadašnja istraživanja vibracionog stanja tehničkih sistema nisu bila zastupljena u velikoj meri u ranijim eksploatacijama tehničkih sistema. U novije vreme uočavaju se velike koristi od neutralisanja neželjenog dejstva vibracija, pa se pristupilo opsežnijim istraživanjima u našoj zemlji.

Kao osnovne faktore koji utiču na gubitak energije u ležaju neophodno je smatrati opterećenje, frekvenciju obrtanja, način i količinu podmazivanja i vrstu maziva.

Predmet istraživanja obuhvata analizu rada sastavnih komponenata tehničkog sistema prvenstveno kroz primenu i sprovođenje kontrole dijagnostičkih parametara, sa ciljem obezbeđenja optimalne efikasnosti rada postrojenja. Optimalna vrednost dobijena metodom analize rada komponenata, daje vrednost radnih parametara koji se mogu prilagoditi i menjati kako bi se obezbedili optimalni uslovi rada.

Istraživanja će obuhvatiti određene povezane i kvalitativne uticajne pojave optimizacionih parametara u funkciji pouzdanosti istih, sa ciljem da predvidi preostali radni vek sastavnih komponenata tehničkog sistema na osnovu čega se može sprovesti njihovo najbolje održavanje.

Savremena praksa je pokazala da se efekat nepoželjnih vibracija može iskoristiti kao dijagnostičko sredstvo u okviru preventivnog inženjerstva i održavanja mašinskih sistema.

Ovo je posebno značajno za slučaj mašinskih sistema instaliranih u većini proizvodnih kapaciteta naše privrede, jer se u velikom broju slučajeva radi o sistemima kojima je optimalni radni vek već odavno istekao. Merenje vibracija na složenim strukturama mašinskog sistema, ogleda se u mogućnosti otkrivanja otkaza, odnosno uzročnika vibracija koji mogu dovesti do zastoja u radu tehničkog sistema.

Pravilnom analizom podataka o vibracionom stanju mašinskog sistema, posredno i efikasno se utiče na kontinualan rad mašinskog sistema i na smanjenje troškova održavanja. Ispunjavaju se zahtevi za obezbeđivanjem većeg stepena iskorišćenja, dužeg veka trajanja, višeg nivoa pouzdanosti i radne sigurnosti različitih mašinskih sistema. Moderni dijagnostički sistemi zahtevaju maksimum informacija koje proističu iz merenja i analize signala vibracije na rotacionim mašinama.

2.2. Cilj istraživanja

Primarni cilj istraživanja je ocena dinamičkog stanja tehničkih sistema (agregata), u eksploataciji. To se vrši ispitivanjem relativnih i apsolutnih vibracija agregata na bazi beskontaktnih i kontaktnih senzora. Pažnja je usredsređena na ispitivanje relativne vibracije na bazi beskontaktnih senzora. Rezultati će biti prikazani (tabelarno i dijagramski) za merna mesta. Obradiće se orbite relativnih pomeranja ose vratila (za sva merna mesta u svim pogonskim stanjima), promene položaja orbite, položaj ose vratila tokom eksploatacije, parametri rotora u prelaznim režimima (povećanje/smanjenje snage). Ispitivanje se sastoji u dobijanju vibracionih karakteristika, čije savremeno merenje i analiza omogućavaju da se utvrde uzroci, pojave i povišenja vibracija složenih postrojenja (pre svega energetskih postrojenja).

Pored ovoga, cilj istraživanja u ovoj disertaciji je određivanje vibracionog modela postupaka vibrodijagnostike, postizanja raspoloživosti prenosnih funkcija pouzdanosti rada komponenata tehničkog sistema sa učešćem kontrole parametara stanja komponenti, tako da se na bazi detaljnih analiza:

- izvrši sprovođenje dijagnostičkih kontrola stanja sklopova rotacionih mašina (kontrola vibracija),
- izvrši optimalna periodičnost primene dijagnostičkih metoda (kontrola vibracija),
- identifikuje ocena i rangiraju svi rizici sa stanovišta prekida radnih procesa, turbopostrojenja, bezbednosti, sigurnosti rada, odrede mere koje treba da se preduzmu da bi se značajni rizici smanjili, odnosno da bi se smanjila verovatnoća, posledice tih događaja [1, 318].

Na osnovu analiza tj. primenom vibrodijagnostičkog modela određene su štetnosti koje izazivaju promene kod povišenog nivoa vibracija. Na osnovu njega predviđa se stanje funkcionalnosti komponenata sklopova i njihova mobilnost što dovodi do pravilnijeg održavanja komponenata, značajnih ušteda u održavanju, funkcionisanju i u proizvodnom procesu.

[1] issuu.com
[318] tfzr.rs

2.3. Hipoteze istraživanja

U formiranju dijagnostičkog modela posmatraće se i analizirati sklopovi sa sprovedenim postupcima preventivnog održavanja sastavnih komponenata rotacionih mašina. Analiziraće se optimizacija vrednosti amplituda vibracija, moguće temperature na ležajevima itd, odnosno, određiće se spektralnom analizom slučajnih funkcija koji nastaju pri radu komponenata analiziranih sklopova rotacionih mašina.

Datim modelom vršiće se analiza sigurnosti funkcionisanja sklopova u svakom trenutku tj. u svakom trenutku eksploatacionog rada njegovih sastavnih komponenti. Na osnovu ovih analiza može se tačno odrediti vreme sigurnog rada sklopa na osnovu čega se mogu isplanirati i sprovesti postupci tehnologije preventivnog održavanja, čime se produžuje vek komponenti u njihovom radu.

Značaj dijagnostike rotacionih mašina je izuzetan, naročito sa aspekta visoke cene opreme koja se u svom radnom veku intenzivno eksploatiše.

Problematika izbora reprezentativnih parametara, veličina i stanja rotacionih mašina za dijagnostiku zasnivaju se na prethodno utvrđenim slabim mestima, iskustvima u eksploataciji i održavanju tehničkih sistema, kao i teorijskim postavkama iz oblasti tehničke dijagnostike.

Kompleksnost strukture rotacionih mašina, prelaskom u stanje u otkazu, izaziva izuzetno velike troškove. Ako se pri tome uzme u obzir priroda strukture sistema (sa stanovišta teorije pouzdanosti), koja je redna, jasno je da otkaz bilo kog elementa, sklopa ili podsistema izaziva njegov kompletan otkaz, što dovodi do izuzetno velikih troškova. Tada se jasno nameće da je pored potrebe obezbeđenja visoke radne efikasnosti i pouzdanosti od velikog značaja obezbediti i efikasan sistem dijagnostike radnih parametara (pri radu pojedinih podsistema, menja se tehničko stanje na velikom broju sklopova i elemenata, ali je potrebno odabrati samo neke, reprezentativne parametare, veličine i stanja, ovih podsistema, kao najkarakterističnije i najznačajnije za monitoring), kao prevenciju od teških havarija i otkaza više elemenata u nizu, unutar strukture ovih rotacionih mašina, pa se može reći da je nivo pouzdanosti i spremnosti rotacionih mašina u direktnoj vezi i sa održavanjem (tako da je moguće povećati njihovu pouzdanost i izborom odgovarajuće strategije održavanja).

Na osnovu napred rečenog formira se glavna hipoteza koja glasi (na osnovu naslova disertacije):

„Razvijanjem integrisanog modela održavanja zasnovanog na uspostavljanju zakonitosti promene mehaničkih vibracija moći će da se preventivno predvide pojave neispravnosti i prognozira stanje rotacionih mašina i nedozvoljenih vibracija, zatim da se utvrdi stanje mašina i definiše prognostika stanja što će doprineti da se povisi nivo pouzdanosti i smanje troškovi održavanja ovih mašina“.

2.4. Metode istraživanja

Metodologija istraživanja postupaka vibrodijagnostike sastavnih komponenata rotacionih mašina obuhvatiće sledeće metode:

- metoda analize i sinteze,
- metode teorije sistema,
- metode modelovanja,
- statističke metode,
- opšte naučne metode,
- informatičke metode.

Model vibrodijagnostike rotacionih mašina dobija se različitim metodama koje definišu kriterijume prema kojima se određuje optimalno rešenje koje pruža najveće raspoloživosti sastavnih komponenti rotacionih mašina.

Zbog rastuće kompleksnosti i dinamike procesa promene stanja komponentata koji opisuju stohastičke procese parametara stanja, traže da za opisivanje ovih procesa, posebno u cilju najpovoljnijih rešenja ili optimizacije, koriste metode teorije verovatnoće i modele koji su za ova razmatranja posebno interesantna.

2.5. Naučna i društvena opravdanost istraživanja

Analizom postojećeg stanja procesa eksploatacije i održavanja rotacionih mašina, dobijeni su rezultati koji su po znatno lošiji od rezultata u razvijenim zemljama. Dobijeni rezultati treba da pokažu da se primenom predloženog modela vibrodijagnostičkog održavanja postiže visoka pouzdanost pri radu, visoka bezbednost, planirana raspoloživost sistema i smanjena ulaganja. Primenom ove metode održavanja smanjuje se trajanje remonta, povećava međuremontni period i produžava radni vek rotacione mašine.

Primenom modela praćenja postupaka vibrodijagnostike analiziranih sklopova i uvođenjem postupaka tehnologije preventivnog održavanja direktno se utiče na optimizaciju povećanja dužine rada komponenti sklopova, tako da se mogu održavati u propisanim granicama. Na ovaj način povećavamo produktivnost rada rotacionih mašina i potvrđuje se opravdanost uvođenja optimalnog modela postupaka vibrodijagnostike.

Koncepcija vibrodijagnostike (kao deo preventivnog održavanja prema stanju) zasniva se na metodologiji primene parametara stanja komponenti prema pouzdanosti i predstavlja metod objektivnog upravljanja procesima promene stanja komponenti i preventivnog održavanja sastavnih komponenti rotacionih mašina.

Dobijeni rezultati predstavljaju naučnu osnovu i suštinu modela vibrodijagnostike, a proveru parametra daje kontinualno praćenje promene odabranog parametra koji jednoznačno i sigurno opisuje stanje posmatrane rotacione mašine. Na osnovu ovako identifikovanih promena utvrđenih odnosa parametra stanja i pouzdanosti, određuju se potrebni postupci preventivnog održavanja sastavnih komponentata sklopova.

Društvena opravdanost istraživanja predstavlja razvoj modela iz strukturnih parametara i faktora, a njegova primena izvodi se praktično sa primenom tehnike preventivnog održavanja. Nakon primene ovog modela znatno se smanjuju otkazi komponenti rotacionih mašina, tako da su znatne uštede na sastavnim sklopovima na kojima je vršeno ispitivanje i testiranje modela, a time dobijena optimalna vrednost stanja komponentata sklopova, recimo turbogeneratora, cele termoelektrane a time i ukupnog energetskeg sistema Srbije.

Modeli postupaka vibrodijagnostike vršice praćenje dinamičkih stanja, tj. primenu korelacionih funkcija pouzdanosti komponentata kojom vršimo ispitivanje uzajamno povezanih fizičkih procesa u nekom datom momentu vremena sa vrednostima procesa u nekom narednom trenutku.

Dobijeni rezultati predstavljaju naučnu i društvenu analizu od posebnog značaja za unapređenje postupka vibrodijagnostike, kao i postupaka preventivnog održavanja mašina. Na osnovu ovakvog praćenja stanja radne sposobnosti komponentata rotacionih mašina tj. njegovog funkcionisanja, a uzimajući u analizi metode i parametre stanja komponenti može se formirati blok dijagram za povezivanje ovih veličina u vidu eksploatacionih sistema.

Suštinu naučnog ispitivanja optimizacije radnih parametara mašine dijagnostičkim putem, dobija se širi presek osnovnog dinamičkog stanja, što će predstavljati objektivnu

ocenu stanja, na bazi koje bi se mogli preduzeti pravci mogućih intervencija održavanja. Takođe, mogu se predstaviti ciljevi da se na bazi snimljene vibracione slike dobije širi uvid u eksploatacijsko stanje, recimo, turbogeneratorskog, a samim tim i cele termoelektrane.

Društvena opravdanost ovog istraživanja ogleda se u blagovremenom saznanju o mogućim budućim oštećenjima mašinskih sistema u elektranama, omogućavaju korisniku da izvrši zamenu u toku sledećeg remonta, čime se omogućava izbegavanje neplaniranih, često veoma skupih zastoja usled iznenadnih otkaza ili, u najgorem slučaju, havarije, pogotovo ako se uzme u obzir da je reč o elektranama koje su od vitalnog značaja za jednu zemlju. Naučna opravdanost rada se ogleda u utemeljivanju dosadašnjih saznanja iz oblasti vibroanalize i u praksi – na licu mesta, često vrlo teško izvodljiva zbog teške pristupnosti vratila turbine jer od pristupnosti zavisi da li može da se izvrši ispitivanje relativnih vibracija ili mora (zbog nemogućnosti pristupanja vratila turbine) da se vrši ispitivanje apsolutnih vibracija.

Utvrđivanjem i eliminisanjem uzročnika vibracija rotora turbo ili hidro turbine data je optimalna mogućnost korišćenja opreme, čime se eksploatacioni vek opreme povećava, a daje se i mogućnost uticanja na sistem održavanja.

U okviru privrede danas se zbog nedovoljne pouzdanosti tehničkih sistema javljaju veliki materijalni gubici.

Perspektiva razvoja „on – line“ sistema za nadgledanje stanja, blisko je povezana sa napretkom u mikrokompjuterskoj tehnologiji.

Rezultat može biti podela funkcija između mernih blokova i dijagnostičke stanice.

Merni blok može omogućiti nadgledanje stanja i pozvati se na dijagnostičku stanicu, jedino u slučaju pojave defekta.

Evidentno je da jedan dijagnostički sistem može raditi sa više mernih blokova, kontrolišući stanje opreme unutar čitavog postrojenja.

Iz navedenog proizilazi i društvena opravdanost istraživanja kao i podizanje morala zaposlenih, njihova satisfakcija radnim mestom i podizanje opšteg standarda života.

2.6. Organizacija istraživanja

Da bi se blagovremeno i tačno vršila stalna kontrola merenja vibracija na komponentama rotacionih mašina neophodno je sprovesti određene procedure u okviru informacionog sistema održavanja prema načelima standarda ISO 9000 i procedure koje su poštovane pri merenju vibracija, na izabranim karakterističnim mernim mestima.

Za modele vibrodijagnostike je teško u literaturi naći primere proračuna optimalnog trenutka vibrodijagnostike.

Modeli postupaka vibrodijagnostike po vremenu zasnivaju se na pouzdanosti uključujući i određene kriterijume optimizacije. Kriterijumi mogu biti maksimalni troškovi, maksimalna gotovost ili neko kompromisno rešenje.

Posebnu pažnju treba posvetiti modelu vibrodijagnostike koji omogućuje izradu simulacionog programa, pomoću kojeg se aproksimativno opisuje osobina i karakteristika procesa promene stanja tehničkog sistema i na taj način zamenjuje realne eksploatacije.

Istraživanja su vršena u TE Kostolac, a neki od parametara kontrole stanja rotacionih mašina analizirani su u hidroelektrani Gazivode i železari Smederevo. Pored ovoga, istraživanja su vršena i u nekoliko toplana u Srbiji.

Objektivnim postupkom tehničke dijagnostike mogu se pratiti promene stanja sledećih parametara:

- vibracije: na turbo i hidrogeneratorima;
- temperature: ležaja generatora, ležaja prenosnika, ležaja, pogonskih motora, trake itd.;

- momenti i sile na: motorima pogona pojedinih podsistema, pojedinim elementima nosećih sklopova itd.

Osnovni rezultati, koji se mogu postići implementacijom vibrodijagnostike omogućili bi povišenje nivoa pouzdanosti, predikciju otkaza elemenata i podsistema, samim tim i prevenciju teških havarija. Osim toga bilo bi omogućeno praćenje istorije događaja i statistička obrada dobijenih podataka.

Rezultati dobijeni praćenjem veličina i stanja, mogu dati vrlo značajnu sliku o radu rotacionih mašina, a takođe mogu obezbediti i preventivno otkrivanje i sprečavanje ozbiljnijih otkaza. Zato je neophodno automatizovano, permanentno (ili periodično) praćenje dinamičkih veličina, koje reprezentuju odgovarajući signali, na vitalnim mestima sistema.

3. TEORIJSKA ISTRAŽIVANJA – KONCEPCIJA I TEHNOLOGIJA ODRŽAVANJA ROTACIONIH MAŠINA

3.1. Sistem održavanja

3.1.1. Konceptija sistema održavanja

Tri su osnovne konceptijske mogućnosti održavanja: preventivno, korektivno i kombinovano održavanje. U prvom slučaju, postupci održavanja se sprovede pre nego što dođe do pojave otkaza, odnosno u ovoj konceptiji održavanje ima zadatak da spreči ili odloži pojavu otkaza. Konceptija korektivnog održavanja, nasuprot prethodnoj, predviđa da se postupci održavanja sprovede tek pošto dođe do pojave otkaza. U ovom slučaju, dakle, njihov je zadatak da sistem iz stanja „u otkazu“ – ponovo vrata u stanje „u radu“. Obe ove osnovne konceptije mogu da se povežu – to je kombinovano održavanje [280, 318].

Neke od vrsta preventivnog održavanja pomenućemo kasnije. Moguće postupke preventivnog održavanja čine sve one aktivnosti koje je potrebno sprovesti da bi se tehnički sistem održao u radno sposobnom stanju na zahtevanom nivou eksploatacione pouzdanosti, kako je već rečeno [1, 318].

3.1.2. Tehnologija održavanja

Tehnologijom održavanja određuje se na koji način postupak treba da se obavi, kojim alatom, kojim redosledom, u kom vremenu. Ovo se odnosi na svaki nivo održavanja posebno, a i na sve predviđene postupke održavanja [1, 280, 318]:

- preventivni periodični pregledi, bez posebnih instrumenata,
- osnovno održavanje od strane rukovaoca,
- podmazivanje delova tehničkih sistema,
- tehnička dijagnostika (utvrđivanje stvarnog stanja sistema),
- preventivne periodične zamene delova,
- popravljanje i obnavljanje istrošenih delova,
- preventivne periodične opravke (profilakse) – male i srednje,
- generalne periodične opravke sa modernizacijom (remonti).

3.1.3. Metodologije održavanja

1. Osnovni prilazi

Danas u svetu postoji nekoliko pristupa sistemu održavanja (filozofije ili škole), među kojima se izdvajaju (sl. 3.1) [1, 318]:

- Korektivno i preventivno održavanje,
- Održavanje prema stanju,

[280] Paunjorić, P., Metode održavanja i njihov uticaj na pouzdanost složenih mašina na površinskim kopovima (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2016.

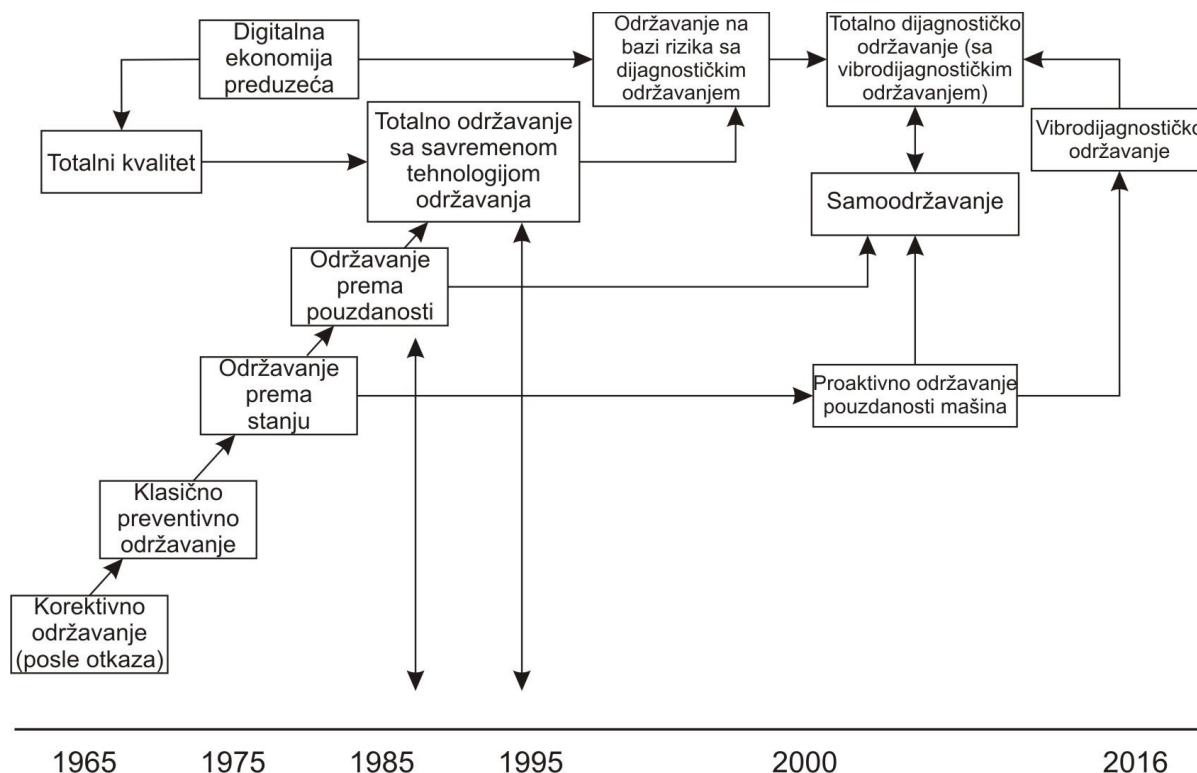
[318] tfzr.rs

[1] Adamović, Ž., Ilić B., Nauka o održavanju tehničkih sistema, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013, (ISBN 978-86-89087-06-2)

- Održavanje prema nivou pouzdanosti,
- Totalno održavanje,
- Održavanje na bazi rizika,
- Proaktivno održavanje,
- Specijalne metode održavanja.

Pored ovih pristupa autori ili kompanije pominju i druge koji se u suštini svi odnose na preventivno održavanje. Obično im daju posebne nazive kako bi pokazali originalnost pristupa. Takođe, većina ovih metodologija predviđa primenu tehničke dijagnostike.

Sa slike 3.1. može se zaključiti da je za današnji nivo savremenog održavanja rotacionih mašina veoma važno razvijati modele vibrodijagnostičkog održavanja.



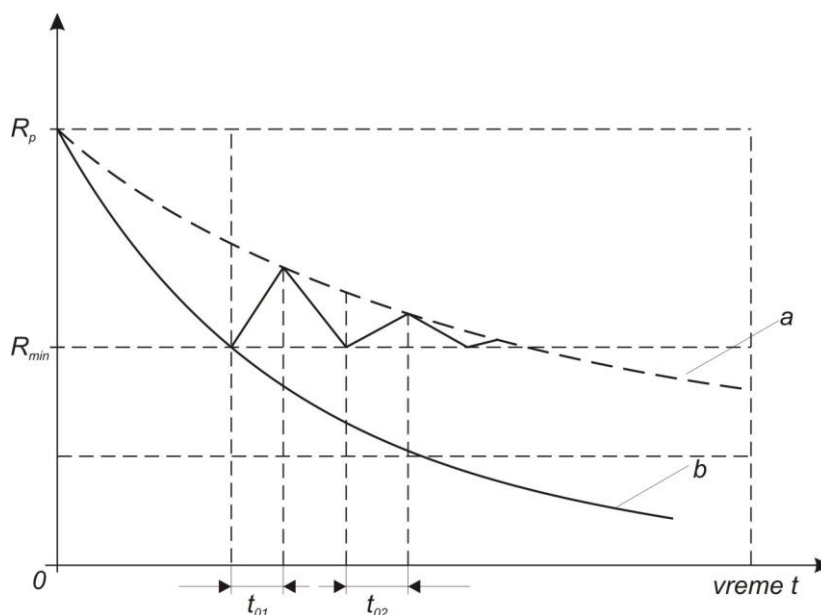
Slika 3.1. Konceptije (modeli) održavanja

2. Održavanje prema pouzdanosti (OPP ili RCM)

U osnovi ovog prikaza je detaljno izučavanje otkaza i drugih pojava u životu tehničkog sistema, tako da se postupci održavanja sadržajno i terminski usklađuju sa stvarnim potrebama. Drugim rečima, po metodologiji OPP održavanje počiva na poznavanju karakteristika pouzdanosti, na bazi kojih se stalno, tokom rada tehničkog sistema vrše prognoze budućih stanja, odnosno predviđa pojava otkaza (sl. 3.2.) [198, 318]:

[198] Sun, Y., Reliability Prediction Of Complex Repairable Systems: An Engineering Approach, Thesis submitted in total fulfilment of requirements of the degree of Doctor of Philosophy, Faculty of Built Environment and Engineering, University of Technology, Queensland, 2006.

[318] tfzr.rs



a – sa održavanjem,
b – bez održavanja

Slika 3.2. Povišenje nivoa pouzdanosti uvođenjem savremenog modela održavanja prema pouzdanosti (sa podmodelom vibrodijagnostičkog održavanja)

3. Totalno održavanje (TM)

Osnovna definicija Totalnog održavanja može se dati prema:

1. Cilj TM je maksimalizacija iskorišćenja (raspoloživosti) tehničkih sistema (što manje otkaza)
2. Formiranje ukupnog sistema PM (Productive Maintenance) preventivnog održavanja u toku životnog ciklusa tehničkog sistema,
3. Pokrivanje svih odeljenja (planiranje, eksploataciju, održavanje itd),
4. U održavanju učestvuju svi zaposleni (od rukovaoca do izvršilaca u rukovodstvu preduzeća),
5. Unapređenje PM motivisanjem rukovodstva (npr. aktivnosti „kružoka“ - malih grupa).

4. Održavanje prema rezultatima rada (ROM)

Metoda ROM („Results Oriented Maintenance“, odnosno „održavanje prema rezultatima rada“) je nova metoda, koncipirana za proizvodne pogone. Osnovne odluke o održavanju donose se na osnovu podataka dobijenih statističkim praćenjem rezultata rada sistema (npr. praćenjem kvaliteta izlaznog proizvoda) [1, 318].

5. Održavanje prema radu (OCM)

Metoda OCM („Operation Centered Maintenance“, odnosno „Održavanje prema radu“) je kao i prethodna metoda kompromis RCM i TM-a. U donošenju odluka o održavanju kod ovog pristupa, indirektno učestvuju svi radnici, ali i konačne odluke kompetentni i kvalifikovani radnici, zaduženi za poslove održavanja (kao kod RCM metode) (sl. 3.3.) [1, 318].

[1] Adamović, Ž., Ilić B., Nauka o održavanju tehničkih sistema, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013, (ISBN 978-86-89087-06-2)
 [318] tfzr.rs



Slika 3.3. Šematski prikaz metode „Održavanje prema radu“ (OCM)

6. Održavanje na bazi rizika (OR)

Pošto je otkaz neke komponente u suštini statistički proces (verovatnoća pojave), rizik je adekvatna veličina koja može da posluži kao orijentir za donošenje odluka o aktivnostima održavanja. Upravljanje rizikom je stoga našlo svoje mesto (ima bitnu ulogu) u održavanju tehničkih sistema.

Evidentno je da je za određivanje potreba održavanja pored posledica bitna i verovatnoća pojave otkaza: za određenu komponentu mogu posledice biti izuzetno velike. Ali, ukoliko je verovatnoća pojave ovog događaja veoma mala, onda je rizik otkaza ove komponente manji od otkaza neke druge komponente sa manjim posledicama, ali većom verovatnoćom pojave. Može se primetiti da je potreba za održavanjem jedne komponente kvantifikovana rizikom: što je veći rizik to je veća potreba za održavanjem [179, 322].

7. Održavanje prema stanju (OPS) [236, 317]

Ova metodologija održavanja obuhvata tri osnovne faze:

- istorijat promene stanja u prošlosti (šta je bilo)
- tehnička dijagnostika stanja sistem (šta je sada)
- prognoza stanja u budućnosti (šta će biti)

3.2. Dijagnostika i pouzdanost tehničkih sistema

3.2.1. Žnačaj tehničke dijagnostike

U anglosaksonskoj terminologiji se umesto pojma „technical diagnostics“ (tehnička dijagnostika) mnogo češće koriste pojmovi „condition monitoring“ (monitoring, nadzor, praćenje) stanja ili „maintenance inspection“ (pregled (kontrola) održavanja). U suštini tehnička dijagnostika predstavlja tehničku disciplinu koja se bavi praćenjem stanja (kontrolom ispravnosti) mašina, opreme, uređaja i postrojenja (pogona) [236, 343].

[179] Stanković, N., Vulović, S., Adamović, Ž., Milisavljević, B., Ašonja, A., Vulović, M., The model of five states and its implementations to reliability and steam turbines, Journal of Balkan Tribological Association, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[322] bs.scribd.com

[236] Vulović, S., Stankov, S., Borić, S., Janjić, N., Dijagnostika i pouzdanost tehničkih sistema, Majski skup održavalaca Srbije, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-83701-43-8)

[317] www.scribd.com

[343] es.scribd.com

Pod pojmom tehnička dijagnostika podrazumeva se naučno-tehnička disciplina koja se bavi procenom (utvrđivanjem, određivanjem) stanja nekog tehničkog sistema u procesu eksploatacije, radi procene pouzdanosti daljeg rada i predlaganja načina i obima daljih aktivnosti održavanja.

Osnovni zadatak tehničke dijagnostike jeste da otkrije otkaz (neispravnost) tehničkog sistema ili pojedinih njegovih delova u najranijoj mogućoj fazi njegovog nastanka, kako bi se preduzimanjem odgovarajućih aktivnosti održavanja u tehnološki najpovoljnijem trenutku, sprečili teži otkazi ili havarije, a time i troškovi i opasnosti koje oni uzrokuju. Ovo se postiže praćenjem (merenjem) dijagnostičkih (karakterističnih) parametara i procenom tehničkog stanja sistema u zavisnosti od toga da li se ti parametri nalaze u dozvoljenim granicama, a što se utvrđuje na osnovu određenih kriterijuma. Najbolje je za procenu stanja nekog tehničkog sistema uzeti u razmatranje više dijagnostičkih parametara. To znači da u svakom trenutku treba pratiti dijagnostičke parametre i postavljati dijagnostiku na osnovu koje se preduzimaju dalje aktivnosti održavanja. Sve ovo ukazuje na veliku ulogu dijagnostike, koja poslednjih godina doživljava ekspanziju razvojem novih dijagnostičkih metoda (primena lasera, ultrazvuka, infracrvenog zračenja, savremenih metoda analize vibracija i sl.).

Metode i sredstva za procenu stanja razvijani su korak po korak. U početku su kontrolisani različiti parametri mašina. Zatim je korišćena kontrola prema stanju, i konačno su razvijeni dijagnostički i prediktivni (prognozirajući) sistemi. Sa svakim novim od ovakvih tipova sistema proizvođač dobija nove mogućnosti za izvođenje održavanja prema stanju.

Kontrolni sistemi koriste se za merenje određenih parametara za upoređivanje sa standardnim nivoima (merilima). Sistemi za nadgledanje stanja daju dodatne informacije o razvoju parametara mašine u toku vremena, pokazujući tendencije i predviđajući moguće promene parametara. Sistemi za dijagnostiku stanja koriste analizu izmerenih signala da bi identifikovali tipove mogućih otkaza, ozbiljnost i lokaciju defekta. Još složeniji problemi rešavaju se sistemima za prognozu stanja.

U zavisnosti od toga da li se dijagnostika stanja nekog tehničkog sistema ostvaruje samo na osnovu čulnih opažanja dijagnostičara (subjektivnih signala) ili primenom sredstava tehničke dijagnostike (pomoću mernih instrumenata), dijagnostičke metode se mogu podeliti na [1]:

- subjektivne i
- objektivne.

Kod subjektivnih dijagnostičkih metoda procena tehničkog stanja sistema vrši se na osnovu čulnih opažanja dijagnostičara (vizuelnih, zvučnih, optičkih, mirisnih) ili uz pomoć jednostavnih instrumenata.

Primena subjektivnih dijagnostičkih metoda se zasniva na heurističko-empirijskim sposobnostima dijagnostičara da procene tehničko stanje sistema. Obično se ne vrše nikakva merenja, pa zbog toga nema ni potrebe da se razvijaju algoritmi na osnovu kojih bi se dobijeni rezultati analizirali i donosili zaključci o tehničkom stanju sistema i odluke o daljim aktivnostima održavanja na sistemu, koje treba preduzeti. Međutim, kada se primenjuju objektivne dijagnostičke metode moraju se razviti odgovarajući algoritmi. Svaki rezultat merenja mora biti objektivno protumačen kroz zaključak o tehničkom stanju mašine. Međutim, primenom subjektivnih dijagnostičkih metoda se, na osnovu subjektivne procene radne sposobnosti sistema, procenjuje njegova sposobnost za dalji rad ili se donese odluka o neophodnosti primene adekvatnih postupaka održavanja kojima bi mašina bila prilagođena za dalji rad.

Uvek kada nije potrebna primena posebnih mernih uređaja kaže se da se radi o subjektivnim dijagnostičkim metodama. Često primenjivana subjektivna dijagnostička metoda

[1] Adamović, Ž., Ilić B., Nauka o održavanju tehničkih sistema, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013, (ISBN 978-86-89087-06-2)

je metoda osluškivanja kojom se na osnovu zvuka koji mašina daje u pogonu i na osnovu ispitivačevog sluha, procenjuje njegovo tehničko stanje. Sledeći primeri subjektivnih dijagnostičkih metoda su vizuelne ocene izduvnih gasova dizel-motora ili utvrđivanje zazora ležaja preko radijalnog pokretanja osovine [236].

Dijagnostičar mora da ima veliko iskustvo. I pored navedenih nedostataka subjektivne dijagnostičke metode se, zbog izrečenih određenih prednosti, ne mogu u potpunosti izbaciti iz upotrebe.

Objektivne dijagnostičke metode se zasnivaju na rezultatima merenja dijagnostičkih parametara, koji predstavljaju kvalitativni i kvantitativni pokazatelj stanja rotacione mašine.

Objektivnim dijagnostičkim metodama se daje veći značaj nego subjektivnim, jer procena tehničkog stanja ne zavisi od dijagnostičara i jedinstvena je za više mašina. Pored toga, sadržaj informacija je veći nego kod subjektivnih dijagnostičkih metoda. Nedostaci objektivnih dijagnostičkih metoda su visoki troškovi uređaja za dijagnostiku, kao i duže vreme za utvrđivanje dijagnostike i neophodnost utvrđivanja graničnih vrednosti isključivanja mašine.

Održavanje prema stanju je zasnovano na činjenici da većina rotacionih mašina ispoljava neku vrstu „upozorenja“ pre otkaza. Očitavanje simptoma, kojima nas sistem upozorava na mogućnost otkaza, zahteva primenu nekoliko tehnika ispitivanja bez razaranja, kao što su: analiza vibracija, merenje temperature, analiza ulja i produkata habanja. Primena ovih tehnika u cilju utvrđivanja stanja sistema značajno doprinosi efikasnijem održavanju u odnosu na ranije koncepcije održavanja [334].

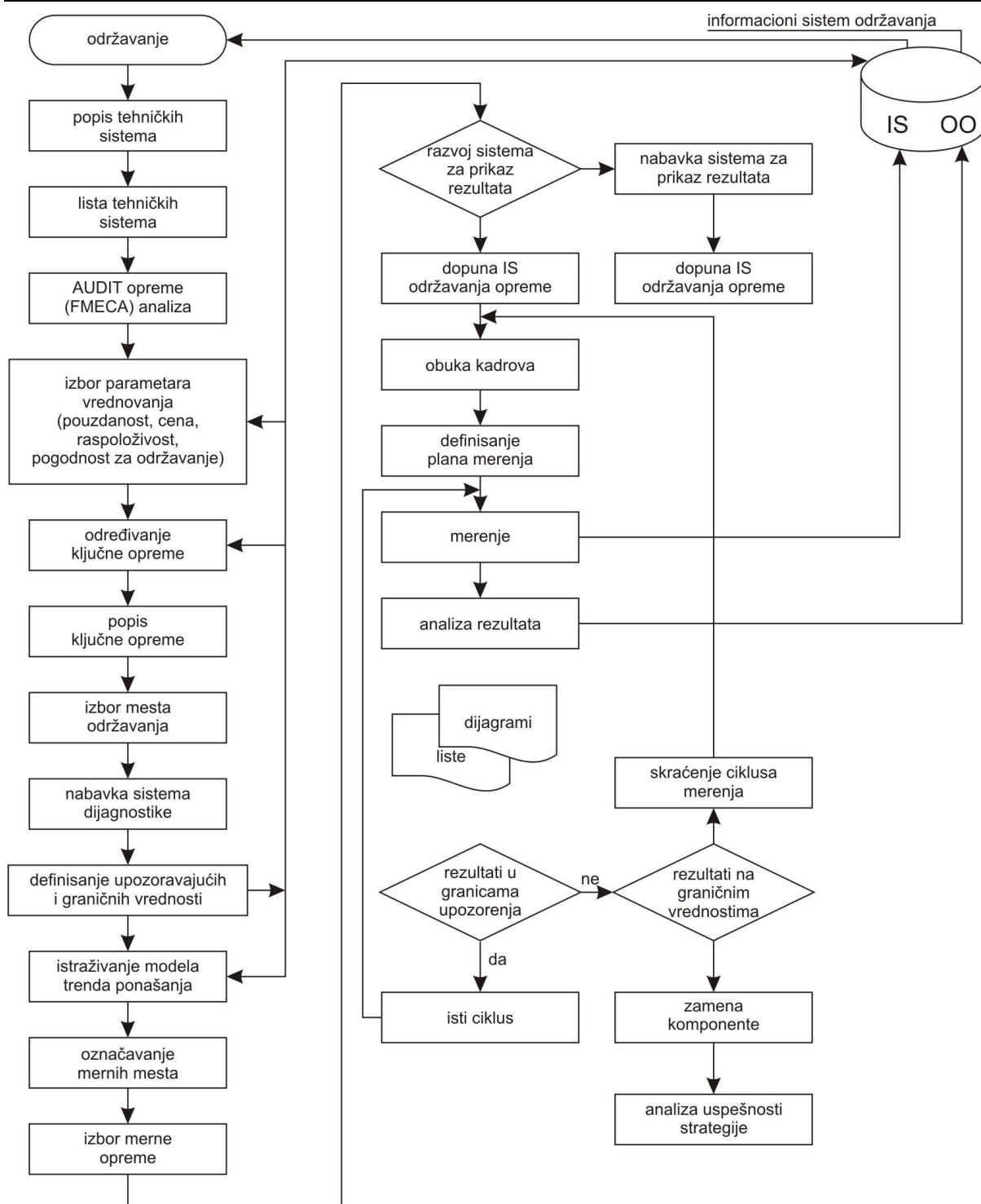
Za dijagnostiku stanja savremenih rotacionih mašina najčešće se koriste dijagnostičke metode zasnovane na:

- praćenju termičkog stanja,
- praćenju (kontroli) vibracija i buke u vremenskom i frekventnom domenu (vibroakustičke metode),
- praćenju ostalih parametara,
- analizi produkata habanja i sagorevanja u mazivu za podmazivanje,
- kontrolama bez razaranja (ultrazvučne, videoskopske, magnetne metode i dr.),
- vizuelne kontrole (pregledi) (metoda penetrata (u osnovi subjektivne metode)).

Na slici 3.4. je dat algoritam uvođenja tehničke dijagnostike.

[236] Vulović, S., Stankov, S., Borić, S., Janjić, N., Dijagnostika i pouzdanost tehničkih sistema, Majski skup održavalaca Srbije, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-43-8)

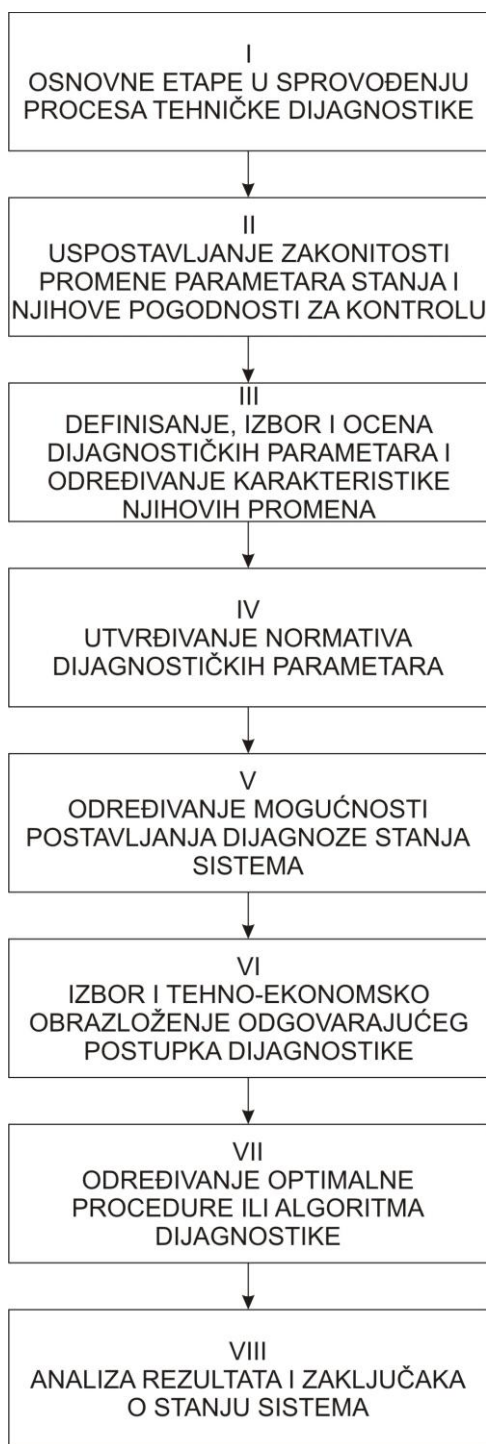
[334] www.rgf.bg.ac.rs



Slika 3.4. Algoritam uvođenja tehničke dijagnostike [1]

Na slici 3.5. date su osnovne faze u razvoju tehničke dijagnostike.

[1] Adamović, Ž., Ilić B., Nauka o održavanju tehničkih sistema, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013, (ISBN 978-86-89087-06-2)



Slika 3.5. Osnovne faze u razvoju tehničke dijagnostike [244]

3.2.2. Vibracije tehničkih sistema

Uzroci nastanka vibracija su mnogobrojni: neuravnotežene inercijalne sile obrtnih i translatorskih masa, prekomerni zamori u sklopovima, promenljive sile trenja u kliznim spojevima, nagle promene opterećenosti mašina, nedovoljna krutost elemenata i sklopova

[244] Vulović, S., Dijagnostika i prognostika stanja mašine, Simpozijum „Vibrodijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-45-2)

mašina itd. Vibracije koje se javljaju na mašinama predstavljaju kretanje mehaničkih komponenti mašine napred-nazad kao njihova reakcija na unutrašnje i spoljne sile, odnosno oscilatorno kretanje krutog tela u odnosu na svoj ravnotežni položaj. Slobodnim vibracijama nazivamo periodično kretanje koje telo izvodi po prestanku delovanja poremećajne sile.

Pomeranje je promena udaljenosti ili pozicije nekog objekta relativno u odnosu na referentnu tačku (u ovom slučaju u odnosu na neutralnu poziciju mase). Veličina pomeranja se označava kao njegova amplituda. Što je viša amplituda signala vibracija to je i vibracija opasnija. Amplituda ili veličina vibracija proporcionalna je količini sile koja deluje, što znači veća sila više su i vibracije. Postoje tri osnovna tipa sila bitnih za analizu:

- udarne sile (labavi delovi, kao što su udaranja u cevovodima, kotrljajni elementi u ležaju udara u pukotinu i sl.),
- periodične sile (sile koje se ponavljaju kao što je debalans ili necentričnost) i
- slučajne sile (variraju sa vremenom, kao što su turbulencije u cevovodima, kavitacija pumpi i sl.).

Polazeći od uzroka nastanka vibracija moguće je izvršiti njihovu podelu na:

- prinudne vibracije izazvane periodičnim spoljnim silama,
- slobodne vibracije sa prigušenjem koje nastaju u prelaznim režimima rada u koje spadaju: uključivanje mašine u rad, opterećivanje i rasterećivanje, kao i prelazi sa jednog režima na drugi i
- samopobudne vibracije koje su uslovljene dinamičkom nestabilnošću pri nekim režimima rada.

Vibracije na mašinama mogu da se prenose u dva pravca, i to u pravcu:

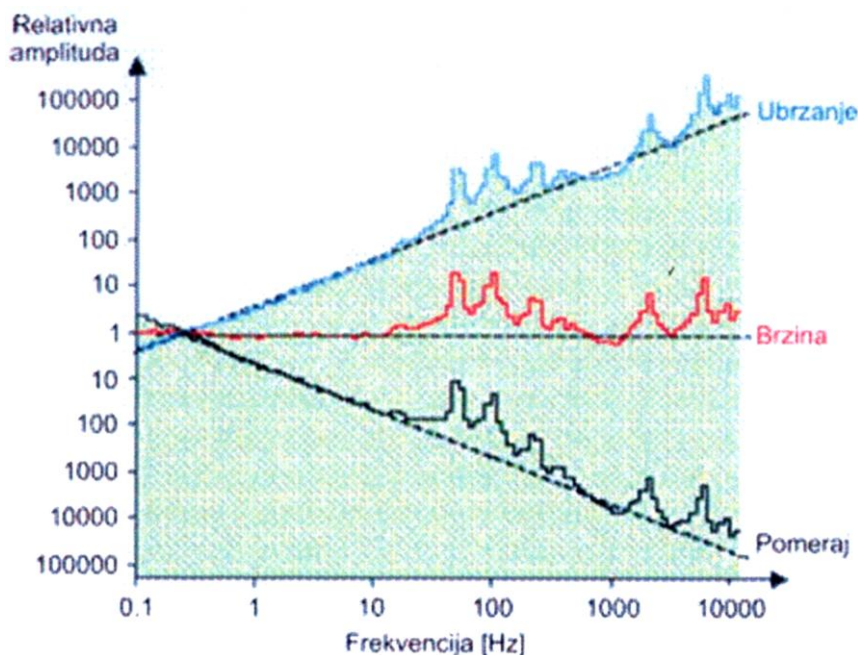
- temelja (okolne sredine) i
- zone kretanja obrtnih masa.

Vibracije su u opštem smislu periodična kretanja koja se u svim svojim pojedinostima ponavljaju nakon izvesnog vremenskog intervala, nazvanog periodom vibracije - T . Period se obično meri u sekundama, a njegova recipročna vrednost je frekvencija – f , ili učestalost koja se obično meri brojem perioda u sekundi. To se ponekad skraćuje i naziva se „cyps" (broj ciklusa u sekundi). Najuobičajenija frekvencijska jedinica koja se koristi u praćenju stanja i analizi rotacione opreme su ciklusi u minuti (Cycles Per Minute - SPM), zbog veze sa rotacijom vratila.

Zbog lakše analize u praksi vibracije se sastoje od mnogo različitih komponenti frekvencija. Za opštu procenu stanja mašine koristi se širok dijapazon merenja frekvencija, tj. sve vibracije u okviru velikog raspona frekvencija se mere simultano. Veličine jedinica vibracija koje se mogu meriti su (slika 3.6.):

- pomeranje - x ,
- brzina pomeranja - \dot{x} i
- ubrzanje (akceleracija) - \ddot{x} .

Pomeranja (menjanje mesta) su promene u udaljenosti ili poziciji objekta relativno u odnosu na referentnu tačku (u ovom slučaju na neutralnu poziciju mase). Pomeranje se obično meri kao vrednost od vrha do vrha, što je jednako ukupnoj udaljenosti koju prođe deo ili u slučaju vratila u rukavcu ležaja, ukupan put vratila unutar zazora ležaja. Veličina pomeranja se označava kao njegova amplituda. Stvaranje pomaka znači da postoji stvarna razdaljina u kojoj se objekat pomera, obično se izražava u mm. Pomeranje kao veličina najčešće se koristi u analizi prilikom merenja niskih vibracija na mašinama obično nižim od 10 Hz odn. (600 CPM). Jedinice najčešće korišćene za merenja pomeranja su m, mm i μm .



Slika 3.6. Izbor parametara vibracije [49]

Brzina je vremenska promena pomeranja. Ona je odličan pokazatelj problema sa vibracijama u aplikacijama sa srednjim brojem obrtaja, npr. debalans, necentričnost, mehanička labavost i frekvencije oštećenja ležaja vidljive u uznapredovanim scenarijima oštećenja ležaja. Najčešće se brzina pomeranja kao veličina vibracija koristi za iskazivanje merenih vibracija za mašine koje rade u srednje pojasnom frekventnom području od 10÷1.500 Hz odn. (od 600÷90.000 CPM). Jedinice za merenja brzine pomeranja su: m/s, mm/s ili (m/s-1, mm/s-1).

Ubrzanje (akceleracija) je veličina koja se koristi za vremenske promene brzine pri analizi rotacione opreme i posebno je korisna u detekciji ranih i uznapredovanih oštećenja ležaja i problema sa brzohodnim reduktorima. Ubrzanje predstavlja pojednostavljeno merenje amplituda ubrzanja zavisno od frekvencije. Akceleracija se najčešće koristi za visoko frekventne analize oko 5.000 Hz odn. (300.000 CPM) na sklopovima kao što su brzohodni menjači odnosno elementima kao što su kotrljajni ležajevi. Ova veličina često nosi naziv kriva envelope (komercijalni naziv proizvođača merne opreme „V&K Vibro“). Kriva envelope je metoda envelope ubrzanja vibracija koja se izvodi tako što se pomoću vibrosenzora (piezoelektričnog akcelerometra) meri ubrzanje vibracija, a zatim se elektronskim putem određuje i indicira envelope signala ubrzanja vibracija [342].

Ubrzanje i brzina se kontinualno menjaju, pri čemu se najčešće mogu meriti jedna maksimalna vrednost ili obe, dok srednja vrednost obično može dati bolji prikaz sila koje su uzročnici pojave kretanja.

U poslednje vreme razvijena je potpuno nova tehnologija merenja vibracija koje zbog svog generisanog sadržaja predstavljaju jedan od najznačajnijih indikativnih pokazatelja sveukupnog dinamičkog stanja mašine kao sistema, ili pojedinih njenih sastavnih delova. Uz pomoć vibracija može se pratiti stanje velikog broja tehničkih sistema.

Slobodnim vibracijama nazivamo periodično kretanje koje telo izvodi po prestanku delovanja poremećaja sile.

[49] Cvetković, D., Prašćević, M., Buka i vibracije, Fakultet zaštite na radu, Niš, 2005.

[342] www.huict.hr

Vibracije se mogu prikazati u dva korespondentna domena: vremenskom (π_1), i frekventnom (π_2). Između oba domena postoji apsolutna koreliranost. Praktični razlozi daju prednost formi u frekventnoj ravni (π_2).

Potencijalne uzročnike nastanka vibracija kod tehničkih sistema čine [73]:

- neuravnoteženost masa rotacionih delova sistema,
- nedgovarajuća tačnost izrade tolerancijskih mera oblika i položaja elemenata ležišnih sklopova,
- neodgovarajući kvalitet upotrebljenih materijala i maziva za podmazivanje,
- neparalelnost uglova pogonskog i gonjenog vratila,
- pohabani, ekscentrični ili oštećeni ožlebljeni nastavci na pomoćnim vratilima
- oštećeni ležajevi,
- preveliki obrtni moment,
- uticaj uslova spoljašnje sredine (prašina, vlaga i sl.),
- pojava zazora,
- ulazak u kritičnu brzinu obrtanja.

U praksi se koriste tri načina za određivanje vibracione klase mašina:

- klasifikacija vibracija prema preporuci standarda ISO 10816,
- korišćenje specifikacija proizvođača o prihvatljivom nivou vibracija za njegovu mašinu, koja se dalje upoređuje sa ISO vrednostima i
- iskustveno, kada smo sa razlogom sigurni da je mašina (mehanizam) u dobrom stanju na osnovu izmerenog nivoa vibracija.

Pored preporuka koje daju pojedini standardi za prihvatljivi nivo vibracija, bitno je naglasiti u ovom slučaju da su ovo samo primeri i da je moguće definisati i druge klasifikacije koje se mogu primeniti u skladu sa važećim okolnostima. Dozvoljeni nivo vibracija može biti određen i propisima za odgovarajuće mašine. U svim navedenim slučajevima kada je izmereni nivo vibracija prekoračen, moraju se preduzeti određene mere da se vibracije smanje ili eliminišu.

U suštini, merenje vibracija često predstavlja kompromis. Naime, neposredno merenje sile koja stvara vibracije, što bi bilo najpoželjnije, praktično je nemoguće. Iz tog razloga se prilikom sprovođenja analize vrši merenje odziva sistema (posledica) na dejstva sila, koji u stvari, predstavlja vibracije. Spektar vibracija, kao i ukupni nivo, indirektno su povezani preko funkcije pokretljivosti (*mobilnosti*) sa spektrom sila, odnosno spektrom ukupnog nivoa. Spektar sila sadrži vrh (pik) na datoj frekvenciji. S obzirom da pokretljivost ima „*antirezonsu*“ na istoj frekvenciji, spektar vibracija ne sadrži značajne pikove na toj frekvenciji [73].

Na osnovu iznetog zapažanja može se zaključiti da najveći pikovi u spektru nisu jedini od interesa. Kada se radi o održavanju mašinskih sistema, ključna je činjenica da brojna vrednost nivoa vibracija u suštini nije odlučujuća, već vibracioni trend kao saznanje kako se [326] menja stanje mašine, odnosno kako se sa vremenom menjaju unutrašnje sile u konstrukciji, pospešujući oštećenja pojedinih delova mašinskih sklopova. Sile koje deluju na strukturu mašine u bilo kojoj tački, generišu vibracije koje su proizvod sile i pokretljivosti, pri čemu je pokretljivost mera spremnosti strukture da bude stavljena u stanje kretanja. Takođe, pokretljivost je inverzna veličina mehaničke impedanse. Pokretljivost se menja sa promenom frekvencije, i zavisi od toga gde se na mašini vrši merenje.

Tehnike merenja u zavisnosti od parametra vibracija, koji se meri, koriste razne tipove pretvarača koji imaju različite radne opsege:

- za merenje pomeranja – vibrograf, pretvarač naprezanja, kapacitivni pretvarači ili beskontaktni pretvarač,

[73] Hartog, D.: Mechanical vibrations, Mc Graw-Hill Book company, New York, 1956.

[326] www.znrfak.ni.ac.rs

- za merenje brzine – pretvarači sa pokretnim kalemom (elektromehanički) ili piezoelektrični pretvarači,
- za merenje ubrzanja – piezoelektrični akcelerometar.

Pretvarači pomeraja registruju relativno kretanje između merne tačke i posmatrane površine, dok pretvarači brzine i akcelerometri vrše merenja apsolutnog kretanja strukture na kojoj su pričvršćeni.

4. RAZVOJ INTEGRISANOG MODELA ODRŽAVANJA NA BAZI VIBRACIJA – VIBRODIJAGNOSTIČKI MODEL ODRŽAVANJA ROTACIONIH MAŠINA

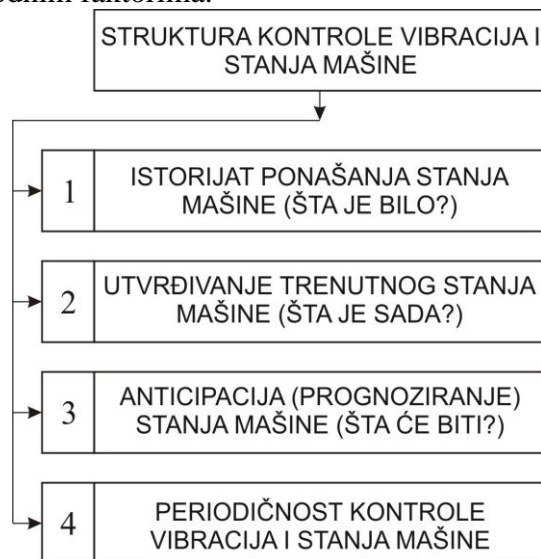
Integrisani model održavanja na bazi vibracija u cilju prognostike stanja rotacionih mašina razvijen je kroz nekoliko podmodela (u narednim poglavljima: podmodeli 4.9; 4.10; 4.11; 4.12.2; 4.12.3; 4.13; 5.17; 6.5 i 6.6)

Prognostika stanja složenih rotacionih mašina analizirana je kroz praćenje više veoma različitih sklonosti ka pojavi vibracija uključujući i sklonosti ka pojavi debalansa. Na ovaj način ostvaren je poseban naučni doprinos u oblasti održavanja rotacionih mašina (doprinos u tehničkoj dijagnostici kao segmentu održavanja mašina).

4.1. Etape u procesu kontrole vibracija

Za organizaciju procesa kontrole vibracija neophodno je utvrditi režim, tehnologiju, mesto i položaj kontrole vibracija u opštem sistemu održavanja, imajući u vidu osnovnu strukturu dijagnostike uz kontrolu nivoa vibracija, slika 4.1. [9, 120, 122, 317].

Povezanost procesa kontrole vibracija sa režimom održavanja ili uslovima eksploatacije je organska i logična, pošto su promene kod mašina uslovljene raznim eksploatacionim i proizvodnim faktorima.



Slika 4.1. Struktura kontrole vibracija i stanja mašine [9]

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016, (ISBN 978-86-83701-39-1)

[120] Ličen, H., Zuber, N., Predikativno održavanje rotirajuće opreme na bazi merenja i analize vibracija, Časopis Tehnička dijagnostika, br. 1, Beograd, 2007.

[122] Lifson, A., Simmons, H., and Smalley, A., „Vibration Limits for Rotating Machinery“, Mechanical Engineering, pp. 60-65, 1987.

[317] www.scribd.com

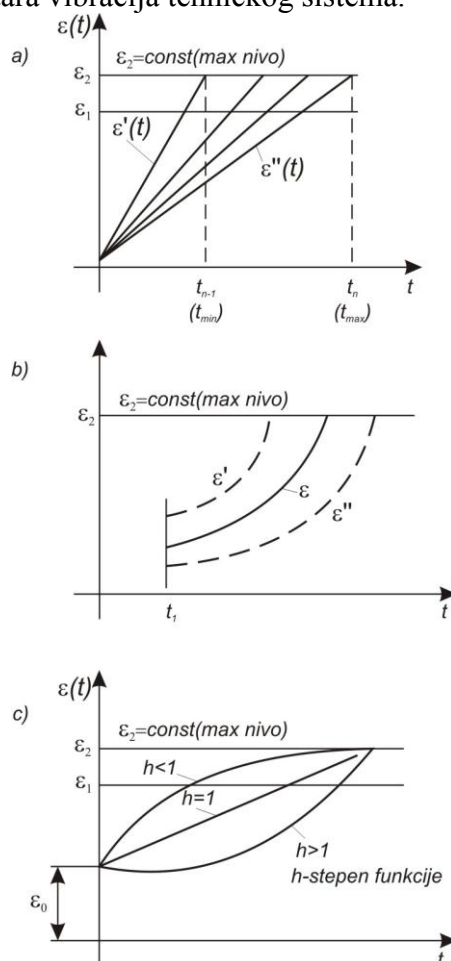
4.2. Zakonitosti promene parametara vibracija

1. Istorijat promene stanja mašine

Izbor parametara kontrole vibracija i traženje otkaza svakog sastavnog dela mašine vrši se na osnovu [7, 317]:

- izučavanja njihovih funkcija, načina i uslova rada,
- analize nivoa njihovog funkcionisanja,
- sastavljanja logičkih šema uzročno-zavisnih veza parametara i faktora koji utiču na radnu sposobnost mašine,
- analize otkaza i dr.

Izabrani parametri vibracija treba da definišu stanje sastavnih delova mašine, što omogućuje predviđanje momenata kada će doći do odstupanja osnovnih karakteristika sastavnih delova mašine od nominalnih (dozvoljenih) vrednosti. Na sl. 4.2. su date moguće zakonitosti promene parametara vibracija tehničkog sistema.



ε_0 - minimalna vrednost parametara, ε_1 - predkritični (predotkazni) nivo, ε_2 - maksimalni nivo ($\varepsilon_2 = \text{const.}$), $\varepsilon_2 - \varepsilon_1$ - veličina predupredne tolerancije, a) - linearni model promene, b) - eksponencijalni model promene, c) - model promene sa stepenom funkcijom

Slika 4.2. Zakonitosti promene parametara vibracija tehničkog stanja mašine

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[317] www.scribd.com

Zavisnost promene parametara vibracija od perioda korišćenja mašine [163]:

$$\varepsilon = f(t)$$

gde je:

ε – promena stanja mašine,

t – vreme korišćenja mašine.

Na osnovu analize činilaca koji utiču i određuju proces promene tehničkog stanja može se zaključiti da ispitivanje mašina putem kontrole vibracija obuhvata dva aspekta:

- izučavanje osobina i karakteristika realnih tehničkih sistema u procesu eksploatacije i
- metode formiranja matematičkih modela promene stanja mašina u procesu eksploatacije.

Formalni opis slučajnog procesa promene parametara (promene tehničkog stanja) pomoću gustine raspodele $f(\varepsilon, t)$, može biti iskorišćen za određivanje režima kontrole vibracija. Za određivanje mogućnosti anticipacije (dobijanje predstave o tehničkom stanju unapred) parametara neophodno je utvrditi koliko se oni brzo menjaju i koliko se brzo „mešaju“ realizacije slučajnog procesa [7, 317].

2. Pogodnost dijagnostičkih kontrola vibracija

Prilikom kontrole vibracija pri tekućem (svakodnevnom) održavanju tretirani delovi moraju pružati mogućnost za primenu racionalnih metoda kontrole. Ova osobina sistema naziva se pogodnost kontrole. Bolje rečeno, pogodnost kontrole je osobina mašine koja karakteriše mogućnost i pouzdanost prilaza delovima u eksploataciji. Važna osobina je mogućnost pristupa instrumenta do potrebnih delova mašine. Iz ovoga sledi da pogodnost kontrole predstavlja funkciju osobina delova i raspoloživih sredstava [7, 317].

Da bi se povećao nivo pogodnosti, tj. nivo tehničke kontrole nužno je razvijati režime kontrole koji ne zahtevaju prekid tehnološkog procesa.

Računske mašine se u kontroli vibracija koriste radi postizanja dva cilja:

- centralizovane kontrole parametara stanja vibracija i
- upravljanja procesom.

4.3. Izbor i ocena parametara vibracija

Izlazni parametri procesa tehničke eksploatacije karakterišu suštinske osobine tog procesa pri čemu se tehničko stanje delova mašina može odrediti sa ukupnim unutrašnjim osobinama u određenom trenutku vremena, pri čemu je prelaz mašine iz jednog u drugo stanje slučajni događaj.

Ocena tehničkog stanja svakog sastavnog dela mašine $\varepsilon(t)$, kako je već rečeno, može se odrediti parametrima ρ , odnosno može se napisati [7, 9, 317]:

$$\varepsilon(t) = f(\rho)$$

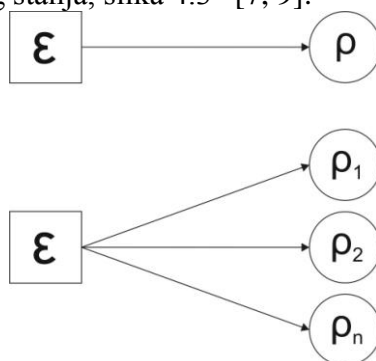
[163] Knežević, J., Prilog formiranju modela preventivnog održavanja mašinskih tehničkih sistema prema stanju, Časopis „Održavanje mašina i opreme“, Beograd, 1983.

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[317] www.scribd.com

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016, (ISBN 978-86-83701-39-1)

Prilikom izbora parametara vibracija neophodno je utvrditi karakter njihove veze s parametrima tehničkog stanja. Pri tome, jedan ili više parametara vibracija mogu definisati samo jedan parametar tehničkog stanja, slika 4.3 [7, 9].



Slika 4.3. Ispravna veza parametara vibracija sa parametrima stanja (ρ – parametar vibracija, ε – parametar stanja mašine) [9]

Za izbor kontrolnih parametara može se koristiti entropija kao mera neodređenosti kontrole.

Max relativni odnos parametara može se definisati na sledeći način [7, 9, 317]:

$$M_d = \frac{\rho_{\max} - \rho_n}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} = \frac{\Delta\rho}{\Delta\varepsilon}$$

gde je:

ρ – parametar vibracija,

ε – parametar stanja mašine.

Za neprekidne veličine pokazatelj relativnog odnosa parametara, može se prikazati izrazom [7, 155, 317]:

$$M_d = \frac{d\rho}{d\varepsilon},$$

pri čemu dati odnos treba da ima što veću vrednost.

Između parametara vibracija i parametara tehničkog stanja, mora postojati potrebna saglasnost, odnosno monotonom rastu ili opadanju mora odgovarati određena promena ρ , s tim što se može javiti i obrnuto proporcionalna promena. Ovo znači da funkcija $\varepsilon = f(\rho)$ ne sme imati nikakve prekide ili prevoje.

Korelacija je osobina koja govori da ocena tehničkog stanja preko parametra vibracija postaje nemoguća ukoliko se pri određenoj vrednosti parametra stanja vrednost parametra vibracija stabilizuje, tj. približava nekoj vrednosti.

Pri rešavanju konkretnih zadataka se kao mera povezanosti između parametara vibracija i odgovarajućih parametara stanja, može uzeti koeficijent korelacije r (u ovom slučaju r jer je stepen veze između ε i ρ) [7, 155, 317].

Za ocenu pouzdanosti dobijenih rezultata može se koristiti kriterijum pouzdanosti μ_R koji se izračunava [7, 155]:

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016, (ISBN 978-86-83701-39-1)

[317] www.scribd.com

[155] Knežević, J., Upravljanje procesima održavanja i obnavljanja tehničkih sistema na osnovu teorije pouzdanosti, Časopis „Održavanje mašina i opreme“, Beograd, 1983.

$$\mu_R = \frac{r \cdot \sqrt{N_p}}{1 - r^2}$$

gde je:

N_p – broj parova obeležja, r – koeficijent korelacije.

4.4. Normativi parametara vibracija

Pri formiranju vibrodiagnostičkog modela održavanja granica otkaza zauzima jedno od najvažnijih mesta i od njenog pravilnog izbora zavisi i primenljivost modela.

Za svaki kontrolisani parametar (vibracije, buka) potrebno je odrediti granice otkaza.

Tako se nivo vibracija koji može biti dozvoljen pre preduzimanja aktivnosti održavanja najbolje može odrediti preko iskustva i na bazi statistike. Neka iskustva sugerišu da „akcioni nivo vibracija“ treba da bude postavljen na dvostruko veći nivo od nivoa vibracije koji se smatra normalnim [232].

Sa aspekta rada mašine, amplituda vibracija predstavlja indikator koji se koristi za utvrđivanje stanja mašine (koliko je dobar ili loš rad mašine). Što je veća amplituda, to je ozbiljnija vibracija.

Ukupna brzina oscilovanja u opsegu 10 Hz do 1 kHz je najbolji pokazatelj za donošenje odluka o rotacionim i strukturnim problemima kao što su debalans, masa rezonansa, odstupanje od saosnosti, zazori i naprezanje mašinskih komponenata. Ova merenja su u skladu sa ISO standardom 10816-1 i njima se omogućava uvid u ukupno stanje mašinske opreme – tabela 4.1.

Tabela 4.1. Klasifikacija vibracija ISO 10816-1 [100]

Intenzitet vibracija		Granice brzina i klasifikacija mašina ISO Standard 10816-1			
CMVP 40 in/s eq. vrh	CMVP 50 mm/s RMS	Male mašine	Srednje mašine	Velike mašine	
		Klasa I	Klasa II	Kruto oslanjanje Klasa III	Popustljivo oslanjanje Klasa IV
0,02	0,28				
0,03	0,45			Dobro	
0,04	0,71				
0,06	1,12				
0,10	1,80				
0,16	2,80			Zadovoljavajuće	
0,25	4,50				
0,39	7,10			Nezadovoljavajuće	
0,62	11,20				
1,00	18,00				
1,56	28,00			Neprihvatljivo	
2,50	45,00				
3,95	71,00				

[232] Vulović, M., Vulović, S., Adamović, Ž., Pouzdanost i proaktivno održavanje, III Naučno-stručni skup “Energetska efikasnost” (Zbornik radova), Visoka tehnička škola strukovnih studija, Beograd, 2015, (ISSN 2334-914X)

[100] ISO 10816-1:1995 Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1

4.5. Mogućnosti postavljanja dijagnoze stanja mašina

Pri utvrđivanju dijagnoze kod jednostavnih mašina, tj. u slučaju kada se kontroliše samo jedan parametar, dijagnoza se svodi na utvrđivanje veličine parametra (S) i upoređenjem sa normativom.

Za mašine kod kojih se dijagnoza utvrđuje pomoću diskretnih parametara moguće su samo dve varijante dijagnoze i to [232]:

$S < S_g$ - sistem „u radu“

$S > S_g$ - sistem „u otkazu“

Postavljanje dijagnoze za pojedine sastavne delove složenih mašina, kod kojih se koristi veći broj dijagnostičkih parametara, veoma je složeno. Svaki dijagnostički parametar može biti povezan sa više strukturnih, a veličina svakog od njih može ukazati na neku neispravnost. Postavljanje dijagnoze se svodi na to da se iz niza mogućih stanja dijagnosticirane mašine izdvoji ono stvarno.

Zadatak dijagnoze je da pored velikog broja parametara otkrije mnogobrojne veze između strukturnih parametara X_1, X_2, \dots, X_n i odgovarajućih parametara S_1, S_2, \dots, S_n .

Informativni sadržaj dijagnostičkog signala može se vrednovati preko veličina delujućeg uticaja smetnji. Smetnje neminovno izazivaju greške. Veličina greške često postaje najvažniji kriterijum pri određivanju postupka dijagnoze. Ako postupak dijagnoze uslovno razložimo na četiri faze, možemo govoriti i o sledećim greškama u okviru svake faze [7, 317]:

4.6. Tehno-ekonomsko obrazloženje odgovarajućeg postupka

Svi postupci dijagnostike stanja mašina, kako je i ranije navedeno, mogu se svrstati u nekoliko osnovnih grupa, pri čemu se navode osnovne:

- ispitivanje šuma, mirisa i dr. (na bazi iskustva održavaoca),
- vizuelne kontrole (na bazi iskustva održavaoca),
- kontrola termičkog stanja (kontrola temperature),
- kontrola trošenja delova mašina (ferografija),
- postupci bez razaranja,
- kontrola vibracija i buke,
- kontrola produkata habanja i sagorevanja,
- kontrola električnih parametara,
- standardne kontrole (merenje) radnih parametara (broja obrtaja, pritiska, protoka, obrtnog momenta, snage i vremena) i dr.

[232] Vulović, M., Vulović, S., Adamović, Ž., Pouzdanost i proaktivno održavanje, III Naučno-stručni skup "Energetska efikasnost" (Zbornik radova), Visoka tehnička škola strukovnih studija, Beograd, 2015, (ISSN 2334-914X)

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[317] www.scribd.com

4.7. Procedure dijagnostike

Formalni opis objekta dijagnoze, njegovo ponašanje u ispravnom i neispravnom stanju, predstavljen u analitičkoj, tabličkoj, vektorskoj ili nekoj drugoj formi nazivamo matematičkim modelom objekta dijagnoze. Matematičke modele objekta dijagnoze možemo razvrstati na jedan od sledećih načina [7, 317]:

1. Modeli analognih objekata:
 - logički modeli i grafovi uzročno-posledičnih veza,
 - modeli objekata u obliku dijagrama prolaznih signala i
 - topološki modeli objekata ili orijentisani graf.
2. Modeli diskretnih kombinovanih objekata:
 - model ispravnih i kombinovanih objekata i
 - model otkaza i modeli neispravnih kombinovanih objekata.
3. Modeli diskretnih objekata sa pamćenjem:
 - modeli ispravnih diskretnih objekata sa pamćenjem i
 - modeli neispravnih diskretnih objekata sa pamćenjem.

4.8. Prognoza stanja mašine

Matematički odnosi za prognozu trajanja preostalog vremena korišćenja delova mašine:

$$t_R = f(\varepsilon_2, \varepsilon_0, \varepsilon_M, t_K, \Delta t, \mu_A, \alpha)$$

gde je:

ε_2 – granična vrednost parametara tehničkog stanja mašine,

ε_0 – početna vrednost parametara tehničkog stanja,

ε_M – izmerena vrednost parametara tehničkog stanja,

t_K – vreme kontrolisanja (dijagnosticiranja),

Δt – interval kontrolisanja,

μ_A – prosečna granica trajanja korišćenja,

α – eksponent toka promene stanja.

Samo jedan podatak očekivane vrednosti trajanja preostalog vremena korišćenja nije dovoljan za praktično korišćenje, pošto na osnovu stohastičkih uticaja mogu da nastupe znatni neplanirani ispadi pre isteka trajanja ostatka korišćenja.

Podloge za prognozu trajanja preostalog korišćenja moraju biti u jednostavnoj formi i lako dostupne, npr. kao tabele ili nomogrami.

Uslov za praktičnu primenu prognoze trajanja preostalog korišćenja, pored izrade dovoljno tačnih metoda prognoze, jeste i primena tačnih postupaka dijagnoze i poznavanja tokova oštećenja da se kod korišćenja mašine tačno obuhvate nalazi pojedinačnih dijagnostičkih mera i trajanje korišćenja svake mašine, slika 4.4 [7, 19, 324].

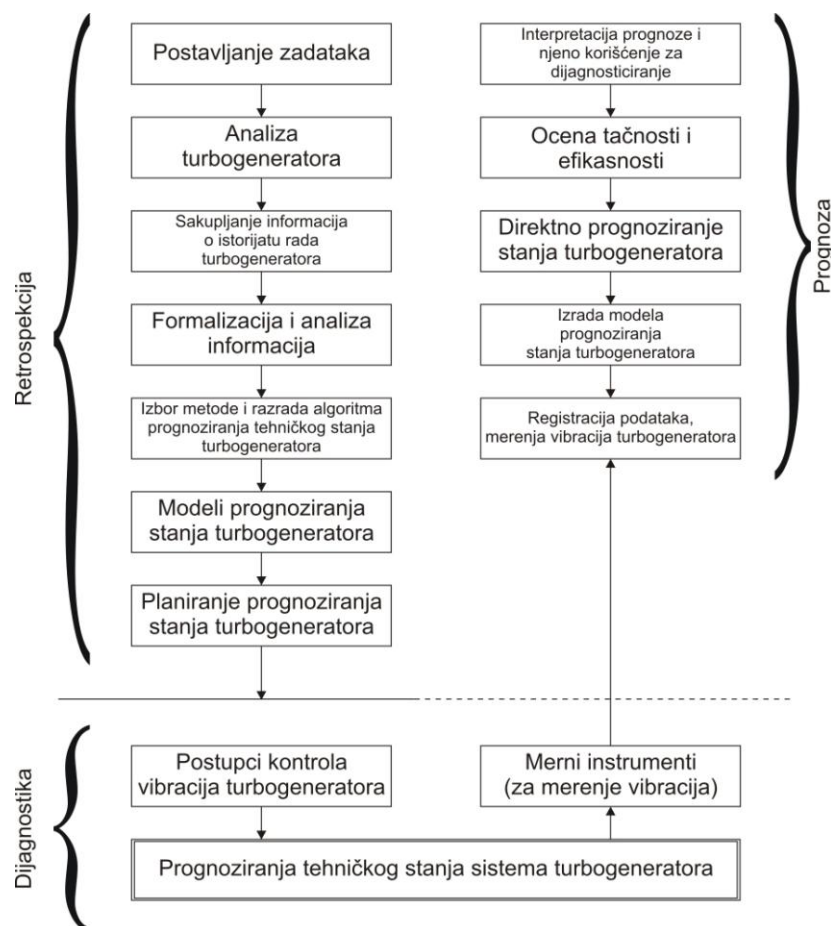
[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[317] www.scribd.com

[19] Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Model dijagnostičkog održavanja, XI Konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka banja, 2015, (ISBN 978-86-83701-32-2)

[324] www.terotehnoloija.ba



Slika 4.4. Model procesa prognoziranja stanja turbogeneratora

4.9. Proces promene stanja mašine – Podmodel

Promena strukturnih parametara vibracija, a time i promena tehničkog stanja, slučajan je proces koji se obavlja pod dejstvom širokog spektra eksploatacionih faktora. Ovaj proces se najpotpunije može opisati gustinom raspodele parametara stanja $f(\varepsilon, t)$ u bilo kojim vremenskim momentima [7, 241, 317].

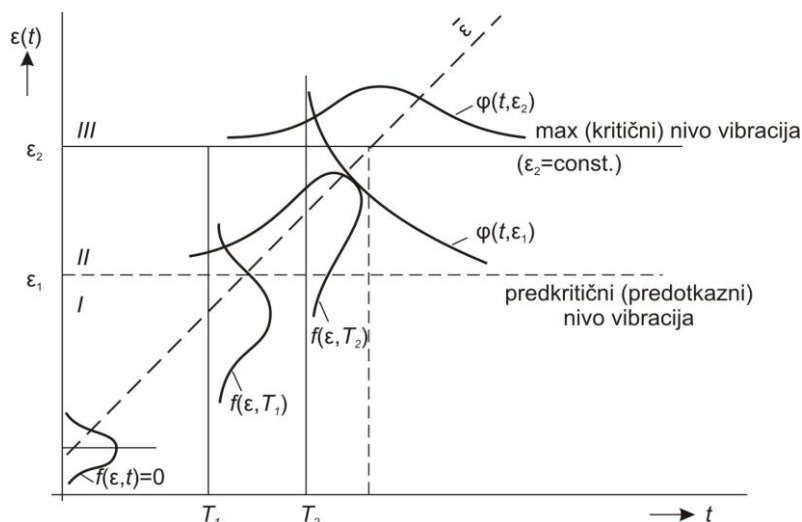
Kod istotipnih sastavnih delova mašina parametri tehničkog stanja dostižu graničnu vrednost (granicu istrošenosti ε_2) u različitim momentima vremena. Na taj način se formira gustina raspodele stanja u otkazu $\varphi(t, \varepsilon_2)$. Ovde je usvojeno da se $f(\varepsilon, t)$ i $\varphi(t, \varepsilon_2)$ pokoravaju normalnom zakonu raspodele (ove gustine mogu imati bilo koji zakon raspodele).

Za određivanje jednačine koja povezuje funkcije gustine raspodele $f(\varepsilon, t)$ i $\varphi(t, \varepsilon_2)$ može poslužiti, slika 4.5., pri čemu je ovde usvojena linearna promena stanja mašine. Promena stanja, pored toga, može imati sledeći trend: linearno-izlomljeni, eksponencijalni, stepeni, logaritamski, hiperbolički i drugi [7, 241, 317].

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[317] www.scribd.com



Slika 4.5. Veza periodičnosti kontrole vibracija sa signalizacionom tolerancijom. T_1 - moment prve dijagnostičke kontrole; T_2 - moment druge dijagnostičke kontrole; $\bar{\varepsilon}$ - srednja vrednost promene tehničkog stanja (aritmetička sredina); I - zona ispravnog rada (ispravno stanje); II - zona planskih zamena ili remonta; III - zona neispravnog rada (neispravno stanje) - zona otkaza; $\Delta\varepsilon = \varepsilon_2 + \varepsilon_1$ - veličina signalizacione tolerancije; $\Delta T = T_2 - T_1$ - veličina periodičnosti dijagnostičke kontrole; ε_1 - predotkazni nivo takav da interval $\Delta\varepsilon$ određuje signalizacionu toleranciju; $f(\varepsilon, t)$ - funkcija gustine raspodele parametara tehničkog stanja; $\varphi(t, \varepsilon_2)$ - funkcija gustine raspodele stanja sistema u otkazu [241]

Usvajajući da su T_1 i T_2 odgovarajući momenti vremena obavljanja prve i druge kontrole vibracija, a t_x slučajni moment presecanja nivoa ε_1 ili ε_2 i koristeći se slikom 4.5 može se zapisati verovatnoća ispravnog rada mašine, koristeći $\varphi(t_x, \varepsilon_1)$ i $f(\varepsilon, T_2)$ kao gustine raspodele slučajne veličine t_x na nivou ε_1 i slučajne veličine $\varepsilon \in \varepsilon(t)$ u momentu T_2 [7, 241, 317]:

$$P\{t_x \leq T_1\} \text{ pri } \varepsilon_1 = P\{\varepsilon > \varepsilon_2\} \text{ pri } T_2$$

odnosno, koristeći se poznatim zakonitostima iz teorije verovatnoće, može se dobiti matematički model:

$$\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} f(\varepsilon, T_2) d\varepsilon = \int_{T_1}^{T_2} f(t, \varepsilon_1) dt$$

Tako se može zaključiti da: za monotoni proces $\varepsilon(t)$ sa zadatim T_1 i ε_2 sledeći moment kontrole vibracija T_1 i pretkritični nivo zadovoljavaju poslednju jednačinu za opšte uslove eksploatacije mašina.

U toku realnog procesa eksploatacije sve vrednosti (t_x) će se grupisati oko srednje vrednosti $\bar{\varepsilon}(t_x)$ i imaće rasipanje oko nje izraženo standardnom devijacijom σ_{uk} . Standardna

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[317] www.scribd.com

devijacija nastaje zbog čestih puštanja i zaustavljanja mašine, zbog različitih režima procesa eksploatacije i sličnog.

Sada se može dati jednačina koja potpuno opisuje model promene parametara vibracija stanja uz korišćenje intervala poverenja $\pm \sigma_{uk}$ [163, 234, 7, 317].

$\varepsilon(t) = u \cdot t + \varepsilon_0 \pm \sigma_{uk}$, gde je:

u – brzina promene stanja $\left(u = \frac{d\varepsilon}{dt}\right)$, ε_0 – minimalna vrednost parametra stanja,

t – vreme korišćenja.

Uzimajući da je zadati nivo pouzdanosti $p_z = R_z$, a dozvoljena verovatnoća nastanka otkaza $p_0 = 1 - p_z$ za neki momenat vremena t_x može se napisati:

$$p\{\varepsilon_2 < \varepsilon < \infty, t_x\} = \int_{\varepsilon_2}^{\infty} f(\varepsilon, t_x) d\varepsilon \leq p_0, \text{ odnosno:}$$

$$p_0(t_x) = \int_0^{t_x} \varphi(t_x, \varepsilon_2) dt = \frac{\Phi[\bar{\varepsilon}(t_x) - \varepsilon_2]}{\sigma_{uk}}, \text{ gde je:}$$

Φ – Gausova funkcija,

$\bar{\varepsilon}(t_x)$ – srednja vrednost promene stanja.

Sada se može dati konačna jednačina:

$$\int_0^{T_1} \varphi(t, \varepsilon_1) dt = \int_{T_1}^{T_2} \varphi(t, \varepsilon_2) dt$$

Neka su, za normalni zakon promene parametara vibracija stanja, matematičko očekivanje $m_\varepsilon(t)$ i srednje kvadratno odstupanje $\sigma_\varepsilon(t)$ aproksimiranim linearnim zavisnostima [7, 163, 234, 317]:

$$m_\varepsilon(t) = m_a + m_b \cdot t$$

$$\sigma_\varepsilon(t) = \sigma_a + \sigma_b \cdot t$$

Pri čemu su m_a i σ_a parametri stanja u trenutku $t = 0$, i predstavljaju odstupanje parametara stanja od njegove početne vrednosti ε_0 , koja može biti konstruktivno dozvoljeno odstupanje. Ovakva aproksimacija biće od velike koristi pri određivanju režima dijagnostičkih kontrola.

Gustina raspodele $f(\varepsilon, t_2)$ se može odrediti prema izrazu [7, 9, 241, 317]:

$$f[\varepsilon, t_2] = \frac{1}{\sqrt{2\pi}(\sigma_a + \sigma_b \cdot t)} \exp \frac{(\varepsilon - m_a - m_b \cdot t)^2}{2(\sigma_a + \sigma_b \cdot t)^2}$$

a gustina raspodele vremena prvog presecanja pretkritičnog nivoa [241]:

[163] Knežević, J., Prilog formiranju modela preventivnog održavanja mašinskih tehničkih sistema prema stanju, Časopis „Održavanje mašina i opreme“, Beograd, 1983.

[234] Vulović, S., Adamović, Ž., Palinkaš, I., Model dijagnostičkog održavanja u elektranama i toplanama, Časopis Tehnička dijagnostika, Vol. XV, br. 1, str. 30 – 38, Beograd, 2015, (ISSN 1451-1975)

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[317] www.scribd.com

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016. (ISBN 978-86-83701-39-1)

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

$$\varphi(t, \varepsilon_1) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp \left| -\frac{(\varepsilon - m_a - m_b \cdot t)^2}{2(\sigma_a + \sigma_b \cdot t)} \right| \frac{d}{dt} \left(\frac{\varepsilon - m_a - m_b \cdot t}{\sigma_a + \sigma_b \cdot t} \right)$$

Ovde još treba reći da je za svaki kontrolisani parametar vibracija potrebno odrediti granice otkaza (ε_2).

4.10. Dijagnostika i prognostika stanja mašine – podmodel

Teorija raspoznavanja stanja mašine u tehničkoj dijagnostici obično se koristi matematičkim aparatom da definiše i prepozna tehničko stanje mašine.

Određivanje „rezerve upotrebljivosti“ mašine neophodno je u smislu njenog optimalnog smanjivanja, kao i određivanje momenata sledećih kontrola vibracija ili određivanja momenata sprovođenja neophodnih aktivnosti održavanja.

Kao ulazna veličina u predviđanju „rezerve upotrebljivosti“ javlja se potreban nivo pouzdanosti ($p_z = R_z$) koji se izražava kvantilom normalne raspodele (u_{1-p_0}), čija se brojna vrednost tabulira.

Moment prve kontrole vibracija: može se dobiti iz uslova da sistem ispuni zahtevanu pouzdanost (R_z).

Tako se može dobiti moment prve kontrole vibracija posle unošenja $f(\varepsilon, t_1)$ za normalnu raspodelu [7, 9, 241, 317]:

$$T_1 = \frac{1}{m_b - \sigma_b u_{1-p_0}} (\varepsilon_2 - \sigma_a \cdot u_{1-p_0} - m_a)$$

gde je:

u_{1-p_0} – kvantil normalne raspodele (kumulativne učestalosti), koji odgovara verovatnoći bezotkaznog rada P_z za vreme T .

Veličine ε_1 i $\Delta\varepsilon$ mogu se izračunati (za normalni zakon raspodele parametara) prema izrazu [4, 241, 7, 317]:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_a(\varepsilon_2 - m_b \Delta T) + \sigma_b(\varepsilon_2 \cdot T_1 + m_a \Delta T)}{\sigma_a + \sigma_b(T_1 + \Delta T)}$$

$$\Delta\varepsilon = \frac{(\varepsilon_2 \cdot \varepsilon_b + \sigma_b \cdot \sigma_a - m_a \cdot \sigma_b) \Delta T}{\sigma_a + \sigma_b(\Delta T + t_1)}$$

gde je: $\Delta T = T_2 - T_1$ – periodičnost dijagnostičkih kontrola.

Ukoliko izmerena vrednost parametara vibracija prelazi unapred definisane granične vrednosti ($\varepsilon(T_1) \geq \varepsilon_1$), treba izvršiti propisane aktivnosti održavanja, dok će u slučaju $\varepsilon(T_1) < \varepsilon_1$ sistem nastaviti da radi do sledeće kontrole vibracija.

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016. (ISBN 978-86-83701-39-1)

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[317] www.scribd.com

[4] Adamović, Ž., Ilić, B., Vulović, S., Stanković, N., Vulović, M., Tehnička dijagnostika elektrana i toplana, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2014 (ISBN 978-86-83701-33-9)

Moment sledećih kontrola vibracija. – Ako je izmerena vrednost parametara vibracija ispod definisane granične vrednosti, onda se mora tražiti moment kada treba vršiti sledeću kontrolu vibracija. Tako se može dobiti izraz za određivanje momenta druge kontrole vibracija [7, 4, 241, 363]:

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot (m_a \cdot \sigma_b - m_b \cdot \sigma_a) + \sigma_a \cdot \varepsilon_1 + (\sigma_a + \sigma_b) \cdot \varepsilon_2}{m_a \cdot \sigma_b - m_b \cdot \sigma_a - \sigma_b \cdot \varepsilon_2}$$

odnosno:

$$T_2 = \frac{1}{u} [\varepsilon_1 + \Delta\varepsilon(T_1)]$$

U momentu T_2 ponavlja se isti postupak kao i u momentu T_1 .

Izračunavanje momenta sledeće kontrole vibracija T_{2+n} obavlja se prema jednačini:

$$T_{2+n} = \frac{1}{u} [\varepsilon_1 + \Delta\varepsilon(T_{1+n})]$$

Proces se ponavlja do onog momenta kada izmerena vrednost parametra vibracija postaje $\varepsilon(T_n) \geq \varepsilon_1$. Tada treba sprovesti određene aktivnosti održavanja [7, 241].

Aktivnosti održavanja, osim navedenih slučajeva, mogu se vršiti i u slučaju kada se od mašine zahteva da radi duže nego što to predviđaju izračunati momenti kontrole vibracija. Ovakvi slučajevi se mogu predstaviti izrazom [4, 7, 241]:

$$T_Z \geq T_{2+n} - T_{1+n}$$

pri čemu se u odričnom slučaju nastavlja sa radom mašine do trenutka T_{2+n} , kada se vrši sledeća kontrola vibracija.

Na osnovu dosadašnjih razmatranja može se dati algoritam anticipacije stanja mašine koji omogućava korišćenje N parametara vibracija, pri čemu se uvek od N mogućih vrednosti za kontrole T_1, T_2, T_{2+n} biraju najmanje. Izračunavanje parametara vibracija, za sve parametre, vrši se u momentima $T_{1\min}, T_{2\min}, T_{2+n\min}$.

Mogućnosti primene ova dva podmodela testirane su na turbogeneratorima u železari Smederevo (poglavlje 6.7)

4.11. Optimizacija troškova dijagnostike vibracija i neispravnosti tehničkih sistema – podmodel

Sušтина ovog podmodela je u tome da se može izračunati optimalni interval za dijagnostiku vibracija tehničkih sistema sa visokim troškovima neispravnosti (n_{opt}) što je čest slučaj u termoelektranama, hidroelektranama ili u industriji čelika.

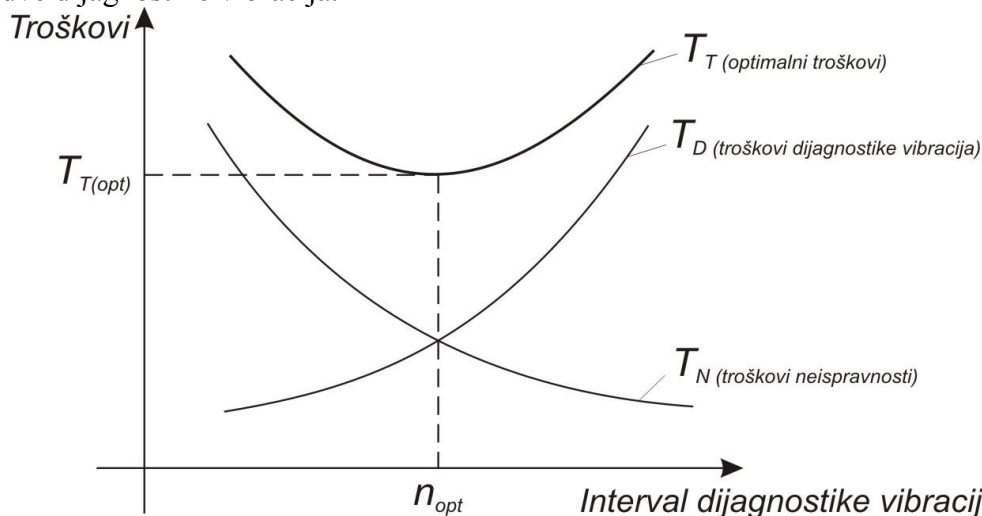
[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

[4] Adamović, Ž., Ilić, B., Vulović, S., Stanković, N., Vulović, M., Tehnička dijagnostika elektrana i toplana, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2014 (ISBN 978-86-83701-33-9)

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[363] documents.mx

Ukupni troškovi neispravnosti tehničkih sistema T_T u početku korišćenja opadaju, a kasnije rastu (sl. 4.7.), dok troškovi dijagnostike T_D rastu sa povećanjem intervala vibracija između dve dijagnostike vibracija.



Slika 4.6. Ukupni troškovi dijagnostike vibracija i neispravnosti tehničkih sistema

Ukupni troškovi T_T neispravnosti tehničkih sistema nastaju kao suma prosečnih troškova: T_C dijagnostike vibracija, T_D neispravnosti, T_R održavanja i T_L prekida rada zbog procesa dijagnostike vibracija.

Zbir svih prosečnih troškova je [269]:

$$T_{T_T} = T_C + T_D + T_R + T_L = \frac{T_C}{n} + \frac{n+1}{2} \frac{T_D}{n_R} + \frac{T_R}{n_R} + \frac{n_L \cdot T_L}{n_R} [\text{din/kom}]$$

gde je: n - interval dijagnostike vibracije

n_R - procenjeni broj tehničkih sistema između uzastopnih dijagnostika vibracija

n_L - broj propuštenih tehničkih sistema u prekidu procesa zbog dijagnostike vibracija

Očigledno je da T_{T_T} ima kontinualni tok i sve derivacije, pa se može izračunati njena minimalna vrednost sa optimalnim intervalom dijagnostike vibracija, koristeći:

- potreban uslov za izračunavanje ekstrema sa prvim izvodom funkcije [269]

$$\frac{dT_T}{dn} \left(\frac{T_C}{n} + \frac{n+1}{2} \frac{T_D}{n_R} + \frac{T_R}{n_R} + \frac{n_L \cdot T_L}{n_R} \right) = -\frac{T_C}{n^2} + \frac{T_D}{2n_R}$$

- izjednačavanjem prvog izvoda funkcije sa nulom i uz dovoljan uslov da je drugi izvod funkcije veći od nule, dobija se optimalni interval dijagnostike vibracija

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{2n_R T_C}{T_D}} [\text{kom}]$$

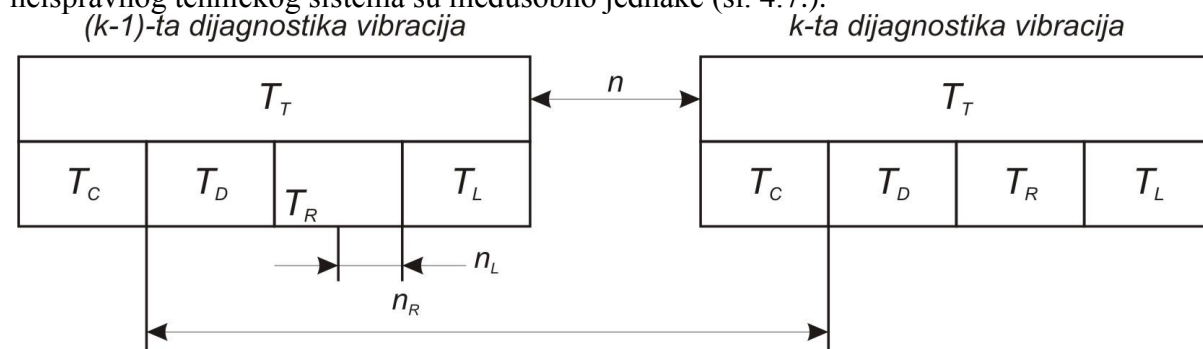
Sada se dobijaju optimalni ukupni troškovi neispravnosti

$$T_T = \sqrt{\frac{2T_C T_D}{n_R}} + \frac{T_D}{2} + T_R + n_L T_D$$

U poslednjem izrazu nedostaje veličina troškova popravki T_R , pa optimalni interval neće biti tačno određen.

[269] Popović, B., Kako odrediti optimalni interval kontrolisanja, Časopis „Kvalitet“, 11-12/2015, Beograd

Kod uzastopne dijagnostike vibracija verovatnoće pojave 1-og, 2-og, 3-eg i n -tog neispravnog tehničkog sistema su međusobno jednake (sl. 4.7.).



Slika 4.7. Odnosi troškova i broja tehničkih sistema kod uzastopne dijagnostike vibracija ($T_D \gg T_R/n_R$) [269]

Kada se neispravan tehnički sistem nađe u k -toj dijagnostici vibracija to uzrokuje pojavu neispravnog tehničkog sistema između $(k-1)$ -te i k -te dijagnostike vibracije, pa je prosečan broj neispravnih tehničkih sistema jednak $n/2$. Sada je stvarni broj tehničkih sistema između dva uzastopna podešavanja $(n_R + n/2)$ umesto n_R .

Na osnovu toga, sada je:

$$T_T \cong \frac{T_C}{n} + \left(1 - \frac{n}{2n_R}\right) \left(\frac{n+1}{2} T_D + T_R + n_L T_D\right)$$

Posle drugog izvoda (veći od nule) $\frac{dT_T}{dn}$, dobija se optimalni interval za dijagnostiku vibracija tehničkih sistema sa visokim troškovima neispravnosti [241]

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{2T_C(n_R + n_L)}{T_D - \frac{T_R}{n_R}}}$$

Za period od 2 godine:

$$T_N = 450.000 \text{ Eura}$$

$$T_D = 450.000 \text{ Eura}$$

$$T_R = 450.000 \text{ Eura}$$

dobija se $n_{opt} = 1.380 \text{ h}$.

4.12. Integrirani model održavanja na bazi vibracija turbo i hidro generatora

4.12.1. Tehnički faktori

Ovaj model vibrodijagnostičkog održavanja predstavlja, u suštini, sprovođenje aktivnosti o vibracijama prikupljenih putem praćenja stanja mašina i postrojenja.

[269] Popović, B., Kako odrediti optimalni interval kontrolisanja, Časopis „Kvalitet“, 11-12, Beograd, 2015.

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

Model se koncentriše na procenu degradacije performansi, koristeći podatke koji su dobijeni od strane raznih senzora, u standardnom radnom stanju, ne razmatrajućiefekte ne-tehničkih faktora.

Tehnički faktori koji se odnose na mašinu, su zapravo faktori koji se određuju tokom projektovanja mašine, oni uglavnom uključuju strukturu mašine, performanse, pouzdanost i drugo i mogu biti predstavljeni kao podaci dobijeni od senzora.

Ne-tehnički faktori se odnose na uticaj faktora koje mašina neminovno trpi tokom vremena, kao što su starost, aktivnosti održavanja i uslovi rada. Zato se može reći, da stanje mašine, koje se ocenjuje podacima stečenim tokom kontrole vibracija u standardnom radnom stanju, uz pomoć senzora, može biti definisano kao stanje mašine nastalo sveobuhvatnom integracijom rezultata, i to stanje zavisi od sledećih faktora:

- tehnički faktori,
- starost mašine,
- uslovi rada (ekološki i operativni),
- aktivnosti održavanja.

Starost se odnosi na unutrašnji proces u mašini koji predstavlja postepeno odvijanje propadanja, a svaki navedeni stadijum doprinosi bržem otkazu mašine i prestanku njenog rada. Tokom rada, među različitim mašinama odvijaju se različiti uslovi rada.

Pojedine mašine provode veći deo svog životnog veka u radu pod punim opterećenjem, dok pojedine rade pod delimičnim opterećenjem. Mašine prolaze različite aktivnosti održavanja i na taj način može se pogoršati nivo pouzdanosti.

Metode preventivne kontrole generatora mogu se podeliti na *On-line* i *Off-line* ispitivanja, odnosno na ispitivanja u pogonu i ispitivanja na zaustavljenoj mašini obično u toku remonta, bez ili uz delimičnu demontažu. Druga podela je podela na električne i neelektrične metode ispitivanja. Takođe postoji podela na destruktivne i nedestruktivne metode ispitivanja. Zadnja podela je donekle kontroverzna i zahteva izvesna razjašnjenja [184].

Obično se pod destruktivnim ispitivanjima podrazumevaju ispitivanja povišenim naponom (indukovanim ili dovedenim, pri čemu ovaj zadnji može biti jednosmerni ili naizmenični - niske frekvencije 0,1Hz ili idustrijske 50Hz), dok se pod nedestruktivnim ispitivanjima podrazumevaju ispitivanja koja se rade pri naznačenom ili nešto nižem naponu. Čitav ovaj koncept je velika zabluda, što je neophodno argumentovano razjasniti.

Pre svega, tzv. destruktivno ispitivanje povišenim naponom (većim od naznačene vrednosti) kod ispravne mašine u dobrom stanju završava se nedestruktivno. Prirodno, takvom ispitivanju prethode tzv. nedestruktivna ispitivanja, koja imaju zadatak da ustanove opšte stanje mašine, pošto u pojedinim slučajevima do proboja dolazi i pri nižim naponima od naznačene vrednosti, kada je lokalno slabo mesto bliže zvezdištu).

4.12.2. Model dijagnostičkog održavanja – podmodel za vibracije

Pre završetka algoritmovanog postupka potrebno je proveriti da li varijanta rešenja zadovoljava postavljene kriterijume i ograničenja. Ukoliko ih ne zadovoljavaju moraju se odbaciti. Ovo je posebno problematično kod otkaza iza kategorija kada troškovi predstavljaju projektno ograničenje, jer može doći do toga da se mora prihvatiti nužno rešenje koje u sebi nosi veći rizik za pojavu otkaza. Završetak postupka definisanog opštim algoritmom ugradnje preventive predstavlja kraj analize svih predviđenih varijantnih rešenja. Potom se prelazi na odlučivanje o konkretnom varijantnom rešenju. Najbolje varijantno rešenje za konkretni

[184] Studija: „Procena stanja i preostalog radnog veka generatora proizvodnih jedinica EPS-1 faza“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2012.

tehnički sistem definiše konkretan model dijagnostičkog i vibrodijagnostičkog održavanja, sl. 4.8. i sl. 4.9. [9, 175, 254].



Slika 4.8. Model dijagnostičkog održavanja – podmodel za vibracije

4.12.3. Integrirani „ON-LINE“ model kontrole stanja generatora - podmodel

1. Integrirani sistem

Ovaj model kontrole stanja generatora predstavlja sistem koji je u stanju da prati dijagnostiku više parametara stanja mašine.

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016, (ISBN 978-86-83701-39-1)

[175] Radovanović, Lj., Metodologije održavanja sa aspekta njihove primene u industriji (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2012.

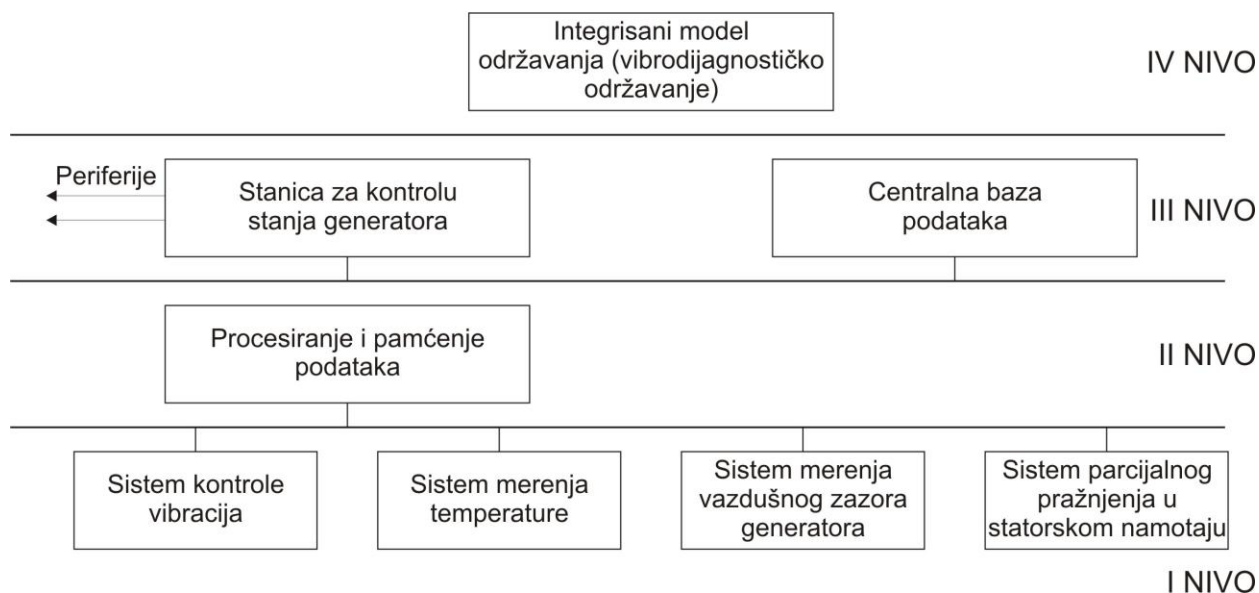
[254] Vuković, V., Vulović, S., Ivić, M., Vulović, M., Vuković, M., Adamović, Ž., New software for the simulation of Reliability level increase of power plants, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 1, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

Akvizicija svih veličina za indikaciju stanja generatora je sinhronizovana sa sistemom za kontrolu procesa. Ovo ne znači da je svaka vrednost merena u istom trenutku, ali sistem mora da ima zajedničku osnovu vremena i na taj način omogućava korelaciju rezultata.

Model zahteva sinhronizovano prikupljanje podataka, posmatranje trenda promene, način čuvanja podataka, kao i moguće funkcije korelacije podataka između različitih podsistema.

Ovaj integrisani „ON-LINE“ model kontrole stanja neophodno je da komunicira sa svim drugim sistemima u elektrani, a posebno sa sistemom kontrole procesa.

Na sl. 4.10. daje se predlog integrisanog „ON-LINE“ modela za kontrolu stanja generatora.



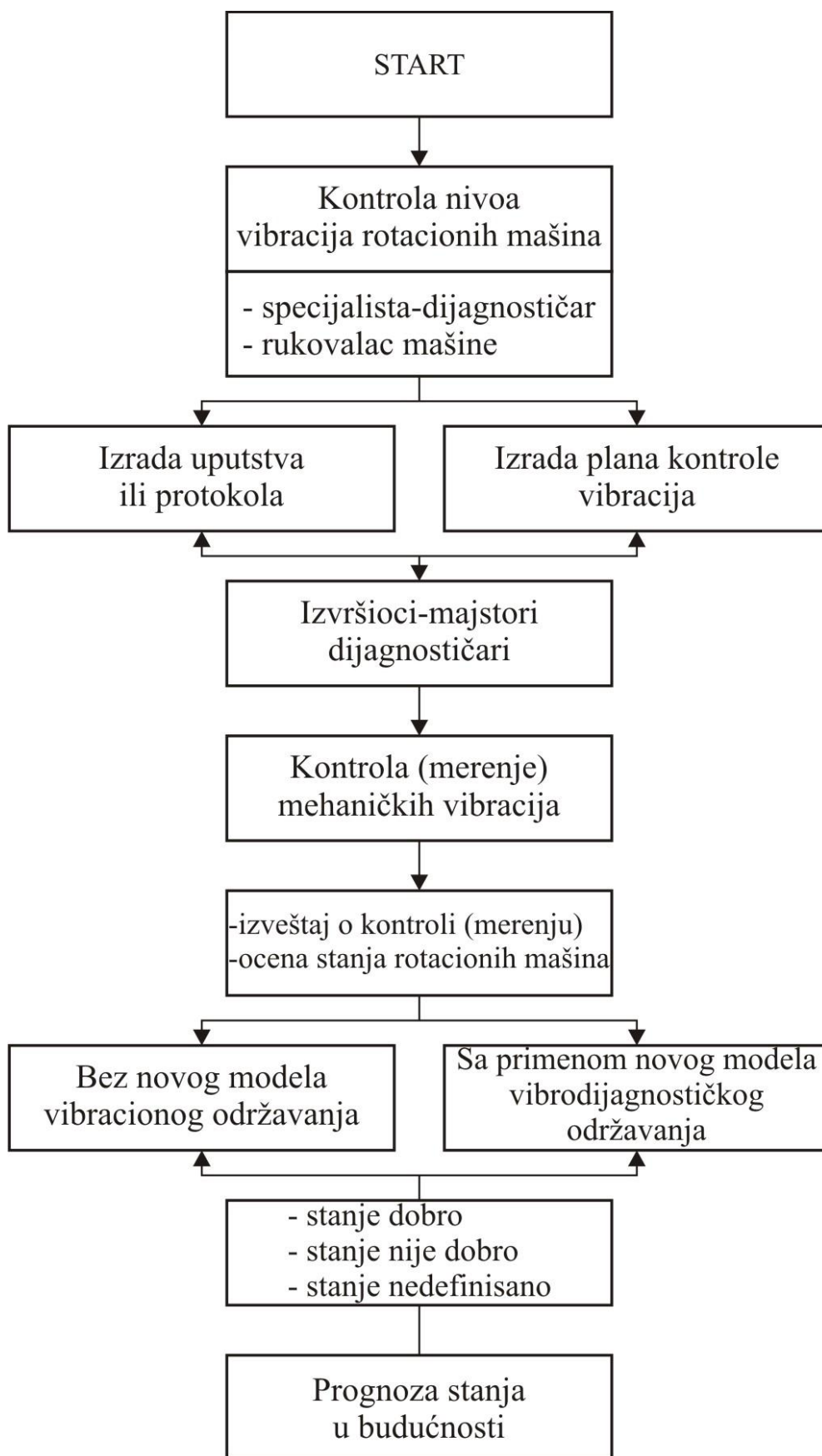
Slika 4.10. Integrisani sistem za kontrolu stanja generatora

Formiranjem ovakvog integrisanog „ON-LINE“ modela kontrole stanja generatora postiže se:

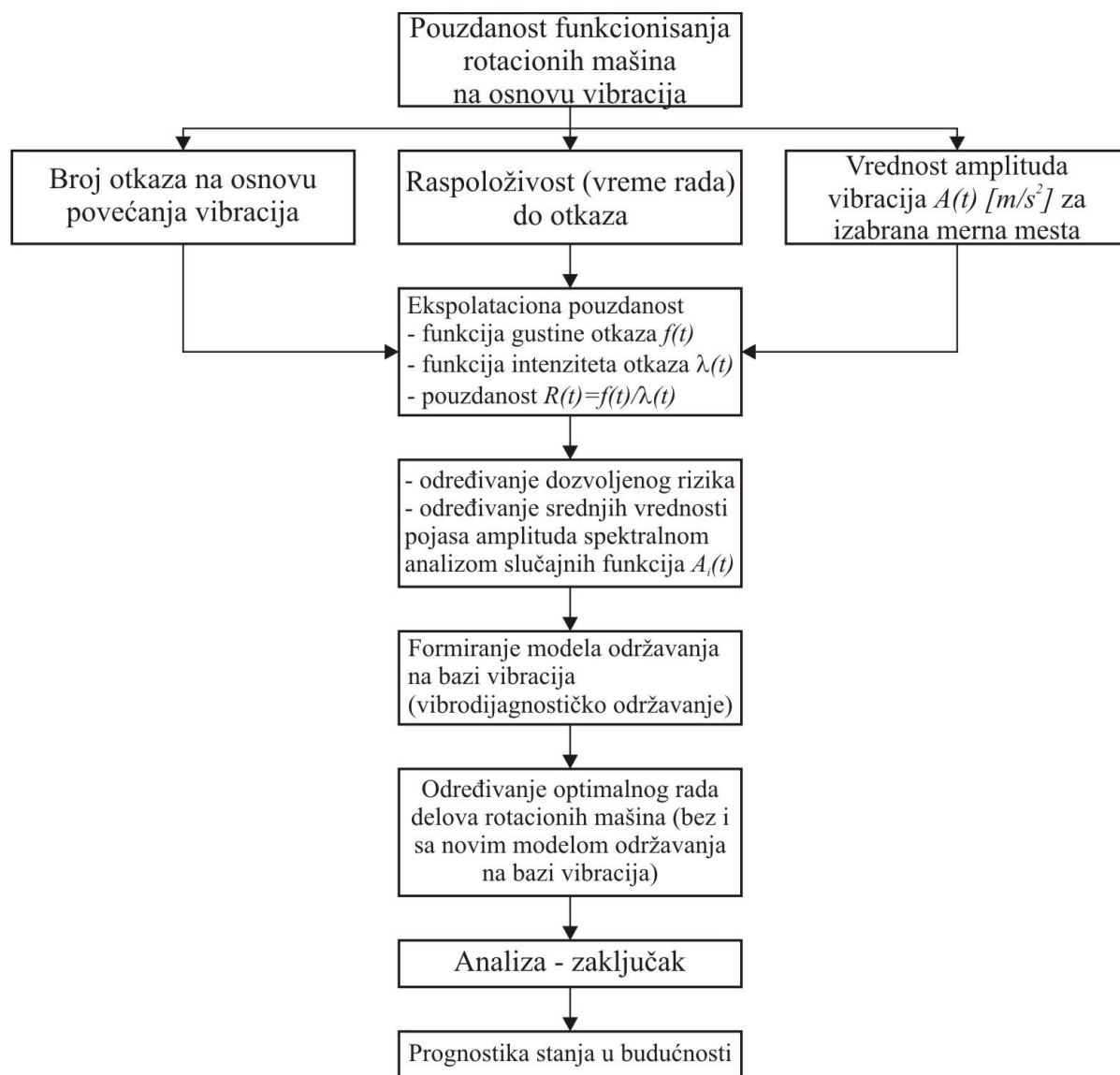
- smanjenje broja radnih sati za održavanje,
- smanjenje broja prekida rada zbog održavanja,
- smanjenje učestanosti remonta,
- skraćanje vremena popravke pri prekidu rada,
- smanjenje broja prekida rada usled havarija,
- povećanje kapaciteta generatora,
- poboljšanje bezbednosti opreme,
- poboljšanje sigurnosti osoblja,
- smanjenje zaliha rezervnih delova,
- produženje životnog veka postrojenja.

2. Analiza modela

Na sl. 4.11. dat je tok kontrole nivoa mehaničkih vibracija generatora, na sl. 4.12. dat je algoritam određivanja pouzdanosti generatora, a na sl. 4.13. algoritam formiranja na bazi vibracija.



Slika 4.11. Tok kontrole nivoa mehaničkih vibracija rotacionih mašina

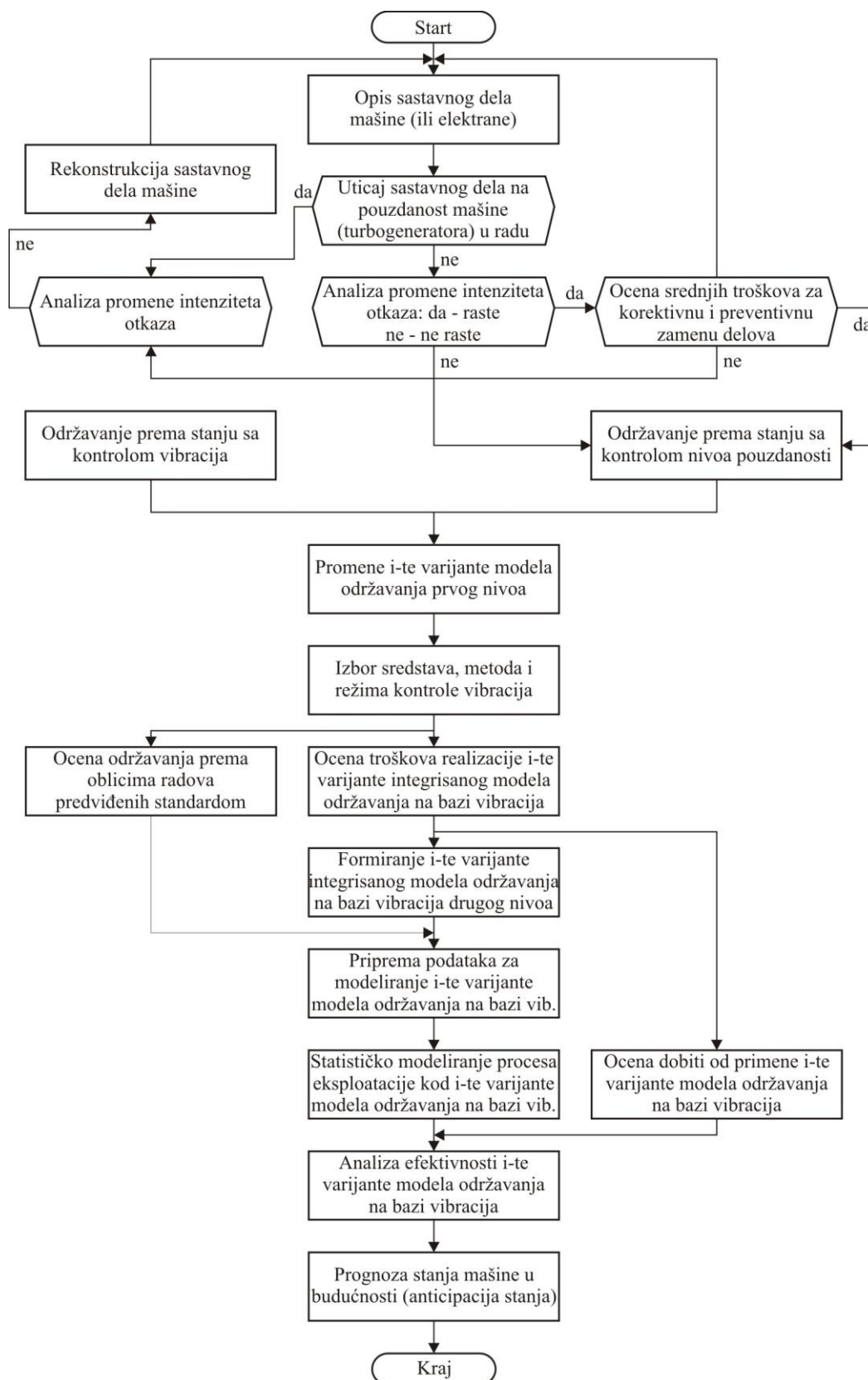


Slika 4.12. Algoritam određivanja pouzdanosti rotacionih mašina [9, 246]

Model na slikama 4.12. i 4.13. razvijen je na osnovu ISO standarda o vibracijama, a u okviru razvoja integrisanog modela održavanja u ovoj disertaciji.

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodiagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016 (ISBN 978-86-83701-39-1)

[246] Vulović, S., Vulović, M., Petrov, T., Adamović, Ž., Integrisani model održavanja zasnovan na kontroli stanja turbo i hidro generatora, Časopis „Održavanje mašina“, br. 1, Smederevo, 2017.



Slika 4.13. Algoritam formiranja integrisanog modela održavanja na bazi vibracija [246]

[246] Vulović, S., Vulović, M., Petrov, T., Adamović, Ž., Integrirani model održavanja zasnovan na kontroli stanja turbo i hidro generatora, Časopis „Održavanje mašina“, br. 1, Smederevo, 2017.

3. Izbor parametara koji se prate na generatoru

Sistem za upravljanje generatorom treba da prikuplja podatke i prati sve potrebne veličine u procesu upravljanja agregatom, kao i realizaciju svih zaštita u svom delokrugu. Sistem za kontrolu stanja treba da prikuplja sve veličine koje definišu stanje agregata kao i realizaciju zaštite u svom delokrugu. Ovo dovodi, na primer, do promene postojeće prakse da se temperature elemenata agregata uvode u sistem upravljanja agregatom. Temperature nisu veličine prisutne u procesu upravljanja, pa je primerenije da se prate u sistemu stanja. Deo pratećih veličina potrebnih za oba sistema moguće je preneti preko lokalne mreže ili umnožavanjem izlaza davača. Strategija sistema kontrole sastoji se od:

- načina otkrivanja mogućih otkaza,
- kontrole mašine sa stanovišta optimalnog korišćenja agregata,
- opšteg stanja agregata sa stanovišta održavanja,
- analize, dijagnostike i trenda otkrivenih otkaza

Za kontrolu generatora, kako je već napred rečeno, potrebno je pratiti određene veličine za vreme pogona (ON-LINE) i kao dopunu ovome, za stvaranje dijagnostike stanja potrebno je vršiti periodična određena ispitivanja, merenja i praćenja na zaustavljenoj mašini (OFF-LINE).

Veličine koje se prate na generatoru u radu

Prema praksi poznatih svetskih proizvođača generatora i njihovih sistema generatora, prate se sledeće veličine i parametri:

1. Vibracije mehaničkih delova generatora i relativna pomeranja (orbite);
2. Temperature delova i sklopova generatora i rashladnih fluida;
3. Forma statora, rotora i zazor generatora;
4. Parcijalna pražnjenja u namotaju;
5. Radni podaci generatora;
6. Prisustvo vode u ulju;
7. Brzina obrtanja;
8. Magnetni fluks;
9. Protok – pritisak vode za hlađenje;
10. Nivoi ulja u ležajevima;
11. Kontrola malih obrtaja;
12. Strukturna pojava zvuka;
13. Stepen korisnosti generatora;
14. Temperature namotaja rotora.

Vibracije

- vibracije kućišta statora,
- vibracije jezgra statora,
- vibracije kućišta vodećeg ležaja,
- vibracije kućišta nosećeg ležaja,
- relativne vibracije osovine kod vodećeg ležaja u dva upravna pravca,
- vibracije oslonca nosećeg ležaja u aksijalnom pravcu.

Za čelične konstrukcije statora

1. Vibracije obrtne učestanosti jezgra i kućišta statora;
2. Vibracije polne učestanosti jezgra i kućišta statora;
3. Temperatura jezgra statora;
4. Vibracije polne učestanosti na krajevima sektora jezgra statora – po potrebi;
5. Vibracije obrtne i polne učestanosti na fundamentu – po potrebi;

Za rotor

1. Vibracije obrtne učestanosti jezgra statora;
2. Forma rotora, statora i ravnomernost međugvožđa;
3. Vibracije obrtne učestanosti na fundamentu;
4. Izbačaj vratila;
5. Vibracije kućišta vodećeg ležaja obrtne učestanosti;
6. Temperatura segmenata vodećeg ležaja;

Za noseći i vodeći ležaj

1. Vibracije kućišta vodećeg ležaja;
2. Temperatura segmenata;
3. Temperatura hladnog ulja;
4. Temperatura toplog ulja;
5. Temperatura rashladne vode na dovodnom cevovodu;
6. Temperatura rashladne vode na izlazu iz hladnjaka ulja;
7. Vibracije kućišta nosećeg ležaja;
8. Vibracije oslonca nosećeg ležaja u aksijalnom pravcu;

4. Ispitivanje vibracija generatora

Problematika vibracija je veoma značajna za radni vek generatora. Međutim, kako je to veoma kompleksna i široka oblast, koja zahteva duboka ekspertska znanja, kako pri merenjima, tako i pri analizi dobijenih rezultata, dijagnostici stanja i donošenju preporuka o preduzimanju korektivnih mera, tako da sama po sebi može biti predmet veoma obimne posebne studije, ovde će biti dati samo neki osnovni pojmovi.

Pri merenju vibracija koriste se tri veličine:

- pomeraj (mm, μm)
- brzina (mm/s)
- ubrzanje (mm/s^2 , $g=9,81\text{m/s}^2$)

Merenja vibracija se izvode na mašini u radu pri raznim stanjima mašine i režimima rada. Osnovni pojmovi u vezi vibracija su definisani standardom ISO, kojem je ekvivalentan američki standard [243].

Merenja na mašini pri obrtanju vrše se na nepokretnim delovima (merenje apsolutnih vibracija kućišta ležajeva i generatora, glava namotaja, magnetnog kola) i na obrtnim delovima (ispitivanje relativnih vibracija vratila). Ispitivanja se vrše pri ustaljenim i prelaznim režimima (puštanje u rad, kočenje pri zaustavljanju, zaletanje pri naglom rasterećenju). Ispitivanja se vrše pri različitim toplotnim stanjima mašine i pri različitim teretima (mehaničko obrtanje u nepobuđenom stanju, prazan hod i različiti režimi opterećenja). Merenja na nepokretnim delovima tretiraju standardi [38 – opšte odredbe; 39 – turbogeneratori snage preko 50MW; 40 – hidrogeneratori i mašine pumpno-akumulacionih postrojenja]. Merenja vibracija vratila tretiraju standardi [41 - opšte odredbe; 42 - turbogeneratori snage preko 50MW; 43 - hidrogeneratori i mašine pumpno-akumulacionih postrojenja]. Prema propisima, merenja se vrše u frekventnom opsegu od 2 do 1000 Hz, mada se ponekad zahteva da donja granica frekventnog opsega bude 1 Hz [183].

Pri ispitivanju vibracija na nepobuđenom generatoru izvori vibracija su mehaničke prirode. Pri praznom hodu generatora na ove vibracije se superponiraju vibracije koje potiču

[243] Vulović, S., Vulović, M., Petrov, T., Savić, D., Adamović, Ž., Ocena vibracionog stanja generatora, Majski skup održavalaca Srbije „Buka, vibracije i proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2017.

[183] Studija: „Implementacija monitoringa parcijalnih pražnjenja kod generatora u elektranama EPS u jedinstveni dijagnostički centar“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2013.

od izvora elektromagnetske prirode. Poređenjem rezultata ova dva merenja mogu se razdvojiti mehanički od električnih izvora vibracija.

Vibracije mogu biti periodične i aperiodične. Periodične vibracije mogu biti harmonijske (koje se predstavljaju jednostavnom sinusoidalnom funkcijom $x = X_M \sin \omega t$) ili neharmonijske, čiji opis zahteva poznavanje srednje i efektivne vrednosti vibracija. Osim toga, pri analizi vibracija se iz vremenskog domena prelazi u frekventni domen primenom Furijeove transformacije:

Sinusoida u vremenskom domenu se preslikava u pik u frekventnom domenu, čime se dobija frekventni spektar vibracija. Većina instrumenata za analizu vibracija koristi brzu Furijeovu transformaciju (*FFT, Fast Fourier Transformation*), kojom ce na osnovu ograničenog uzorka signala u vremenskom domenu dobija njegov pouzdan opis u frekventnom domenu.

Generalno se može reći da je za procenu ozbiljnosti vibracija bitna amplituda, brzina i ubrzanje, a za analizu uzroka frekventna analiza.

U oblasti merenja vibracija su često korišćeni nemački standardi, a naročito *VDI 2056*. Sada je ovaj standard zamenjen standardom *ISO 10186*.

Prvi podaci koje treba čuvati se javljaju i pre puštanja u pogon (rezultati prijemnih fabričkih ispitivanja, ispitivanja u toku i po završetku montaže, odnosno pre puštanja u rad) (sl. 4.14.).

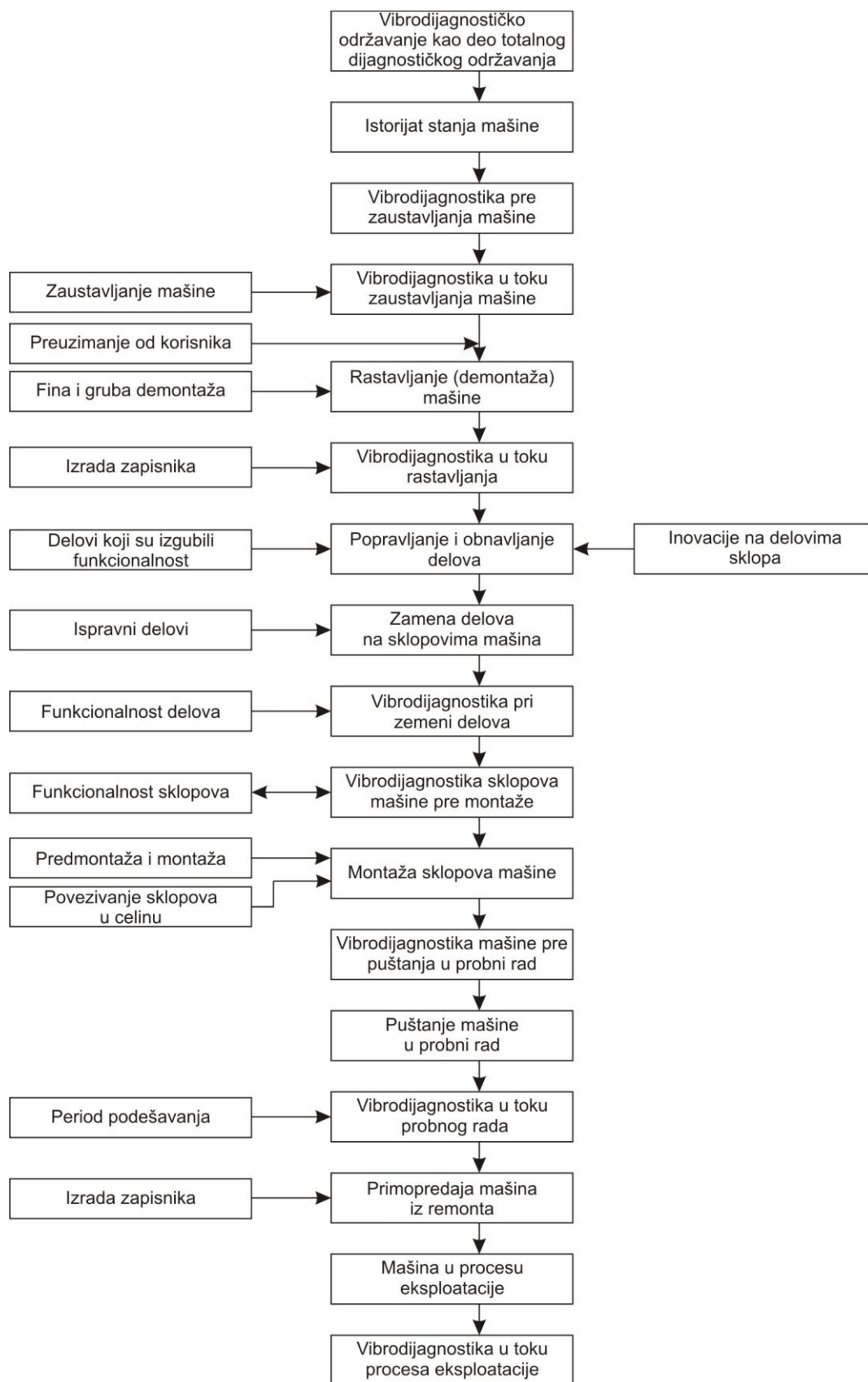
Za analize je bitna i mogućnost poređenja mašina istog proizvođača, tj. mašina kod čijih sklopova je primenjena ista tehnologija izrade, a pogotovu poređenje istovetnih mašina.

Pored apsolutnih vrednosti, praćenje trenda promene pojedinih veličina u funkciji vremena može bitno doprineti pravilnim procenama i donošenju odluka o merama koje treba preduzeti. Takođe je bitno uspostaviti korelacije između raznih merenih veličina ili između pojedinih merenih veličina i pogonskih događaja, radova na održavanju itd.

5. Teleautomatizacija

Teleautomatizacija mašina i postrojenja čini metode za daljinsko vođenje i daljinsko održavanje. Metoda daljinskog vođenja sadrži tehnike daljinskog nadzora i daljinskog rukovanja, dok metodu daljinskog održavanja čine daljinsko korektivno održavanje (otklanjanje otkaza), daljinska dijagnostika (teledijagnoza), daljinsko preventivno održavanje (teleservis) i daljinske velike popravke.

Reč „tele“ u prevodu sa grčkog (tele) bi značila daleko (u daljinu, na daljinu), dok bi se reč „teleinformatika“ koja je nastala od iste reči, odnosila na tehniku prenošenja podataka na daljinu. Drugi deo reči naziva „teleautomatizacija“ – naziv „automatizacija“ podrazumeva upravljanje i nadgledanje komponenti automatizacije na velikim udaljenostima.



Slika 4.14. Vibrodijagnostičko održavanje kao deo Totalno dijagnostičkog održavanja [9]

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016, (ISBN 978-86-83701-39-1)

U okviru modela vibro dijagnostičkog održavanja mogu se analizirati sledeće veličine (ili postupci) [267]:

1. Principi mehaničkih vibracija
2. Akvizicija podataka
3. Procesiranje signala
4. Analiza otkaza rotirajućih mašina
5. Otklanjanje neispravnosti
6. Poznavanje mašina i opreme
7. Testovi prihvatljivosti
8. Ispitivanje mašina i opreme

Pod daljinskim pristupom podrazumeva se pristup korisnika udaljenom računarskom sistemu pomoću postupaka za daljinski prenos podataka. Najviši cilj daljinskog održavanja u tom slučaju jeste rukovođenje vremenski dugotrajnim, troškovno skupim angažovanjem velikog broja ljudi na lokaciji gde je nastao zastoje. Daljinski pristup se može podeliti u tri grupe:

- pristup udaljenim tehničkim sistemima (*udaljeni tehnički sistem preuzima inicijativu sa korisnikom odnosno sa servisom, u zavisnosti od prethodno definisanih procesnih događaja*) i
- razmena podataka među tehničkim sistemima (*međusobno daljinsko komuniciranje između tehničkih sistema u cilju razmene procesnih podataka*).

Razvoj informacionih tehnologija doveo je do revolucija u tehnologiji automatizacija. Korišćenje novih telekomunikacionih tehnologija omogućava daljinsko praćenje dijagnostičkih parametara mašine i preduzimanje aktivnosti održavanja na osnovu rezultata praćenja. Na taj način se mogu otkloniti i preduprediti mnogi zastoje što doprinosi poboljšanju raspoloživosti i pouzdanosti rada mašina.

Praćenje dijagnostičkih parametara na daljinu dozvoljava serviseru proizvođača opreme i/ili korisniku pristup visoko tehničko-tehnološkim komponentama i sistemu. Kao rezultat korisničkog pristupa visoko tehničko-tehnološkim komponentama i sistemu dobija se dijagnoza grešaka i njihovo brzo daljinsko otklanjanje, što umanjuje troškove zastoja na tehničkom sistemu kao i troškove angažovanja servisera specijaliste na licu mesta.

Pod teledijagnostikom se podrazumeva oblast teleautomatskog održavanja tehničkih sistema koja se bavi dijagnozom stanja postrojenja ili procesa na daljinu. Gotovo svi složeniji tehnički sistemi današnjice su opremljeni komunikacionim sistemima koji služe teledijagnostici. Mnogi složeni tehnički sistemi su opremljeni komunikacionim mikroprocesorima, interfejsima i adapterima koji omogućavaju nesmetano izvođenje procesa teledijagnostike.

Klasični servis prerastao je u sveobuhvatnu servisnu podršku korisnika (u smislu daljinskog davanja dijagnoze i drugog održavanja).

Sam proces teledijagnostike sastoji se od:

- ranog upozoravanja o mogućem nastanku problema,
- identifikacije problema i
- kontinuiranog monitoringa.

Kao elementi procesa teledijagnostike izdvajaju se:

- daljinski monitoring selektovanih vitalnih parametara sistema,
- analiza podataka radi detektovanja trenda (trendovanje),
- upoređivanje dobijenih parametara sa poznatim ili očekivanim parametrima,
- nakon detektovanja opadanja performansi, predikcija momenta otkaza putem ekstrapolacije i

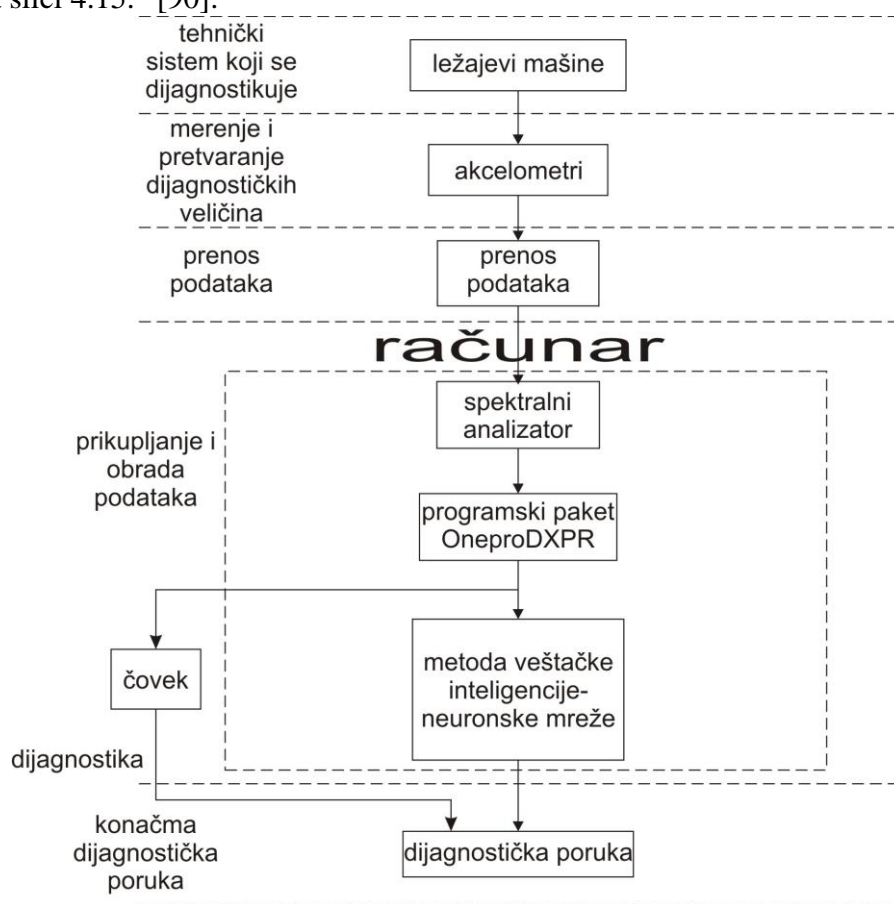
[267] Zuber, N., Šostakov, R., Daljinski monitoring stanja rotirajućih mašina, Časopis „Tehnička dijagnostika“, Vol. 11. br. 1, str. 9-16, Beograd, 2012.

- plan održavanja kada je to stvarno neophodno, vremenski određeno da se spreči otkaz ili zastoj.

4.13. Model automatizovanog dijagnostičkog sistema

Ako dijagnostički proces obuhvata praćenje većeg broja dijagnostičkih parametara (mernih veličina) ili se jedan parametar (merna veličina) vrlo često prati (meri), način sprovođenja dijagnostičkog procesa može postati vrlo složen, a i vremenski može dugo trajati. Da bi se to izbeglo vrši se automatizacija dijagnostičkog (mernog) procesa.

Zbog toga je na osnovu istraživanja realizovanih u okviru izrade ove doktorske disertacije predložen novi model automatizovanog dijagnostičkog sistema koji se može praktično primenjivati za dijagnostička ispitivanja ležajeva mašina u realnim pogonskim uslovima, po uzoru na već postojeće, u svetu, automatizovane dijagnostičke sisteme, koji treba da doprinese povišenju nivoa njihove pouzdanosti u procesu eksploatacije, koji je prikazan na slici 4.15. [90].



Slika 4.15. Model automatizovanog dijagnostičkog sistema rotacionih mašina

Predloženi novi model automatizovanog dijagnostičkog sistema, zasnovan je na primeni računara i drugih savremenih informaciono komunikacionih tehnologija i obuhvata korišćenje metode spektralne analize vibracija. Računar predstavlja glavni deo

[90] Ilić, B., Automatizovani dijagnostički modeli i njihov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.

automatizovanog dijagnostičkog sistema, on upravlja celokupnim procesom, što znači da bez računara praktično nema automatizacije dijagnostičkog procesa.

Sa prikazanog blok dijagrama se može uočiti da se celi automatizovani dijagnostički proces sastoji iz više faza. Dijagnostički parametri (veliĉine koje su znaĉajne za rad tehniĉkog sistema) se neprestano mere. Izmerene vrednosti dijagnostiĉkih parametara se pretvaraju u veliĉine pogodne za prenos i obradu i odvoĉe u raĉunar, gde se uporeĉuju sa Źeljenim vrednostima.

Ćinjenica da se veĉina neispravnosti mašina, pa i njihovih leŹajeva, manifestuje povećanim vibracijama mašina ili pojedinih njihovih delova iskorišćena je kao pouzdan pokazatelj neispravnosti leŹajeva. Sa leŹajeva se snima frekventni spektar vibracija i analizom tog spektra moŹe se proceniti tehniĉko stanje leŹajeva mašina i mehaniĉka oštećenja, ako postoje. Poznato je da svaka vrsta neispravnosti leŹajeva uzrokuje vibracije taĉno odreĉene frekvencije, a amplituda tih vibracija proporcionalna je veliĉini neispravnosti.

Kod predloŹenog novog modela automatizovanog dijagnostiĉkog sistema dijagnostiĉki parametri odnosno fiziĉke veliĉine na osnovu kojih se mogu dobiti najpouzdanije informacije o tehniĉkom stanju sistema (npr. vibracije i sl.) se neprekidno prate i pomoću odgovarajućih senzora (npr. termografskih kamera, senzora vibracija, strujnih mernih transformatora i sl.) pretvaraju u veliĉine pogodne za prenos i dalju obradu. Zatim, se u takvom obliku odvoĉe u raĉunar gde se uz pomoć metoda veštaĉke inteligencije, kao Źto su ekspertske sistemi, sistemi fazi logike, neuronske mreŹe, hibridni sistemi itd., uporeĉuju sa Źeljenim vrednostima.

Tendencije razvoja automatizovanih dijagnostiĉkih sistema su usmerene na to da se veliĉine koje se koriste za nadzor i upravljanje u SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) sistemima, istovremeno koriste i u dijagnostiĉke svrhe, tako da nije potrebna ugradnja novih senzora i druge dijagnostiĉke opreme. SCADA sistemi predstavljaju veoma moćnu hardversku i softversku konfiguraciju, koja ima širok spektar mogućnosti, kao Źto je nadzor, upravljanje i akvizicija podataka, alarm, vizuelizacija i prikazivanje procesa u realnom vremenu, praćenje više procesa istovremeno sa jednog mesta itd [90].

U razliĉitim industrijskim postrojenjima postoje razliĉiti modeli primene automatizovanih dijagnostiĉkih sistema, koji se razlikuju po tehniĉkoj opremljenosti, odnosno po hardverskoj i softverskoj podrŹci. Ne postoji univerzalan model koji se moŹe primeniti za sve sluĉajeve u praksi, već svaka konkretna situacija zahteva specifiĉna rešenja u zavisnosti od definisanih kriterijuma (propusnog opsega, sigurnost podataka, troškova eksploatacije itd.).

4.14. Ostali delovi integrisanog modela vibrodijagnostiĉkog održavanja

U sledećim poglavlјima prikazani su i podmodeli (sastavni delovi):

- vibracije turbogeneratora izazvane uljnim filmom u leŹajima (poglavljje 5.17),
- mogućnosti primene modela vibrodijagnostiĉkog održavanja i koncept dijagnostiĉkog centra – podmodel (poglavljje 6.5),
- program kontrole tehniĉkih sistema korišćenjem modela vibrodijagnostiĉkog održavanja – podmodel (poglavljje 6.6).

[90] Ilić, B., Automatizovani dijagnostiĉki modeli i njihov uticaj na pouzdanost tehniĉkih sistema (doktorska disertacija), Tehniĉki fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.

4.15. Prikaz rezultata merenja i metode analize vibracija

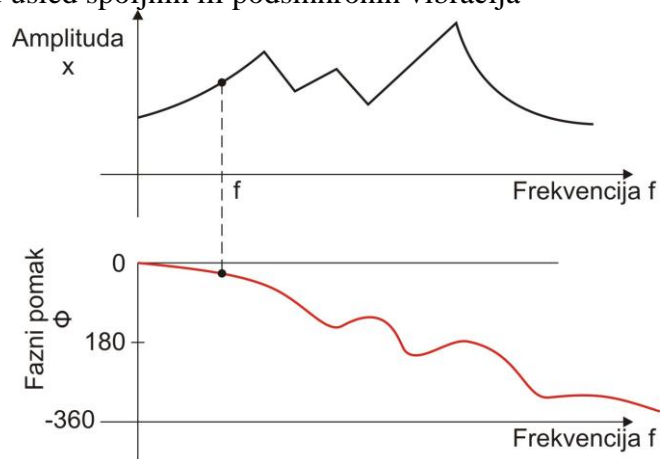
1. Prikaz rezultata merenja

Podaci dobijeni merenjem vibracija se mogu prikazati na različite načine: Bodeov dijagram, Nyquistov dijagram, vremenska funkcija, kaskadni dijagram, orbita, dijagram interferencije, Nicholcov dijagram itd.

Kartezijiski grafikon amplitude vibracija u odnosu na frekvenciju (spektar) se ponekad može kombinovati sa grafikonom faznog pomaka (ugao zaostajanja odziva u odnosu na poremećajnu silu) u odnosu na frekvenciju, i to se onda naziva „Bodeov dijagram“ (sl. 4.16) [319].

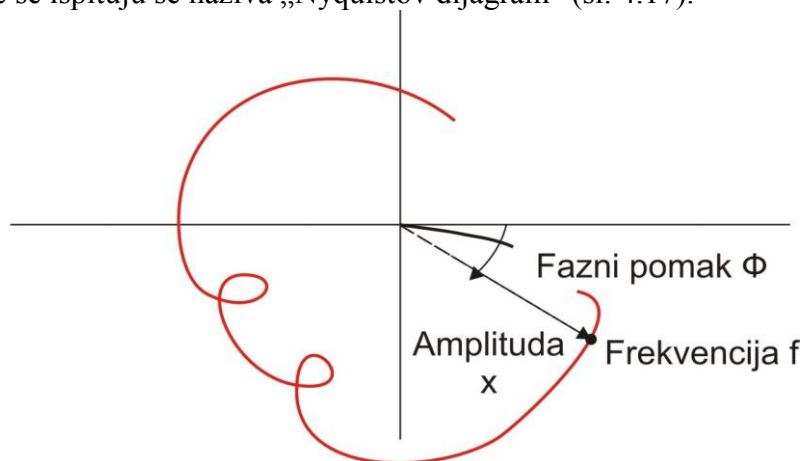
Merenje faze je neophodno prilikom balansiranja rotora. Stepenn promene faze je veoma važan jer može indikovati prisustvo kritične brzine, a iz stepena promene faze može se utvrditi i faktor amplifikacije ili logaritamskog opadanja u određenom režimu.

Bez prisustva faznog signala nemoguće je odrediti koja komponenta ukupnih vibracija je sinhrona, a koje su usled spoljnih ili podsinhronih vibracija



Slika 4.16. Bodeov dijagram

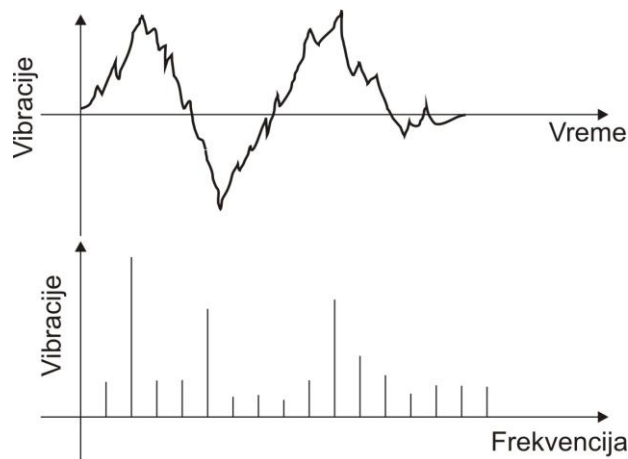
Polarni grafikon amplitude vibracija u odnosu na fazni ugao poremećaja/odziva za sve frekvencije koje se ispituju se naziva „Nyquistov dijagram“ (sl. 4.17).



Slika 4.17. Nyquistov dijagram

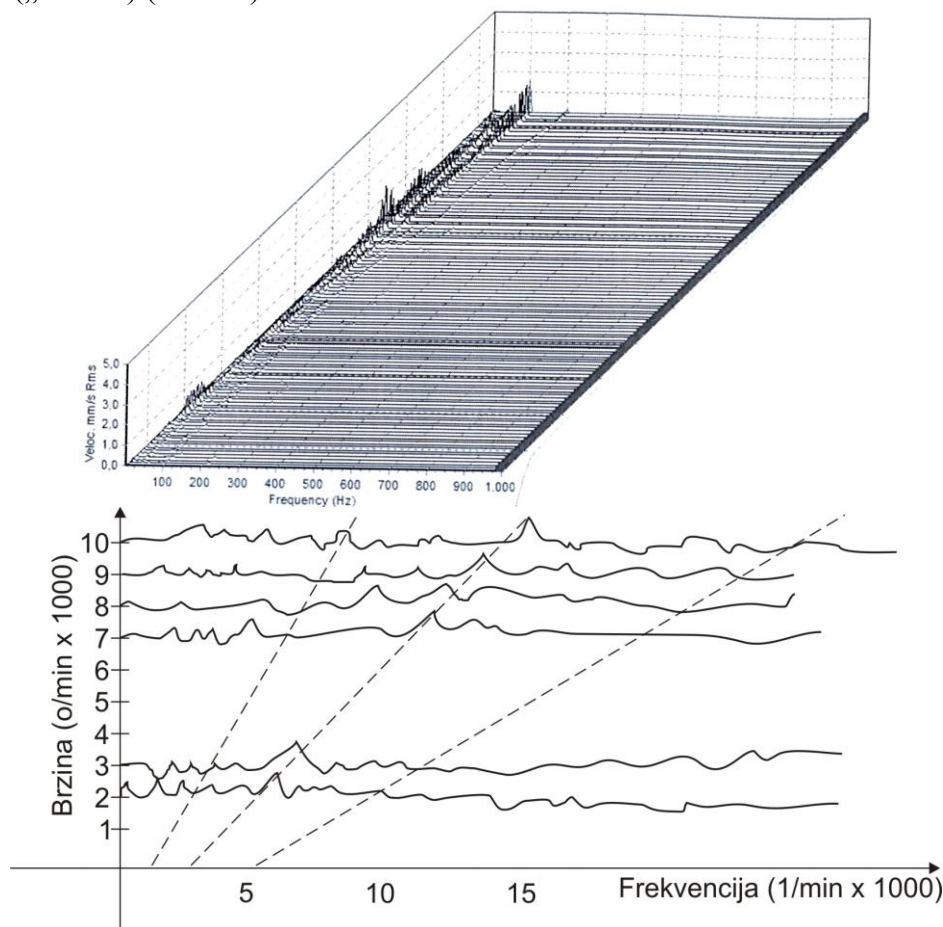
Istraživanja u ovoj disertaciji pokazala su da bi mnogi problemi u postrojenjima vezani za dijagnostiku vibracija i balansiranje postrojenja bili lakše razrešeni ako bi se prvobitno uradile odgovarajuće pripreme radi obezbeđivanja adekvatnih merenja faze.

Kartezijski grafikon amplitude vibracija u odnosu na vreme, slično tipičnoj slici sa osciloskopa se naziva „vremenska funkcija“. Primeri vremenskih funkcija su dati na slici 4.18.



Slika 4.18. Brza Fourierova transformacija (FFT)

Nekad se koriste polarni grafikon vibracija u odnosu na vreme u ravni normalnoj na osu vratila („orbita“) (sl. 4.19).



Slika 4.19. „Kaskadni grafikon“ koji pokazuje kritične brzine turbopostrojenja

Skale frekvencija na grafikonima vibracija u odnosu na frekvenciju su najčešće linearne, imaju vrednosti od nule do neke maksimalne vrednosti i prikazane su na levoj strani slike vibracija na većini FFT analizatora.

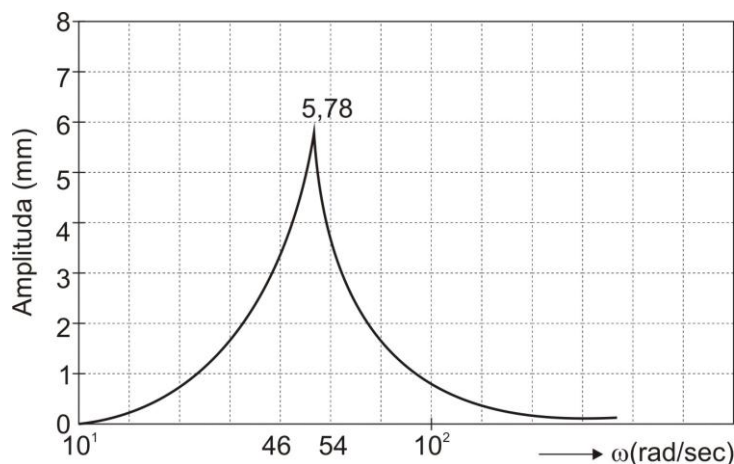
Logaritamske skale se često koriste da bi se poboljšala rezolucija ekstremnoj vrednosti (pikova) vlastitih frekvencija.

2. Metode analize vibracija

Analiza vibracija se često provodi da bi se odgovorilo na sledeća pitanja:

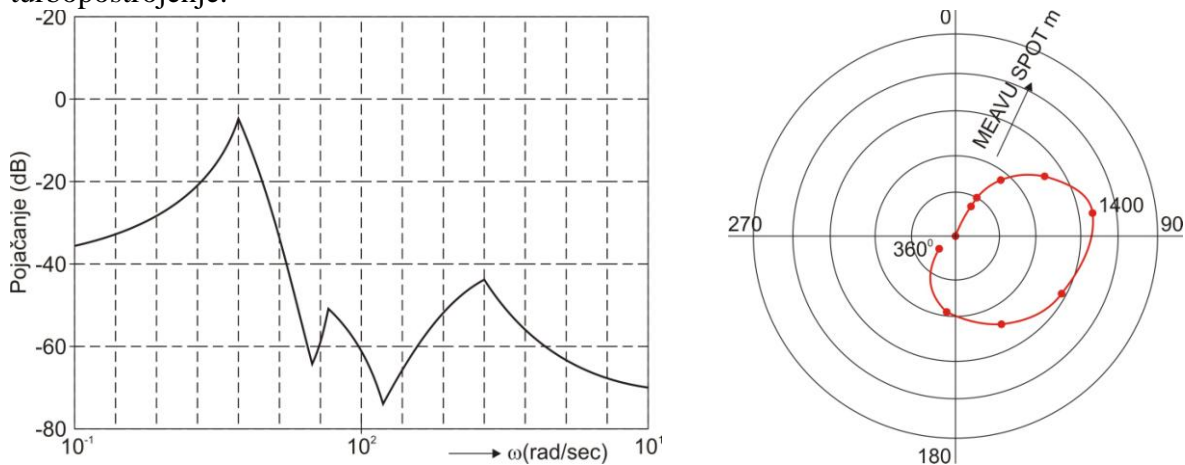
1. ima li vlastitih frekvencija u vratilu mašine, kućištima ležajeva, kućištu, dovodnom cevovodu rashladne vode koje su bliske frekvencijama pri kojima se javljaju povećane vibracije?
2. ako postoje potencijalno problematične vlastite frekvencije, da li će one davati dodatnu pobudu mašine, ili su bezopasne jer je prigušenje visoko ili zato što imaju nodalne tačke (tačke koje se malo ili nikako ne kreću) u blizini izvora poremećajnih sila?
3. jesu li poremećajne sile iznad normale, bez obzira da li postoje ili ne postoje rezonantne vlastite frekvencije?

Na slici 4.20 dat je primer spektra amplituda pomaka vibracionih odziva za turbo postrojenje.



Slika 4.20. Primer spektra amplituda pomaka vibracionih odziva

Na slici 4.21. dat je primer Bodeovog dijagrama pojačanja i referentni sistem za turbopostrojenje.



Slika 4.21. Primer Bodeovog dijagrama pojačanja i referentni sistem

5. ISTRAŽIVANJE VIBRODIJAGNOSTIKE TEHNIČKIH SISTEMA U ELEKTRANAMA

5.1. Dijagnostika i prognostika stanja tehničkih sistema

Pitanja dijagnostike i prognostike su ključna pitanja u domenu donošenja odluka o održavanju i uticaja na zdravlje mašina. Složene mašine kakve su prisutne u elektranama traže i adekvatan pristup u domenu dijagnostike i prognostike stanja mašina. Sa tim u vezi je u radu izložen opšti pristup u razmatranju ovih aktivnosti i dat je pregled mogućih opcija dijagnostike i prognostike mašina koji se mogu primeniti u elektranama.

Dijagnostika mašinskih otkaza je procedura mapiranja informacije dobijene prilikom merenja prostora i/ili karakteristika u prostoru, karakteristika na mašinske otkaze u prostoru otkaza.

Ovaj proces mapiranja se takođe naziva prepoznavanje šablona (paterna). Tradicionalno, prepoznavanje šablona se radi ručno uz pomoć grafičkih alata kao što je graf spektra snage signala, graf spektra faze, graf kepra, graf *AR* spektra, spektrogram, skalogram talasića, graf faze talasića i dr.

Ipak, ručno prepoznavanje šablona zahteva ekspertizu u konkretnoj oblasti primene dijagnostike. Za to je neophodno visoko podučeno i vešto osoblje. U skladu sa tim, automatsko prepoznavanje šablona je vrlo poželjno.

Ovo se može postići klasifikacijom signala koja se bazira na informaciji i/ili karakteristikama ekstrahovanih iz signala.

Eksplisitno matematičko modelovanje može biti nemoguće za kompleksne sisteme, s obzirom na to da bi bilo vrlo teško ili čak nemoguće izgraditi matematičke modele za takve sisteme [90, 280] (slika 5.1).

Razni dijagnostički pristupi koji se zasnivaju na modelima primenjuju se u dijagnostici otkaza raznih mehaničkih sistema kao što su menjači, ležajevi itd.

Pokazalo se da su informacije obezbeđene ovim metodama veoma korisne u dobijanju mnogo preciznije identifikacije otkaza zajedno sa evaluacijom poverenja dijagnostičkoj odluci.



Slika 5.1. – Uopšteni tok pristupa koji se zasniva na modelu

Najočiglednija i najšire korišćena prognostika je predviđanje koliko je vremena preostalo pre nego što se „otkaz mašine“ dogodi (jedan ili više otkaza) u odnosu na zadato trenutno mašinsko stanje i protekli operacioni profil. Preostalo vreme do uočavanja otkaza se obično naziva preostali korisni život (*RUL*). Verovatnoća da mašina radi bez otkaza do sledećeg intervala inspekcije (ili praćenja stanja) mogla bi da bude dobra referenca osoblju koje radi na održavanju da utvrdi da li je inspekcioni interval odgovarajući ili ne [90, 280].

[90] Ilić, B., Automatizovani dijagnostički modeli i njihov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.

[280] Paunjorić, P., Metode održavanja i njihov uticaj na pouzdanost složenih mašina na površinskim kopovima (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2016.

Pristupi u prognostici koji se baziraju na modelima zahtevaju konkretno znanje i teoriju koji su relevantni za posmatranu mašinu.

Drugačiji način primene pristupa koji se zasnivaju na modelima u prognostici je izvođenje eksplicitne veze između promenljivih stanja i životnih vekova (tekući životni vek i životni vek otkaza) putem mehanističkog modelovanja.

5.2. Postupci vibroakustičkih kontrola

Osnovni principi koji kreiraju metodologiju dijagnostike otkaza mašina su:

- poznavanje mehaničkih, fluidnih, temperaturnih i električnih karakteristika mašine,
- poznavanje tipova mehanizama otkaza i njihovih odgovarajućih simptoma koje će mašina najverovatnije pretrpeti,
- kontrola ključnih parametara koji će indikovati promenu stanja mašine,
- smanjenje dijagnostičkih podataka u određenim tabelama i upoređivanje rezultata sa analitičkim prognozama,
- predstavljanje podataka o stanju mašine,
- preduzimanje aktivnosti baziranih na dijagnostici mašina.

Obično se meri šest parametara vezanih za vibracije na rotacionim mašinama kod stabilnog stanja (tokom rada) i kod prelaznih (pokretanje i zaustavljanje) stanja:

- sveukupan obim vibracija za indikovanje prisutnosti i ozbiljnosti problema,
- frekvencije komponenti vibracija radi uvida u srž uzroka otkaza,
- vremenski razmak talasa i orbitalna putanja kretanja rotora (orbita rotora i njen smer) radi uvida u prirodu kvara. Orbite su posebno važne: one predstavljaju uvećane snimke stvarnog kretanja rotora,
- amplitude i fazni uglovi orbitalnog kretanja komponenti rotora. Fazni ugao je jedan od najvažnijih parametara za identifikaciju otkaza rotacionih mašina. Fazni uglovi vibracionih komponenti sa sinhronom frekvencijom, dvostruko rotirajućom frekvencijom i frekvencijom kovitljanja i brisanja od posebnog su značaja,
- pozicija centralne linije vratila uvida u status radijalnog opterećenja i u specifičnu lokaciju rotora u odnosu na nepokretne komponente mašine,
- odnos ukupnih i $1 \times$ amplituda vibracija kao signal operaterima da aktiviraju pomoć dijagnostike mašina.

U svim ovim slučajevima se opšti karakter kretanja može izraziti harmonijskom vremenskom funkcijom, a kao osnovni parametri za njenu identifikaciju, pored frekvencije oscilovanja (broj ciklusa u jedinici vremena), alternativno se može izabrati i jedna od veličina kao što su amplituda pomeranja, njegova brzina, odnosno ubrzanje. Pored analitičkog izražavanja, vibracije se mogu prikazati i grafički. U praksi su zapisi vibracija daleko složeniji. U najvećem broju slučajeva sreće se složeno oscilovanje, dobijeno superpozicijom dveju ili više elementarnih vibracija sa različitim intenzitetima i različitim frekvencijama.

Frekvencija vibracija (ako je poznata) pomaže nam da identifikujemo koji je deo sistema neispravan i da ukaže na vrstu problema. Dobijene vibracije će imati frekvenciju koja zavisi od brzine rotiranja dela sistema koji je neispravan ili ima smetnje.

Vrednosti pomeranja i ubrzanja se ponekada koriste za merenje nivoa vibracija. Međutim, i tada je neophodno znati frekvenciju vibracija. Često se za povezivanje odnosa pomeranja ili ubrzanja sa frekvencijom, radi utvrđivanja nivoa vibracija, koriste posebno napravljeni dijagrami od strane proizvođača uređaja za vibracije.

Vibracije se registruju analognim putem – pretvaranjem mehaničkih pomeranja u analogne električne signale (strujne ili naponske). Instrumentalni set, prilagođen upotrebi u

pogonskim uslovima, se sastoji od pretvarača, mernog instrumenta sa pojačavačem i filtera. Konfiguracija omogućava merenje sva tri karakteristična oblika vibracija (sekcija pretpojačavača objedinjuje i sekciju integratora).

Vibracije sastavnih delova mašina su kompleksne i sastoje se od više frekvencija. Uglavnom, ukupno ili totalno pomeranje biće zbir svih pojedinačnih vibracija. Tamo gde je vibracija kompleksna, da bismo primenili pomeranje na dijagram nivoa vibracija, treba najpre utvrditi pojedinačna pomeranja i njihove frekvencije. To se vrši uz pomoć analizera vibracija sa podesivim filterom

Signal vibracija snimljen na nekom karakterističnom mernom mestu mašine je suma velikog broja manje ili više izraženih individualnih izvora, i po pravilu sadrži u sebi dosta kompleksnog sadržaja.

Merenja ubrzanja vibracija su tesno povezana sa inercionim silama koje deluju na sistem, pri čemu se mogu javiti relativno velike sile pri visokim frekvencijama, mada pomeranje i brzina vibracija mogu da budu mali.

Osim toga, pri ocenjivanju nivoa vibracija treba meriti i fazu, koja omogućuje primenu pogodnijeg načina za upoređivanje jednog kretanja sa drugim. Upoređivanje relativnog kretanja dva ili više dela mašina, često je bitno kod dijagnosticiranja specifičnih neispravnosti na sastavnim delovima mašina. Na primer, ako se analizom otkrije da se vibracije nekog dela mašine nalaze izvan faze sa postoljem ili fundamentom, odnosno njihovim apsolutnim vibracijama, moraju se proveriti labavost vijaka, zalivanje betona i dr.

Merenje faze je važno i za balansiranje (uravnotežavanje masa). Ako je problem dela mašine debalans, pri čemu se može meriti faza, onda možemo u tom slučaju izvršiti balansiranje dela.

Kanadska državna norma CDA/MS/NVSH 107 daje precizna uputstva o dozvoljenim nivoima vibracija za određene vrste mašina, tabela 5.1.

Tabela 5.1. Kanadska državna norma CDA/MS/NVSH 107 daje precizna uputstva o dozvoljenim nivoima vibracija za određene vrste mašina

Norma CDA/MS/NV SH 107	Podaci o mašini	Dugi vek mašine mm/s RMS	Kratki vek mašine mm/s RMS	Upozorenje mm/s RMS	Odmah popraviti mm/s RMS
Gasne turbine	preko 14,7 MW	7,9	18	18	32
	3,7 MW do 14,7 MW	2,5	5,6	10	18
	ispod 3,7 MW	0,79	3,2	5,6	10
Parne turbine	preko 14,7 MW	1,8	18	18	32
	3,7 MW do 14,7 MW	1,0	5,6	18	32
	ispod 3,7 MW	0,56	3,2	10	18
Kompresori	klipni	10	32	32	56
	visoki pritisak vazduha	4,5	10	10	18
	niski pritisak vazduha	1,4	5,6	10	18
	hlađenje	0,56	5,6	10	18
Dizel generatori		1,4	10,10,10,5,6	18	32
Centrifuge i uljni separatori		1,4	3,2	18	32
Reduktori	preko 7,3 MW	1,0	3,2	18	32
	7,35 kW do 7,3 MW	0,56	3,2	18	32
	ispod 7,35 kW	0,32	3,2	10	18

Nastavak tabele 5.1.

Kotlovi		1,0	3,2	5,6	10
Agregati		1,0	3,2	5,6	10
Pumpe	preko 3,5 kW	1,4	3,2	10	18
	do 3,5 kW	0,79	3,2	5,6	10
Ventilatori	do 1800 o/min	1,0	3,2	5,6	10
	preko 1800 o/min	0,56	3,2	5,6	10
Elektromotori	preko 3,5 kW ili do 1200 o/min	0,25	1,8	3,2	5,6
	do 3,5 kW ili preko 1200 o/min	0,14	1,8	3,2	5,6
	preko 1 kVA	0,14	-	0,56	1,0
Transformatori	do 1 kVA ili manje	0,1	-	0,32	0,56

Kako bismo metodom poređenja mašina definisali ograničenja, moramo imati na raspolaganju minimalno tri iste mašine, a mašine moraju raditi pod istim pogonskim uslovima i naravno, moraju biti ispravne, tj. u dobrom pogonskom stanju. Mereći vibracije navedenih mašina možemo definisati prihvatljivi nivo vibracija tako što će se odrediti aritmetička sredina ishoda merenja vibracija. Ako se dogodi da vibracije jedne mašine znatno odstupaju od ostalih, tada taj ishod (rezultat) merenja treba odbaciti.

Postupak frekventnog razlučivanja naziva se frekventna analiza, a kao njen krajnji rezultat dobija se pomenuti frekventni spektar. To se postiže filtriranjem signala vremenskog zapisa vibracija u instrumentu zvanom analizer.

Analiza vibracije vrši se kada periodične kontrole ukupnih vibracija ili buke na tehničkim sistemima otkriju njihovo značajno povećanje. Ova analiza treba takođe, da se izvrši na početku izvođenja programa održavanja, kako bi se utvrdilo tehničko stanje sistema.

Nivo upotrebljivosti izmerenih rezultata u mnogome zavisi od obima preduzetih pripremnih aktivnosti i sprovedene metodologije merenja. Izbor reprezentne veličine stanja, izbor broja i rasporeda mernih mesta, izbor konfiguracije merne opreme zadovoljavajućeg frekventnog i dinamičnog dijapazona, izbor filtera optimalnih karakteristika – samo su neki od najznačajnijih elemenata vrlo značajnog procesa pripreme.

Za uprošćavanje registrovanih i analitičkih podataka može se koristiti „karta merenja vibracija i buke“ (ili „karta trenda“).

Posle korišćenja metoda za dobijanje potrebnih podataka za analizu vibracija i buke, sledi ispitivanje registrovanih podataka i utvrđivanje značajnih vrednosti za frekvenciju vibracija koja je utvrđena. Obično se letimično pogleda svaka kolona sa podacima o frekvenciji i zaokružuje jedna, dve ili tri najznačajnije vrednosti amplitude.

Frekvencije se upoređuju na osnovu brzine obrtanja u sistemu. Ako je frekvencija vibracija ili buke direktno povezana sa brojem obrtaja mašine, onda treba upotrebiti stroboskopsku lampu.

Postoji čitavo mnoštvo kriterijuma pomoću kojih se jedno utvrđeno dinamičko stanje mašinskog sistema može deklarirati kao stabilno ili nestabilno, odnosno, kao dobro ili loše. Zajednička osobina svih ovih prilaza, zasnovanih najčešće na upoređivanju odnosa fizičkih veličina izlaza (npr. buke ili vibracija) i ulaza (npr. sila i momenata) jednog mašinskog sistema – u funkciji frekvencije, svakako je zavisnost od usvojenih teorijskih modela.

Složeni rotacioni sistemi zahtevaju svakako, daleko veći broj vitalnih tačaka čije ponašanje stalno, ili povremeno treba pratiti. Inteligentni „data loggeri“, predstavljaju samo početnu etapu ka stvaranju snažnih centralizovanih računarskih sistema, čiji bi brzi procesori ne samo pratili, već isto tako automatski identifikovali stanje, prognozirali njegovu dalju promenu i donosili merodavne odluke od značaja za održavanje [317].

S obzirom na karakter i prirodu nastanka, mehaničke vibracije su, u opštem slučaju, podeljene u dve grupe: prinudne i sopstvene.

Svaki pojedinačni izvor generiše vibracije. Potencijalni uzročnici nastanka vibracija, mogu biti:

- poremećaj centričnosti spojnice i ležaja,
- neuravnoteženost masa rotacionih delova mašine,
- nedovoljna dinamička krutost kućišta i temelja mašine,
- ugib vratila (mehanička „popustljivost“),
- neispravni ležajevi,
- odstupanja obrtnog momenta,
- elektromagnetne sile,
- aerodinamičke sile,
- hidraulične sile,
- nejednak zazor između rotora i statora generatora,
- olabavljenost spojeva,
- zaribavanje (mehaničko dodirivanje).

5.3. Vibracije nastale usled neuravnoteženosti, poremećaja masa, centričnosti i ekscentričnosti

Disbalans u rotacionim mašinama je stanje neravnomernog raspoređivanja mase na svaki deo rotora. Kod stanja disbalansa centar mase rotora se ne poklapa sa osom rotacije. Tokom rotacije disbalans rotora generiše inercijalnu centrifugalnu silu.

Neuravnoteženost masa rotora je dominantan uzrok nastajanja vibracija.

Po pravilu, najčešće je istaknuta radijalna komponenta. Međutim, kod teških radnih kola postavljenih na velikom prepustu, komponenta u aksijalnom pravcu može biti dominantna.

Poremećaj centričnosti je isto toliko uobičajen kao i neuravnoteženost, a razlog je sasvim jednostavan, nepoklapanje osa vratila rotora sa geometrijskom osom obrtanja i osom ležišta [99, 317, 73].

Značajna karakteristika vibracija nastalih usled odstupanja centričnosti jeste ta što se javljaju kako u radijalnom tako i u aksijalnom pravcu. Kada je poremećaj centričnosti ozbiljan, mogu se javiti frekvencije vibracija drugog reda ($2 \times O/\text{min}$) ili, ponekada, i trećeg reda ($3 \times O/\text{min}$, harmonici drugog i višeg reda).

Bez obzira o kojoj je pojavi reč, uvek su izražene vibracije u aksijalnom pravcu. Generalno posmatrano, čim komponenta vibracija u aksijalnom pravcu iznosi više od polovine najveće komponente u radijalnom pravcu, nesaosnost ili iskrivljenost vratila mogu biti najverovatniji, ali ne i jedini uzročnici vibracija.

Ekscentričnost (pomeranje ose obrtanja u odnosu na geometrijsku središnju osu rotora) predstavlja uobičajeni izvor neuravnoteženosti masa koja rezultira u povećanoj težini sa jedne strane ose obrtanja. Radi otklanjanja neuravnoteženosti, može se preporučiti balansiranje rotora na licu mesta (u sopstvenim ležajima). Pored toga, mora se obratiti pažnja da se položaj unutrašnjeg prstena ležaja na vratilu ne menja, pošto se ekscentričnost prstena ležaja kompenzira korekcijom neuravnoteženosti na rotoru [14, 99, 317].

[99] ISO 7625-5:1994 Mechanical vibration and shock – Part 5

[317] www.scribd.com

[73] Hartog, D., Mechanical vibrations, Mc Graw-Hill Book company, New York, 1956.

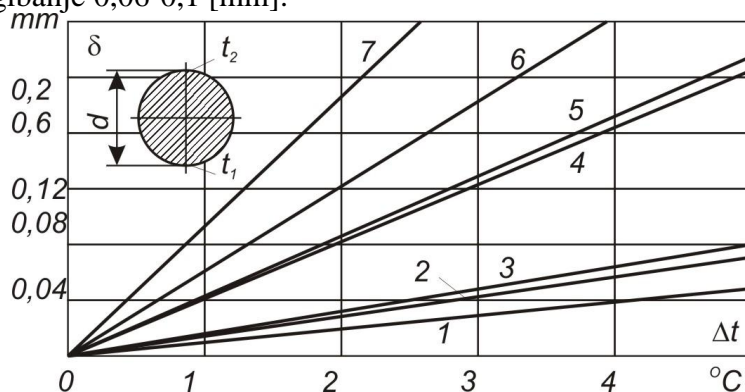
[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

5.4. Vibracije uzrokovane toplotnom neizbalansiranošću rotora turbogenerators

Pri obrtanju rotora, kraj svakog otvora obrazuju se vrtložnja gasa koji se hladi, a kao rezultat pojavljuju se lokalna zagrevanja, koja dovode do temperaturnih deformacija. Ukoliko otvori u svakom preseku rotora obrazuju simetrični sistem, elastična linija rotora pri tome nema deformacije [73]. Ako je neki deo otvora zauzet balansiranim teretima, simetrija sistema se narušava (u zoni otvora zatvorenih teretima, ventilacijski gubici se oštro snižavaju) i javlja se toplotno deformisanje rotora.

Na slici 5.2. pokazana je određena zavisnost veličine ugiba rotora tipskih generatora od razlike temperature njihovog zagrevanja na poprečnom preseku rotora. Za računanje uzeto je da rotor nije pričvršćen i da se temperatura između tačaka t_1 i t_2 menja po linearnom zakonu. Duž bubnja rotora formirana temperatura se čuva kao konstantna [73].

Iz grafikona se vidi da za turbogeneratore velike snage razlika temperatura za 1°C stvara toplotno ugibanje 0,06-0,1 [mm].



Slika 5.2. Zavisnost veličine ugibanja rotora turbogenerators od razlike temperatura na poprečnom preseku, Δt – razlika temperatura po preseku rotora, d – prečnik bureta rotora [73]

5.5. Vibracije uzrokovane toplotnom ekscentričnošću rotora

Zbog razlike u dimenzijama i težinama nosača pojavljuje se razlika u njihovoj toplotnoj inerciji koja se ispoljava kroz pojavu različitosti temperatura u procesu opterećenja agregata, što može dovesti do ekscentričnosti rotora. Kao ilustracije za ovo što je rečeno mogu služiti rezultati merenja visinskog položaja (Δh), koje je izvršila grupa istraživača na turboagregatu snage 210 [MW] pri različitim opterećenjima, slika 5.3. Kontrola temperature fundamenta pokazala je da je najveće zagrevanje od $80-85^\circ\text{C}$ u oblasti ležaja 2. Temperatura fundamenta kod ležaja 1 bila je $55-60^\circ\text{C}$, a kod ležaja 3 je $45-50^\circ\text{C}$ [1, 73].

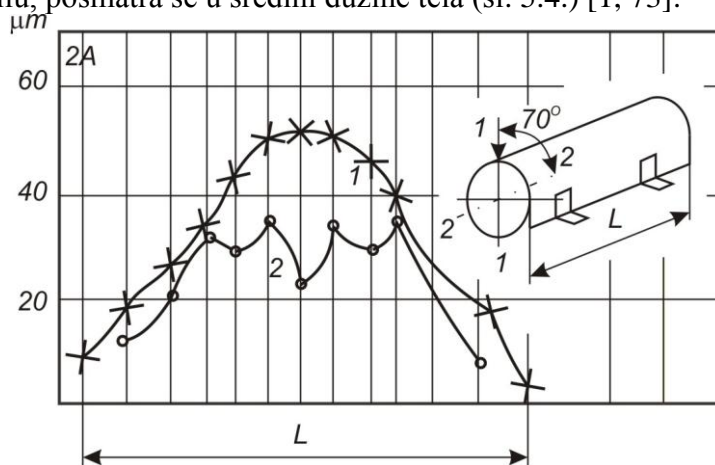
[73] Hartog, D., Mechanical vibrations, Mc Graw-Hill Book company, New York, 1956.

[1] Adamović, Ž., Ilić B., Nauka o održavanju tehničkih sistema, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013 (ISBN 978-86-89087-06-2)



Slika 5.3. Visinski položaj ležajeva turboagregata 210 [MW] pri različitim opterećenjima 1,2 - ležajevi C.N.P., 3, 4 - C.V.P, 5 - prednji ležaj generatora, C.N.P. nizak pritisak, C.V.P. - visok pritisak [1, 73]

Raspoređivanje vibracije po kružnici obično ima složeni karakter. Maksimum oscilacija, po pravilu, posmatra se u sredini dužine tela (sl. 5.4.) [1, 73]:



Slika 5.4. Rastuće vibracije po dužini tela statora generatora, 1 – vibracija tela u ravni 1-1, 2 – vibracija tela u ravni 2-2

5.6. Vibracije uzrokovane greškom u spajanju i centriranju rotora

Jedan od glavnih uzroka lošeg poravnanja (centriranja) između rotora i niza uređaja je generisanje opterećenja rotora u specifičnom radijalnom smeru.

Jedan od rasprostranjenih izvora sila mehaničkog karaktera, koje pobuđuju povišenu vibraciju turbogeneratora, je neispravnost spojnice i nekvalitetno centriranje rotora. Danas za spajanje rotora turbogeneratora srednje velike snage u domaćoj i stranoj praksi najviše se koriste čvrste i polučvrste spojnice sa talasastim elastičnim elementom. U zavisnosti od uzajamnog odnosa težina, savitljivosti spojenih rotora i u prvom redu, savitljivosti konzolnih delova na koje su nasadene poluspojnice, uticaj defekata montažne spojnice na ekscentricitet svakog od rotora se menja. Ako se spajaju rotori koji imaju jednake težine i savitljivost, promena ekscentriciteta svakog od rotora biće približno jednaka. Ako je krutost konzolnog

[1] Adamović, Ž., Ilić B., Nauka o održavanju tehničkih sistema, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013 (ISBN 978-86-89087-06-2)

[73] Hartog, D., Mechanical vibrations, Mc Graw-Hill Book company, New York, 1956.

dela značajno manja od tvrdoće vlastitog rotora, onda će na konzolni deo rotora i vezne zavrtneje delovati povišeni naizmenični savojni naponi.

Vibracija koja je izazvana defektima montaže čvrstih i polučvrstih spojnica, nosi sinusoidni karakter i ima obrtnu frekvenciju. Budući da je izazvana pojavom konstantnog ekscentriciteta, tj. uravnoteženošću rotora, ova vibracija ostaje nepromenjena, kako pri promeni režima rada agregata, tako i u procesu dugotrajne eksploatacije [9].

Obrtanje rotora, koji su spojeni sa „lomom“ i „kolenastom osom“, izaziva, mimo vibracije zbog neuravnoteženosti bitnu preraspodelu dinamičkog opterećenja na ležajeve. Vibracija koja tada nastaje, po svojim spoljašnjim karakteristikama, ne razlikuje se od vibracije koja je izazvana neuravnoteženošću. Ipak, uticaj elastičnosti rotora i prisutnog savitljivog uljnog sloja u ležištima dovodi do toga, da se primetna vibracija pobuđuje obično samo na ležajevima, koji se približavaju defektnoj spojnici

Ako je kao rezultat preraspodele statičkog opterećenja jedan od ležajeva neopterećen, to može takođe doprineti pobuđivanju niskofrekventnih oscilacija, izazvanih nestabilnošću vratila na uljnom sloju osloničkog ležaja. Kod elastičnih spojnica ekscentričnost izaziva, u prvom redu, njihovo brzo habanje. Ipak u slučajevima zaprljanosti ulja, taloženja mulja ili prisutnosti kovanog ojačanja čela poklopca i drugih defekata na radnim površinama pokretnih elemenata spojnice nastaje naglo povećanje koeficijenta trenja između tih elemenata. To dovodi do delimičnog ili potpunog „zaklinjavanja“ spojnice. Spojeni rotori počinju da rade sa pomeranjem centra teže u odnosu na osu obrtanja, što, kao što je ukazivano, izaziva vibraciju agregata. Ekscentričnost rotora, koji su spojeni elastičnom spojnicom i preraspodela opterećenja na ležajeve zbog težine kruto povezanih rotora, mogući su pri narušavanju ravnomernog toplotnog širenja cilindra turbine. Konkretna istraživanja data su u poglavlju 6.11.

5.7. Vibracije turbogeneratorskog uzrokovane kratkim spojem na rotoru

Vibracije generatora mogu da budu mehaničkog ili električnog porekla. Električni problemi nastaju kao rezultat nejednakih magnetnih sila. Te sile mogu da nastanu iz sledećih razloga [14, 317]:

- rotor nije dovoljno okrugao – nesimetričnog je oblika,
- prekomeran „vazdušni zazor“ između statora i rotora,
- ekscentrični rukavci rotora,
- elipsasti unutrašnji otvor statora,
- prekinuti ili kratko spojeni namotaji,
- oštećene lamele,
- nejednako hlađenje i dr.

Uglavnom frekvencija vibracija koje nastaju usled ovih električnih problema iznosiće $1 \times O/\text{min}$ a izgledaće kao i kod neuravnoteženosti. Jednostavan način kontrole vibracija usled električnih problema predstavlja posmatranje promene amplitude vibracija u momentu kada se isključi električna energija. Ukoliko se vibracije izgube u momentu kada se isključi električna energija, električni problemi su uzrok ovim vibracijama. Ako se amplitude

[9] Vulović, S., Adamović, Ž., Vibrodijagnostika tehničkih sistema u termoelektranama, Majski skup održavalaca Srbije (Zbornik radova), Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-43-8)

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

vibracija smanjuju samo postepeno posle isključenja električne energije problem je, verovatno, mehaničke prirode [14, 317].

Ako se generator lagano i postepeno „pobuđuje“ tako da vibracije počinju od trenutka kad se na njemu dostigne 3.000 do 4.000, „buđenje“ treba obustaviti jer postoji kratak spoj u rotoru. Ako bismo podizali napon, vibracije bi se znatno povećale. Kada se utvrdi da vibracije potiču od rotora, postupak je sledeći [14, 317]:

- utvrditi pomoću ommetra veličinu izolacije između namotaja i mase rotora; pretpostavimo da je za sada izmerena vrednost dovoljna,
- rashladiti rotor, ostavljajući da ga turbina okreće oko dva časa (struja „pobuđivanja“ za to vreme mora biti nula).

Zatim se izmeri omski otpor hladnog namotaja rotora, pošto se rotor zaustavi i izmerena vrednost uporedi sa vrednošću nađenom prilikom ispitivanja mašine u fabrici. Pretpostavimo da je ta vrednost 0,2 [Ω]. Takav rezultat merenja potvrđuje pretpostavku da u unutrašnjosti rotora postoji kratak spoj. Kratak spoj obično nastaje u brzini, kada se rotor zagreje [14, 317].

Ranije je ukazano na to da se prva provera sastoji u tome da se lagano i postepeno pobudi mašina. Često je bolje kratko spojiti stator, postepeno pobuđivati, pretpostavljajući da se kratak spoj javlja samo u toplom stanju, zagrejati generator kao za vreme sušenja. Rotor počinje da vibrira kad namotaji dostignu određenu temperaturu [14, 317].

Treba naglasiti da stator ne treba „okrivljivati“ jer otkazi u statoru imaju teže posledice nego otkazi u rotoru.

Za hidrogeneratore sa dvoslojnim namotajem radijalne sile su za red veće od tangencijalnih. Najveći uticaj na nivo vibracija imaju radijalne sile.

U dva susedna utora na granici faznih zona, javljaju se i pulsirajuće sile uzajamnog privlačenja, koje deluju na zupce izazivajući njihovu tangencionalnu vibraciju koja dopunski opterećuje štap.

Izduženja štapova namotaja pri zagrevanju izazivaju i promene u krutosti sistema za pričvršćenje namotaja što dovodi do izmene uslova za pojavu vibracije štapova. Na stabilnost sistema učvršćenja takođe utiču i vibracije od tangencionalnih vibracija zubaca, koje izazivaju trošenje i slabljenje klina u utoru.

Vibracije su moguće u radijalnom i tangencionalnom pravcu. Mogu da dovedu do mehaničkog oštećenja, a indirektna posledica vibracija je pojava parcijalnog pražnjenja u utoru. Parcijalno pražnjenje u početnom stadijumu predstavlja mikro luk kapacitivne struje, koja se javlja u momentu odvajanja površine sa poluprovodnim premazom od zida utora. Ako ova struja prelazi 0,5 mA dolazi do oštećenja poluprovodnog premaza, i u daljem procesu do oštećenja izolacije štapa.

5.8. Vibracije uzrokovane neispravnim kliznim ležajevima

Preveliki zazor u ležaju, kao i povremeni gubitak kontakta između vratila i ležaja tokom rada prouzrokuju varirajuću krutost sistema rotora/ležaja.

Problemi koji se javljaju kod kliznih ležaja dovode do visokih nivoa vibracija ili buke, i uglavnom nastaju zbog prekomernog zazora u ležaju („uljni zazor“) labavosti ili nepravilnog podmazivanja.

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

Klizni ležaj sa prekomernim uljnim zazorom može da „dozvoli“ pojavu relativno male neuravnoteženosti, poremećaj centričnosti ili pojavu neke druge vibrirajuće sile koja će prouzrokovati mehaničku labavost.

Mašine koje su pravilno montirane na krutom fundamentu imaće veću amplitudu vibracija u horizontalnom pravcu. U nekim slučajevima, kod kojih se javljaju neuobičajeno visoke amplitude vibracija u vertikalnom pravcu, u poređenju sa horizontalnim pravcem, utvrđeno je da je uzrok klizni ležaj [14, 317].

Turbulencija ulja je drugi problem koji se dovodi u vezu sa kliznim ležištima, naročito pri podmazivanju pod pritiskom i pri relativno velikim brzinama iznad druge kritične brzine rotora. Vibracije usled turbulencije ulja su često velike, ali se lako mogu prepoznati zbog toga što je frekvencija nešto manja (5 do 8%).

Ponekad će mašina koja je potpuno stabilna pokazivati vibracije nastale usled turbulencije ulja. To se može javiti kada neki spoljašnji izvor prenosi vibracije na mašinu preko fundamenta ili cevovoda. Ovo stanje se smatra „spolja pobuđenom turbulencijom“. Rezonantna vibracija cevovoda ili fundamenta može da bude rezultat pulziranja ili turbulencije protoka. Turbulencija ulja koja nastaje iz tog stanja naziva se rezonantna turbulencija [7, 317].

Jedan drugi problem koji se javlja na mašinama opremljenim kliznim ležajevima naziva se „frikciona turbulencija“ ili „histerezna turbulencija“. Ove vibracije su u mnogo čemu slične turbulenciji ulja osim u tome što se vibracije javljaju na rotorima koji rade iznad prve kritične brzine, i frekvencija vibracije će uvek biti frekvencija kritične brzine rotora. Za mašine koje rade iznad ili blizu druge kritične brzine, frekvencija „histerezisne turbulencije“ može se poklapati sa frekvencijom turbulencije ulja koja može da rezultira u veoma ozbiljan problem vibracija [14, 317].

Nepropisno podmazivanje, takođe može biti uzrok nastajanja vibracija kod kliznog ležišta. Ukoliko se prekine podmazivanje ležišta ili ako se upotrebi pogrešno mazivo, rezultat toga može biti prekomerno trenje između rukavca vratila i ležišta. To trenje pobuđuje vibracije ležišta i drugih delova mašine [14, 317].

U poglavlju 5.17. vršena su originalna istraživanja o vibracijama izazvanim uljnim filmom u ležajevima.

5.9. Vibracije uzrokovane gubicima dinamičke stabilnosti rotora

Praktično kod svih savremenih turboagregata u opštem frekventnom spektru vibracija ležišta zapažaju se niskofrekventne komponente. Niskofrekventna vibracija brzo nastaje i dostiže enormne veličine, što može izazvati otkaz.

Osnovni uzrok pobuđivanja nisko frekventnih vibracija su gubici dinamičke stabilnosti rotora na uljnom filmu oslonih ležišta.

Rotor dostiže stabilnost pod dejstvom hidrodinamičkih sila nastalih u uljnom filmu ležišta. Kada se rotor ne obrće, rukavac se nalazi u najnižem položaju posteljice ležaja. Posle pokretanja agregata, s povećanjem ugaone brzine obrtanja, između rukavaca i posteljice obrazuje se uljni film [14, 317].

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

[7] Adamović, Ž., Modeliranje održavanja na bazi stanja kao osnova za povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1984.

Jedna samopobuđujuća vibracija poznata pod imenom „šibanje ulja“ nastaje usled izvesnih svojstava filma ulja u obilato podmazanim rukavcima ležišta. Da bismo shvatili ovu pojavu potrebno je napomenuti da horizontalno vratilo koje se obrće suprotno od kazaljke sata u ležištu podmazanom filmom od ulja, ne zauzima centralan položaj već se pomera ponešto udesno. Smerove devijacije možemo lako upamtiti napomenuvši da je on suprotan smeru u kome bi se očekivalo da će se penjati.

Dok su vibracije vezane za trenje često haotične, po prirodi prelazne, vibracije izazvane fluidima obično su stabilne i uporne. Snaga njihovih viših sekundarnih frekvencija znatno je niža od slučajeva sa trenjem.

5.10. Vibracije nastale usled mehaničke labavosti, trenja i usled „pulzacija“

Mehanička labavost (olabavljenost mehaničkih veza) izaziva nastajanje vibracija pri frekvenciji koja je dva puta veća od brzine obrtanja ($2 \times O/\text{min}$) i višeg reda veličina kod labavih delova rotacionih mašina.

Karakteristike vibracije nastalih usled mehaničke labavosti neće se javiti sve dok ne budu prisutne neke druge sile pobuđivanja, kao što su neuravnoteženost ili poremećaj centričnosti, koje će ih izazvati [14, 317].

Trenje između delova mašina može da izazove vibracije. Ukoliko je trenje kontinualno, neizvesno je da će se primetiti posebne karakteristike vibracija.

Kontakt između rotora i nepokretnog dela mašine može dovesti do velike štete.

Trenje uvek nastaje kao sekundarni efekat primarnih otkaza kao što su disbalans, loše poravnanje (centriranje) ili tečnošću izazvane samopobudne vibracije.

Trenje u zaptivačima parne turbine (zadiranje lavirintskih zaptivača) može izazvati promenu u amplitudi i fazi. To trenje mora da se otkloni pre nego što se preduzme uravnotežavanje rotora. Trenje je obično rezultat savijenog vratila, oštećenih zaptivača turbine itd., i otkriva se uglavnom na osnovu karakteristika vibracija [14, 317].

Pulzirajuće vibracije mogu se javiti gde su povezane dve ili više mašina (npr. mašine koje su montirane jedna pored druge na istoj konstrukciji od kojih jedna radi pri 3000 O/min, a druga pri 3500 O/min.). Frekvencija pulziranja će biti jednaka razlici između frekvencija dveju sila pobuđivanja. U izvesnim slučajevima pulziranje će se javiti pri frekvenciji koja je jednaka zbiru frekvencija dveju sila pobuđivanja [14, 317].

5.11. Merni sistem za merenje vibracija na kućištima ležajeva turbine

Iako većina agregata ima on-line sisteme sa sensorima za praćenje vibracija, ponekad su se paralelno koristili i drugi instrumenti radi upoređivanja rezultata merenja.

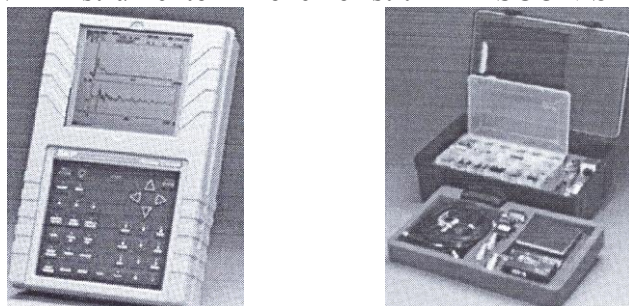
1) Najčešće korišćen instrument za vibrodijagnostičko merenje u ovoj disertaciji je MICROLOGOM CMVA 65 i 60 SKF uz pomoć koga je moguće ustanoviti sledeće probleme (slika 5.5.):

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

- ekscentričnost rotora,
- debalans,
- krivo vratilo,
- nesaosnost (paralelna i ugaona),
- problemi kliznih ležajeva (problemi trenja i zazora, neravnomerna raspodela ulja, nestabilan uljni film),
- rezonanca (poklapanje radne i sopstvene frekvencije bilo rotora, konstrukcije, fundamenta, zupčastog para ili čak kretanja remenja,
- mehanički nedostaci (oštećenje mašinskih stopa, temelja ili fundamenta usled poremećenog tla, oštećenja držača na bazi, problem meke stope, olabavljeni ili slomljeni držači na površini gde se nalazi ležaj),
- oštećenje rotora (dodirivane rotacionih i statičkih komponenti),
- oštećenje ležaja (početna faza, ozbiljno oštećenje ležaja i kritična faza oštećenja ležaja),
- problemi na pumpama (turbulencija, kavitacija),
- problemi elektro opreme (ekscentričnost statora, oštećenje statora, ekscentričnost rotora (promena zazora), slomljene ili iskrivljene rešetke rotora ili prstena, loše veze između rotora i šipki prstena ili ishabanost rotora, fazni problem, slomljena krilca, loše veze).

Obično se sa ovim instrumentom može koristiti i MASCON-SKF.



Slika 5.5. MICROLOG CVMA 65 sa dodatnim uređajem za balansiranje (Data kolektor i analizator sa pratećom opremom)

2) Pored ovog uređaja, korišćeno je i više drugih uređaja svetskih proizvođača, posebno za: 1) oblik i veličinu orbite, 2) odstupanje geometrije orbite od geometrije rotacije na jednom obrtu, 3) RMS vrednosti brzine vibracija, ubrzanja i pomaka. Ovi faktori određuju dinamičko stanje ležaja, određuju pravac maksimalnog opterećenja ležaja, procenjuju uticaj sopstvene težine rotora na dinamičko stanje, utvrđuju vremensku konstantnost kretanja u ležaju, određuju veličinu vibracijskih pomaka [346].

S obzirom da suština ove disertacije (prema naslovu disertacije) nisu vrste i načini merenja vibracija, to se nije težilo da se detaljno opisuju merni instrumenti i sistemi.

3) SPM VIB UREĐAJ

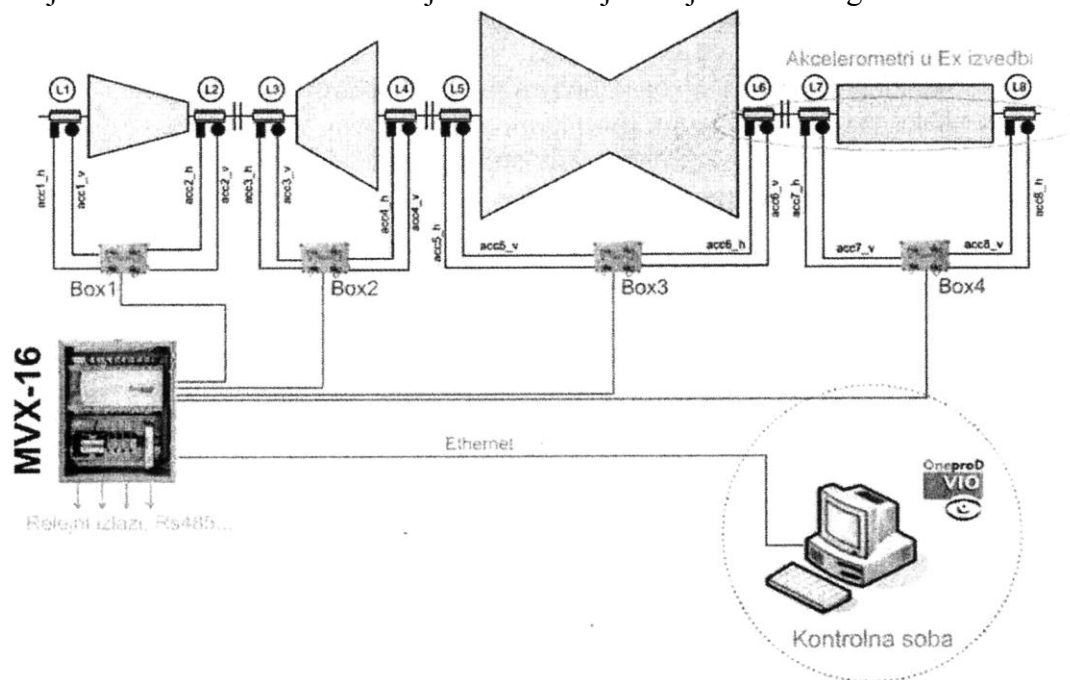
To je jednostavan uređaj za merenje jačine vibracija. Praćenjem vibracija možete otkriti probleme na mašini mnogo pre nego što dođe do konačnog otkaza - havarije.

VIB CHECKER omogućava da se otkriju pravi uzroci povećanog nivoa vibracija. Odmah po izvršenom merenju stanje mašine po ISO standardu se prikazuje direktno na displeju, numerički i preko zeleno-žuto-crvene svetlosne oznake.

U ovom delu objašnjena je rekonstrukcija sistema za merenje vibracija. Cilj rekonstrukcije mernog sistema je bila zamena zastarelih elektrodinamičkih senzora brzine vibracija i namenski razvijenog akvizicionog sistema. Sam motiv za rekonstrukciju je bila

činjenica da je cena zamene starih senzora novim, ali isto elektrodinamičkim sensorima brzine vibracija, bila veća nego cena zamene kompletnog mernog lanca, primenom standardnih ICP akcelometara.

4) Zastareli elektrodinamički senzori brzina vibracija su zamenjeni modernim ICP akcelometrima (piezoelektrični akcelometri sa integrisanim pretpojačalima naboja), uz zadržavanje postojećih mernih mesta. Ukupno 16 ICP akcelometra (od čega je 6 senzora na poslednja 3 ležaja u Ex izvedbi) je integrisanim kablovima dužine 6 [m] preko priključnih kutija povezano na 16-kanalni OneproD MVX sistem. Dalje je MVX akvizicioni sistem preko Ethernet-a povezan sa centralnim računarom, koji se nalazi izmešten u kontrolnoj prostoriji, na kome je instalisan softver OneproD VIO za trenutni prikaz stanja na svakom mernom mestu, slika 5.5. U slučaju pada Ethernet komunikacije, podaci se memorišu na Flash memorijsku karticu od 512 [Mb] koja je sastavni deo MVX sistema [120]. Ovaj sistem ugrađen je u nekoliko elektrana u Srbiji. Ovde se daje kao jedna od mogućih izvedbi.



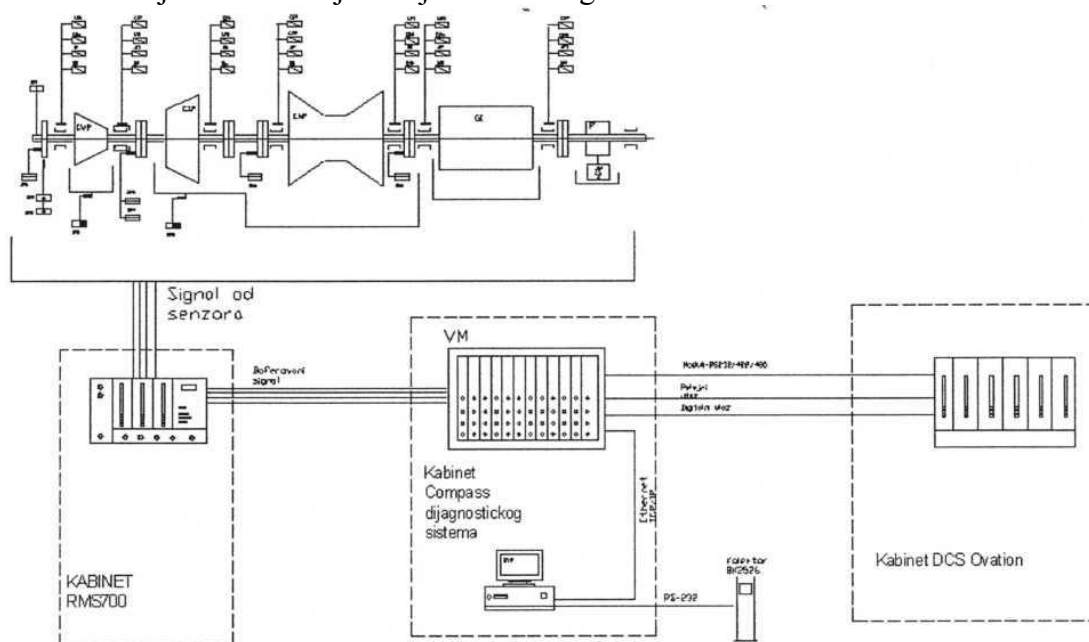
Slika 5.5. Sistem za merenje vibracija na kućištima ležaja turbine realizovan pomoću OneproD MVX merno akvizicionog sistema podržanog OneproD VIO softverom [120]

Ovde ćemo prikazati neke od razvijenih nadzornih instrumentacija vodećih svetskih kompanija.

5) **COMPASS dijagnostički sistem.** - COMPASS (COMputerised Predictive Analysis and Safety) je Bruel&Kjaer CDS (kompjutersko dijagnostički sistem) namenjen za nadgledanje mehaničkog stanja rotacionih mašina i predviđanje potencijalnih grešaka u mašini - PFM (Potential Failure Mode monitoring), slika 5.6. Sastoji se od VM monitora i CVM kompjuterskog sistema. Funkcija VM monitora je da izvrši strategiju monitoringa i implementaciju u on-line COMPASS bazu podataka. Distributivno digitalno procesuiranje signala obezbeđuje analizu signala u realnom vremenu. CVM je Intel-ov mikroprocesorski sistem baziran na SCO UNIX platformi. Namenjen je za Compass aplikativne pakete i Compass-ovu bazu podataka. Za prikupljanje vibracionih i procesnih podataka u off-line

[120] Ličen, H., Zuber, N., Prediktivno održavanje rotirajuće opreme na bazi merenja i analize mehaničkih vibracija, Tehnička dijagnostika, Beograd, br. 1, 2007.

COMPASS-ovu bazu služi Data Kolektor 2526/2526E [9]. Ovaj sistem ugrađen je u dve elektrane u Srbiji. Ovde se daje kao jedna od mogućih izvedbi.



Slika 5.6. Šematski prikaz instalisanog COMPASS dijagnostičkog sistema

U okviru COMPASS dijagnostičkog sistema razvijen je i ekspertski sistem ADVISOR koji pored standarde baze znanja omogućava unošenje i korisničke baze znanja, sve to doprinosi razvoju automatizovane dijagnostike.

Softverski moduli omogućavaju širok set formata vibrodijagnostike za potrebe dijagnostike:

- prikaz trenda ukupnog nivoa vibracija,
- histogram mašine (merenje ukupnog nivoa vibracija, paralelno sa svih senzora),
- orbitalni prikaz,
- Bodeov i polarni prikaz pojedinih harmonika,
- spektralni trend prikaz,
- kaskadni spektralni prikaz,
- trend X-Y pozicije vratila,
- trend vektorskog prikaza pojedinih vibracija,
- kaskadni spektralni prikaz, trend envelop spektra,
- trend keprstrum spektra.

6) EASY-LASER je poseban sistem (nije vezan za COMPASS) za poravnanje (centriranje) vratila je namenjen svim aplikacijama, od jednostavnih poravnanja horizontalnih mašina, preko zahtevnih poravnanja vratila, do sistema za Ex sredine. Svi sistemi su dizajnirani tako da se vrlo jednostavno montiraju na rotacione mašine. Ovaj sistem se danas ugrađuje u nove agregate u Kostolcu [320].

Prednosti Easy-Laser sistema za poravnanje vratila su [320]:

- mogućnost dokumentovanja merenja – snimanje, prenos na PC, štampanje (opciono štampač),
- kombinacija tekstualnog menija sa ikonama olakšava razumevanje procedure merenja,

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016, (ISBN 978-86-83701-39-1)

[320] www.trepro.rs

- robusnost obezbeđuje najbolju stabilnost i tačnost,
- dvostruki laseri (dva odašiljača sa detektorima) omogućavaju lako grubo poravnanje i odličnu tačnost,
- izuzetno dug autonoman rad uređaja (do 48 sati bez isključivanja),
- mogućnost nadogradnje sistema za potpuno drugačije aplikacije merenja itd.

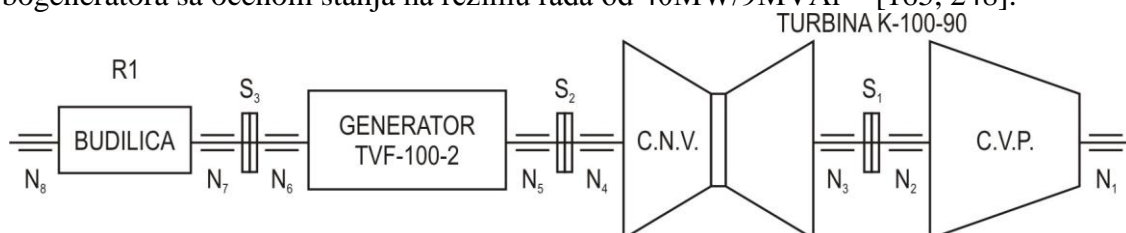
Laserska tehnologija merenja geometrije obuhvata veoma široko polje primene. Od relativno jednostavnog merenja pravosti do značajno komplikovanijih merenja upravnosti proizvodnih mašina i provera geometrije turbina za proizvodnju električne energije. Easy-Laseri su skrojeni za brzo i jednostavno sprovođenje ovakvih merenja. Univerzalan i inteligentan dizajn, otvara mnogo mogućnosti, pošto su laserski odašiljači i detektori tako napravljeni da mogu da se uvrću, okreću i montiraju na sve moguće načine [320].

5.12. Vibracije turbogeneratorsa u TE Kostolac

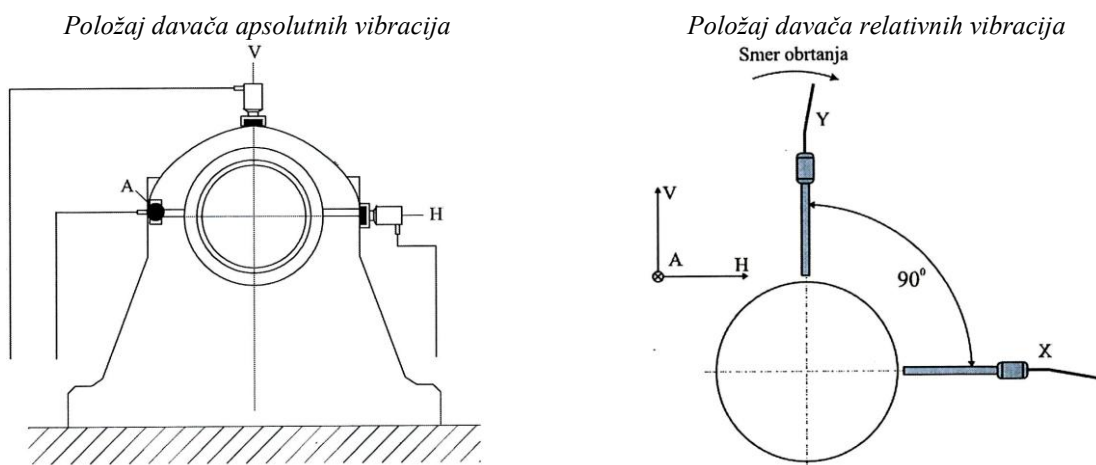
1. Vibracije turbogeneratorsa TVF-100-2

Dispozicija turbogeneratorsa u TE Kostolac sa naznakom mernih mesta i mernih pravaca data je na slici 5.7, a vibracije u tabelama 5.2 i 5.3.

U tabeli 5.2. data je lista relativnih (vertikalnih i horizontalnih) vibracija turbogeneratorsa sa ocenom stanja na režimu rada od 40MW/9MVA_r [165, 248].



$N_1, N_2, N_3, N_4, N_5, N_6, N_7, N_8$ – Klizna ležišta Turbogeneratorsa u TE Kostolac
 S_1, S_2, S_3 – čvrste (krute) spojnice, C.N.V – nizak pritisak, C.V.P – visok pritisak



Slika 5.7. Raspored i numeracija mernih mesta, (Turbogenerator TVF-100-2; TE Kostolac, Blok A1)

[320] www.trcpro.rs

[165] Josimović, Lj., Optimizacija postupaka vibrodijagnostike turbogeneratorsa (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2012.

[248] Vulović, S., Spasić, D., Vulović, M., Radovanović, Lj., Otić, G., Vibrodiagnostic automated systems, 25 International Conference „Noise and Vibration“, University of Niš, University of Timisoara, Tara, 27-29.10.2016.

Analiza broja otkaza analiziranih usled povećanog nivoa mehaničkih vibracija, promene temperature i pohabanost ležaja na sastavnim sklopovima turbogenerators (slika 5.8.) u posmatranom vremenu eksploatacije je pokazala da su se prvi otkazi pojavili oko 40.000 h njihovog rada i to na sastavnim komponentama na kojima nije primenjena kontrola parametara stanja komponentata i blizu 47.000 h rada onima na kojima su ovi postupci sprovedeni.

Na osnovu rangiranja rizika prema vrednostima otkaza sastavnih komponenti analiziranih sklopova dobijene su grupe rizika u kojima su svrstane komponente prema broju nastalih otkaza čime u analizi sigurnosti funkcionisanja treba vršiti češća merenja na mernim mestima koja obuhvataju rad navedenih komponenti.

U tabeli 5.2. dat je prikaz vrednosti relativnih (vertikalnih i horizontalnih) vibracija turbogenerators u TE Kostolac.

Tabela 5.2. Prikaz vrednosti relativnih (vertikalnih i horizontalnih) vibracija turbogenerators u TE Kostolac

Tip generatora	Smer vibracije	Amplituda i faza vibracije			
		Strana turbine – 2A [$\mu\text{m}/^\circ$]		Strana pobuđivača 2A [$\mu\text{m}/^\circ$]	
		ležaj	vrtilo	ležaj	vrtilo
TBΦ-110-2EY3	vertikalna	15/245	125/300	7/350	81/80
	horizontalna	21/160	141/180	6/220	70/290
	vertikalna	-	-	25/184	141/265
	horizontalna	-	-	25/110	351/280
TBB-200-2	vertikalna	24/240	198/160	50/280	401/90
	horizontalna	36/41	370/210	15/115	251/115
	vertikalna	-	-	45/310	264/330
	horizontalna	-	-	21/200	371/315
GTHW 360	vertikalna	16/80	85/145	21/220	121/280
	horizontalna	16/71	108/110	20/95	134/190
	vertikalna	-	-	30/230	154/310
	horizontalna	-	-	21/25	151/250

Mnogobrojna istraživanja i praksa balansiranja rotora pokazali su da prolazak kritične brzine u procesu puštanja i zaustavljanje agregata može da se prati veoma značajnim povećanjem vibracije. Raspon vibracije ležajeva na prvoj kritičnoj brzini u posebnim slučajevima dostiže 195 – 295 μm , a krajeva vratila 495 – 595 μm . Prolazak kroz drugu kritičnu brzinu, ako ona stoji niže od radne, takođe ponekad izaziva povećanje vibracije ležajeva do 100 – 200 μm , a krajeva vratila do 600 – 1000 μm .

Značajna vibracija na kritičnoj brzini svedoči o postojanju neravnoteže koja je povezana sa odgovarajućim oblikom slobodnih savitljivih oscilacija. Ako je takva kritična brzina mnogo manja od nominalne brzine obrtanja, to se za otklanjanje vibracije u uslovima stanice može zahtevati vađenje rotora iz statora, što značajno povećava težinu balansiranja.

Kao što pokazuju mnogobrojna merenja, vibracija ležajeva, vratila i drugih elemenata mašine često ima složeni karakter. Na oscilaciju obrtne frekvencije, koja je jednaka brzini obrtanja rotora, stavljaju se komponentne viših, a ponekad i nižih frekvencija. U posebnim slučajevima posmatraju se (opažaju se) oscilacije koje su bliske sinusoidnim, ali sa frekvencijama koje se razlikuju od obrtne.

Kod turbogenerators sa 3000 o/min. najčešće se otkriva visokofrekventna komponenta 100 Hz, a takođe mesto imaju i niskofrekventne komponente, koje su bliske prvoj kritičnoj brzini sistema „rotor – ležišta“ (17 – 21 Hz) ili polovini radne frekvencije (25 Hz). Kod

ležajeva turbina i generatora posmatraju se oscilacije sa приметnim superponiranjima frekvencija do 400 – 500 Hz [165].

Karakterističan amplitudno-frekventni sastav, koji je dobijen prilikom merenja relativnih vibracije ležajeva turboagregata, koji se nalazi u normalnom vibracijskom stanju, predstavljen je u tabeli 5.3.

Tabela 5.3. Karakteristike amplitudno-frekventnog sastava ležajeva turbogeneratorsa u TE Kostolac (brojevi ležajeva su sa slike 5.7; za ležajeve budilice 7 i 8 nisu vršena merenja)

Tip	Broj ležaja	Dvojna amplituda vibracije [μm], na frekvenciji [Hz]							
		50	100	150	200	250	300	350	400
Turbina 8K348	N ₁	18	1	-	1	-	3	1	2
	N ₂	19	2	-	-	-	1	2	-
	N ₃	25	3	-	-	-	-	1	-
	N ₄	22	4	2	1	-	-	-	-
Generator GTHW360	N ₅	26	6	3	1	-	-	-	-
	N ₆	24	8	2	-	-	-	-	-

Prisustvo bitnih za amplitudu harmonika višeg reda svedoči o delovanju na vibracioni sistem značajnih opterećenja koja mogu nekoliko puta da premašuju opterećenja koja izazivaju oscilacije osnovne frekvencije.

Nestalna registracija frekventnog sastava vibracije u svojstvu osnovne karakteristike vibracije uvodi se ekvivalentna amplituda vibrobrzine, koja je izmerena pri radnoj brzini obrtanja rotora.

U tabeli 5.4. dati su parametri temperature belog metala radijalnih i aksijalnih ležajeva, temperature ulja u slivu sa radijalnih ležajeva za turbogenerator u TE Kostolac (sl. 5.7).

Tabela 5.4. Trenutni parametri procesa

Temperatura belog metala radijalnih ležišta						
Ležište	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Temperatura [°C]	7	59	70	60	61	62
Temperatura ulja na slivu sa radijalnih ležišta						
Ležište	N1	N2	N3	N4	N5	N6
Temperatura [°C]	49	47	55	56	58	57
Temperatura belog metala segmenta aksijalnog ležišta (neradni)						
Segment br.	1	2	3	4	5	6
Temperatura [°C]	46	48	44	47	48	47
Temperatura belog metala segmenta aksijalnog ležišta (radni)						
Segment br.	1	2	3	4	5	6
Temperatura [°C]	61	62	60	55	53	57
Pritisak ulja na osi turbine					1,20 [bar]	

Za ležajeve budilice 7 i 8 nisu vršena merenja.

U pogonu generatori su podvrgnuti različitim mehaničkim, električnim, termičkim i hemijskim uticajima, kao i zagađenjima, koji skraćuju njihov radni vek, a naročito štetno deluju na delove generatora koji sadrže organske materijale, tj. na njihove izolacione sisteme.

Generalno starenje generatora se može posmatrati kao niz stohastičkih procesa sa određenom statističkom normalnom raspodelom. Važna stvar koja se treba naglasiti je, da je u

[165] Josimović, Lj., Optimizacija postupaka vibrodijagnostike turbogeneratorsa (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2012.

strogom smislu nemoguće odrediti jasnu relaciju između opterećenja generatora (proizvedene električne energije) i procesa starenja. Moguće je da dva generatora iste ili slične konstrukcije stare na vrlo različite načine iako rade u identičnim uslovima opterećenja.

Na osnovu izvršenih merenja može se zaključiti da stanje vibracija zadovoljava zahteve ISO-10816-2-2001.

U nastavku se daje snimak dela vibracija datih u prethodnim tabelama.

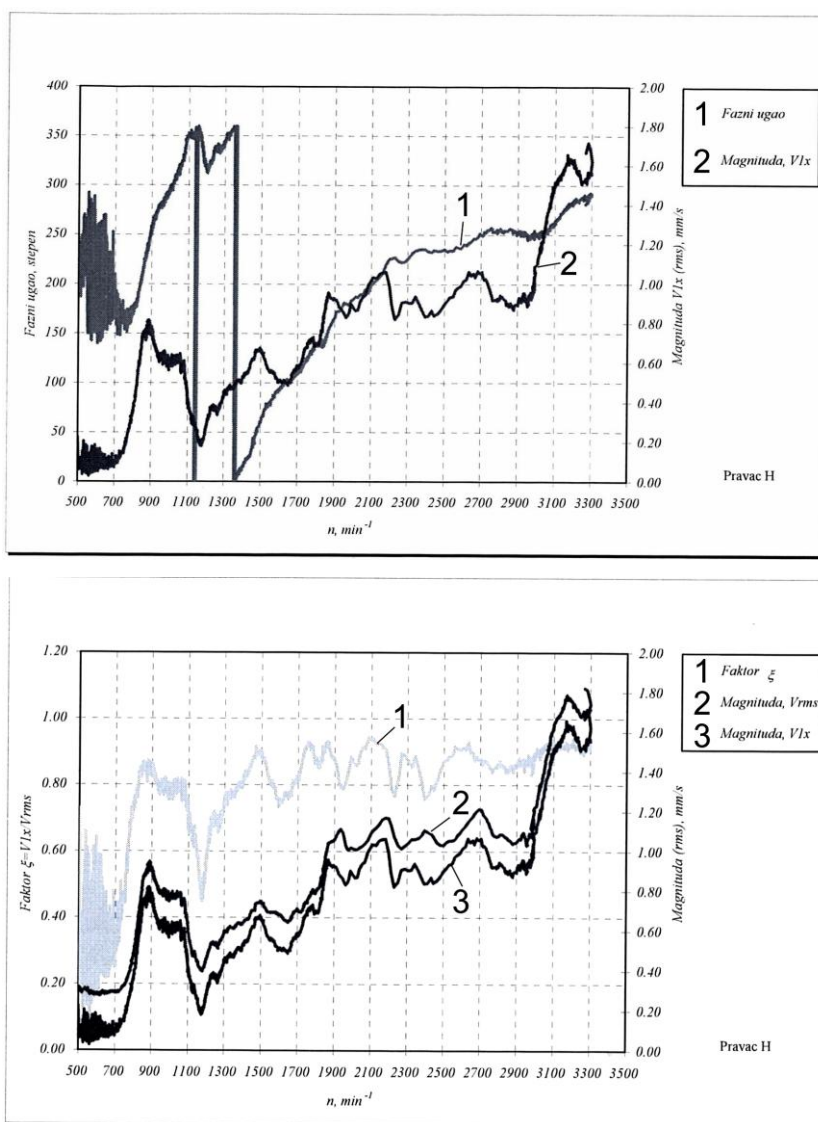
Na slikama 5.8. i 5.9. prikazani su Bodeovi dijagrami kućišta ležajeva za merno mesto N_3 , pravac H i pravac V , dok su na slici 5.10. prikazane spektralne i vremenske karakteristike za mernu tačku N_1 . Merenja su izvršena uz pomoć firme North Control [141].

Slika 5.11. je prikaz neprekidnog (u toku 24 h) merenja amplitude i orbite na turbogeneratoru.

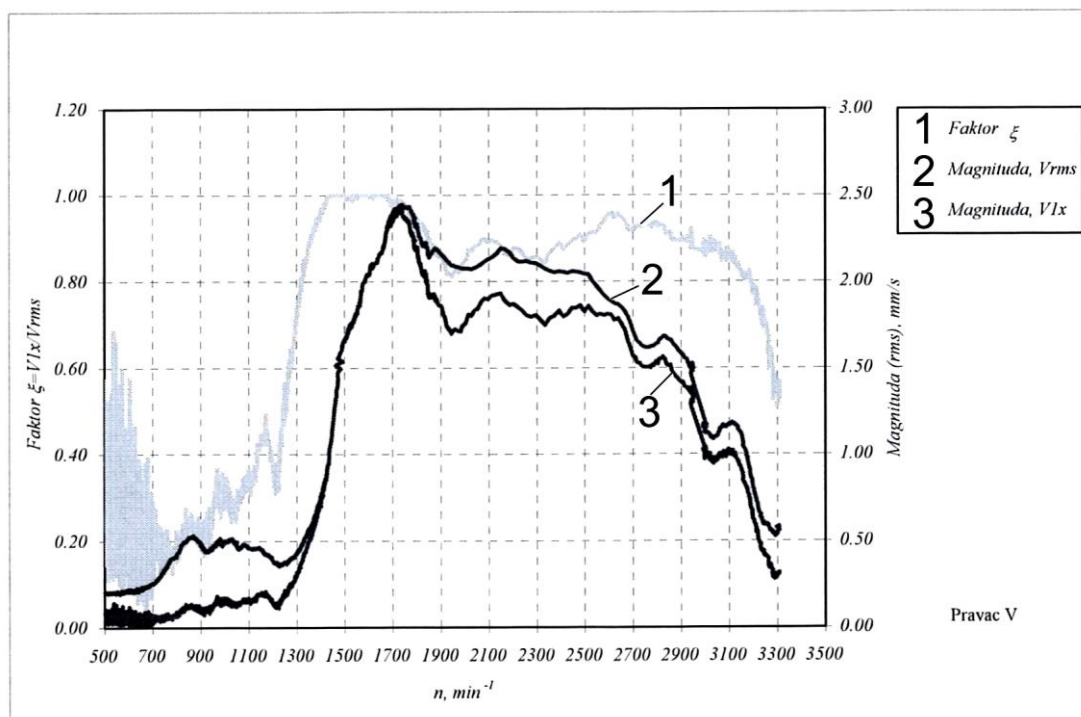
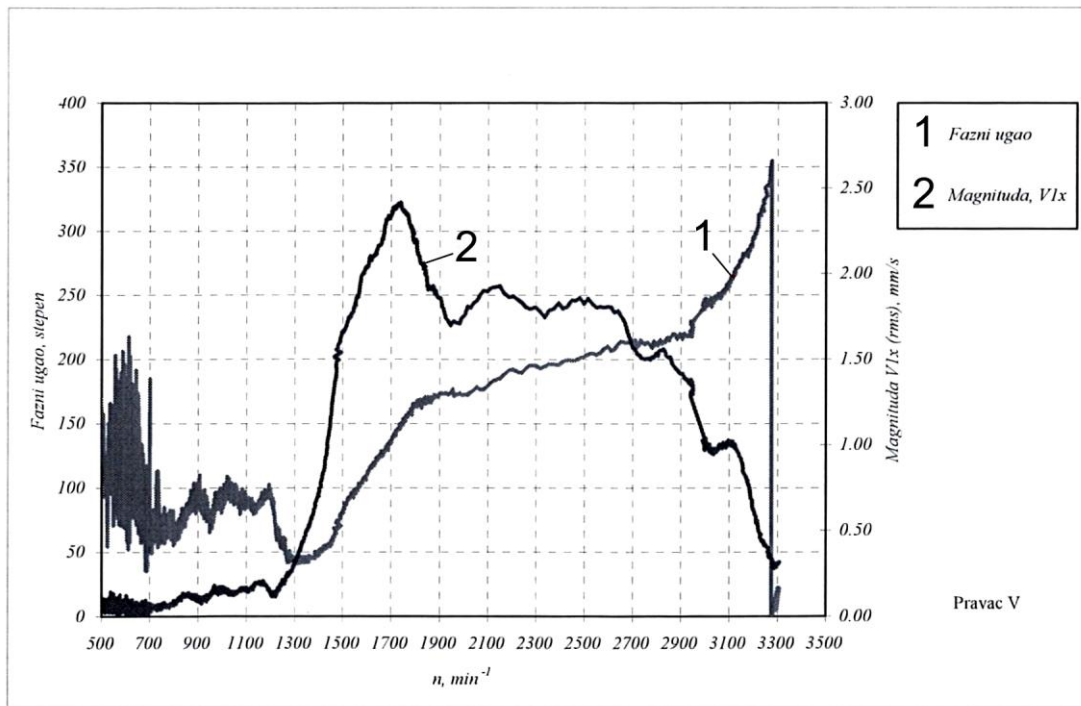
Veoma korisna procedura za posmatranje kretanja rotora je pravljenje polarnog dijagrama amplitude i faze kretanja.

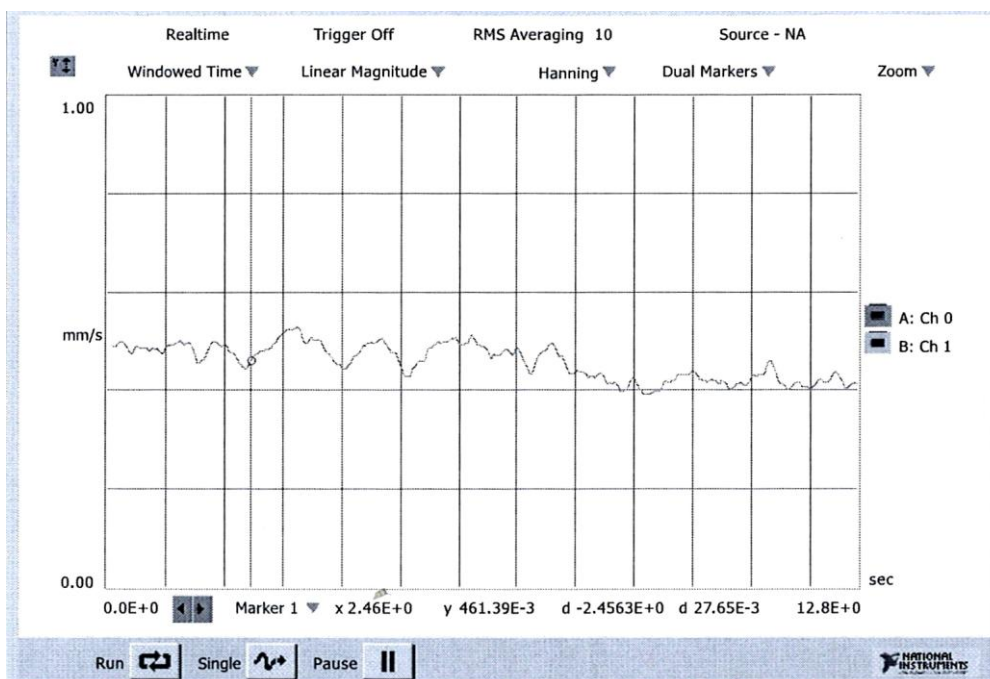
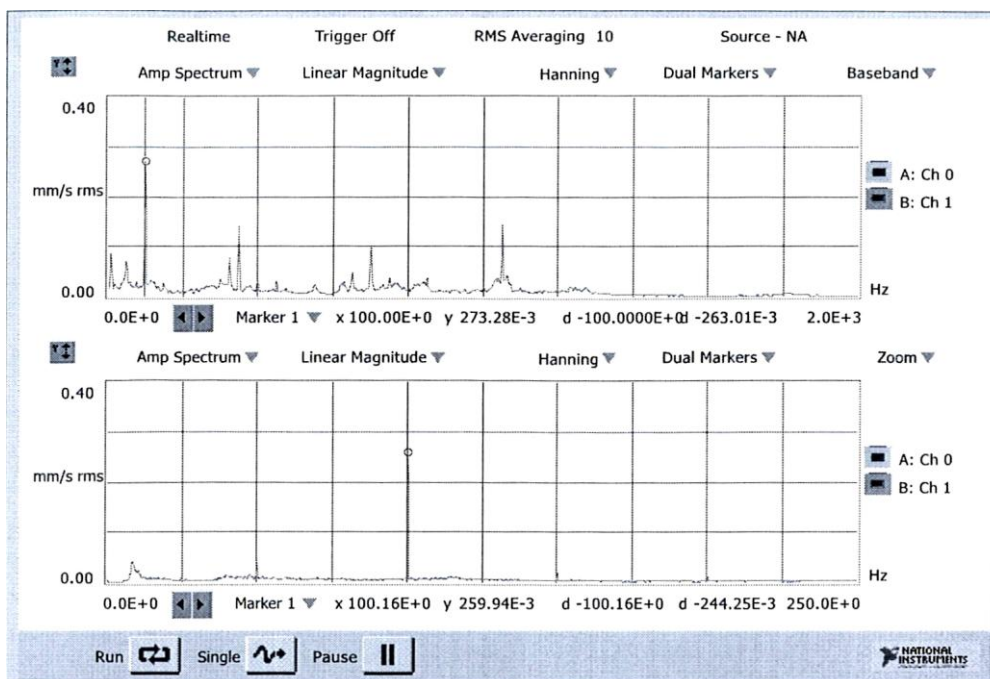
Uticaj savijanja vratila može imati neobične efekte na reakciju rotora i na fazu kretanja.

Pogonski deo turboagregata – merno mesto N_3 , pravac H



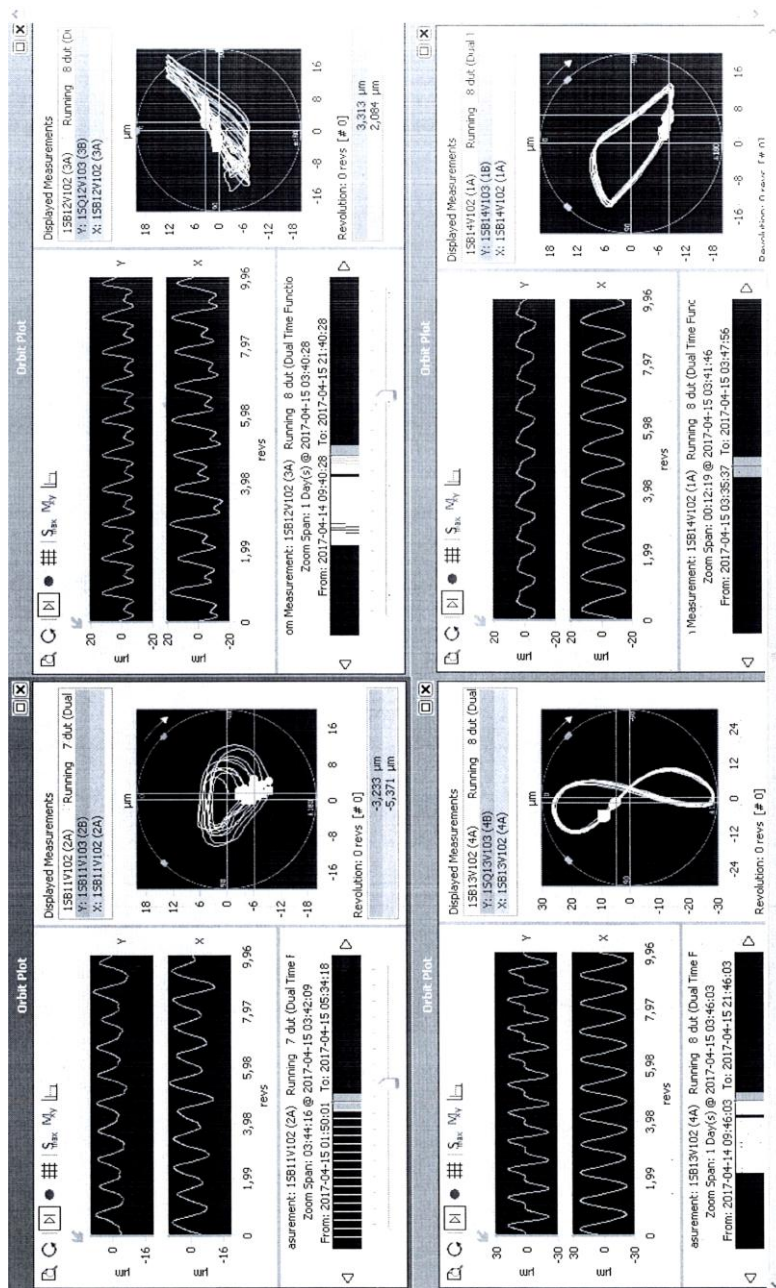
Slika 5.8. Bode-ovi dijagrami kućišta ležajeva za merno mesto N_3 , pravac H [141]

Pogonski deo turboagregata – merno mesto N₃, pravac VSlika 5.9. Bode-ovi dijagrami kućišta ležajeva za merno mesto N₃, pravac V [141]



Slika 5.10. Spektralne i vremenske karakteristike (hladno stanje) merna tačka N_1 [141]

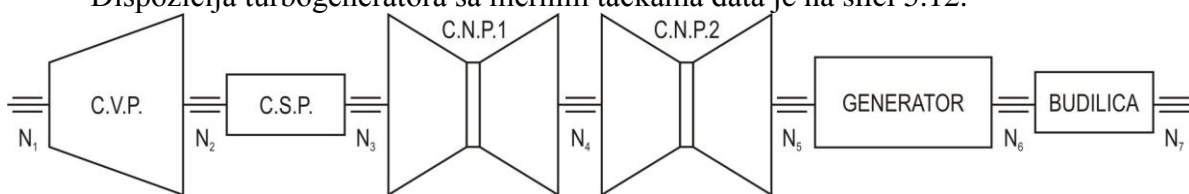
Na osnovu slika 5.8, 5.9, 5.10, i 5.11 može se zaključiti da turbogenerator radi u normalnom režimu.



Slika 5.11. Nепrekidno snimanje (merenje) amplitude i orbite na turbogeneratoru

1. Merenje vibracija na turbogeneratoru TE Kostolac B – Drmno (Blok 1)

Dispozicija turbogeneratora sa mernim tačkama data je na slici 5.12.



- C.V.P. – Turbina visokog pritiska
- C.S.P. – Turbina srednjeg pritiska
- C.N.P.1 – Turbina niskog pritiska 1
- C.N.P.2 – Turbina niskog pritiska 2
- N₁, N₂, N₃, N₄, N₅, N₆, N₇ – Ležajevi (merne tačke)

Slika 5.12. Raspored i numeracija mernih mesta (Turbogenerator TE Kostolac – Drmno: Blok 1)

Merenja su izvedena prema proceduri ISO 10816, praćenjem apsolutnih vibracija (mm/s), u horizontalnom (H), vertikalnom (V) i aksijalnom (A) pravcu, tokom stabilnog rada pri nominalnoj brzini pri punom opterećenju.

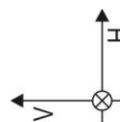
Korišćeni su merni instrumenti: MASCON-SKF i MICROLOG CMVA 60-SKF [178].

Prikaz mernih rezultata dat je u nastavku (Tabela 5.5).

Na slikama 5.13, 5.14 i 5.15 dati su kaskadni spektri za merno mesto N₅ (pravac H, V, A). Merenja su izvršena uz pomoć RoTech [178].

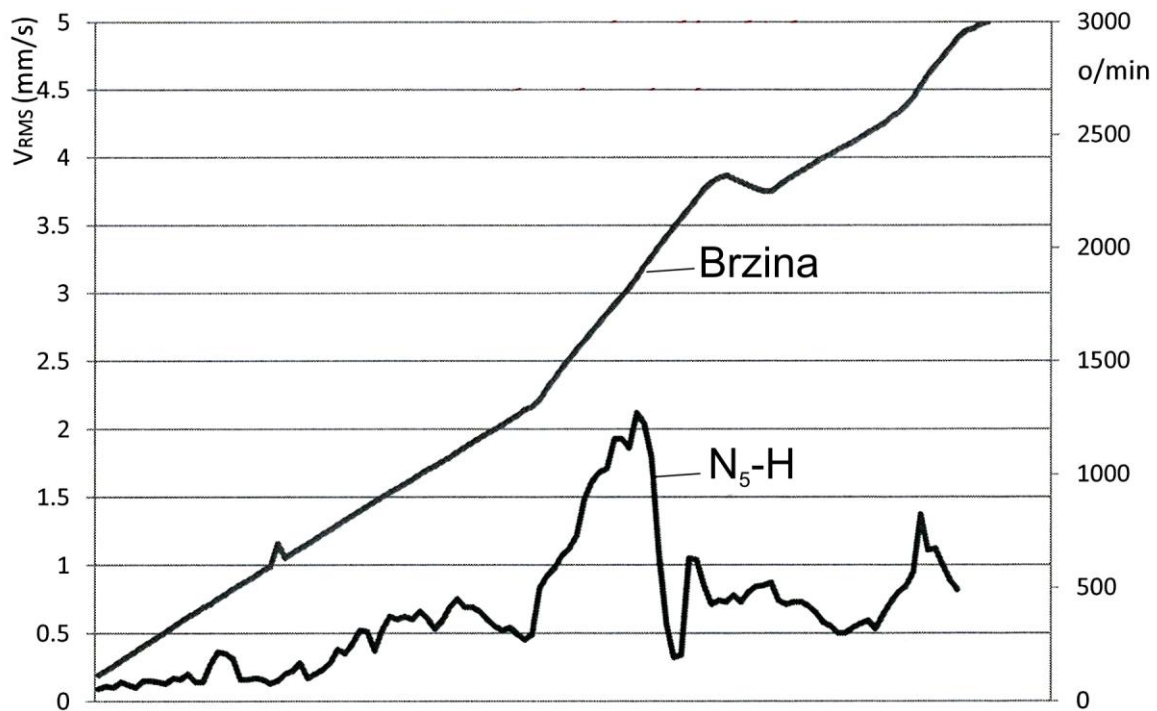
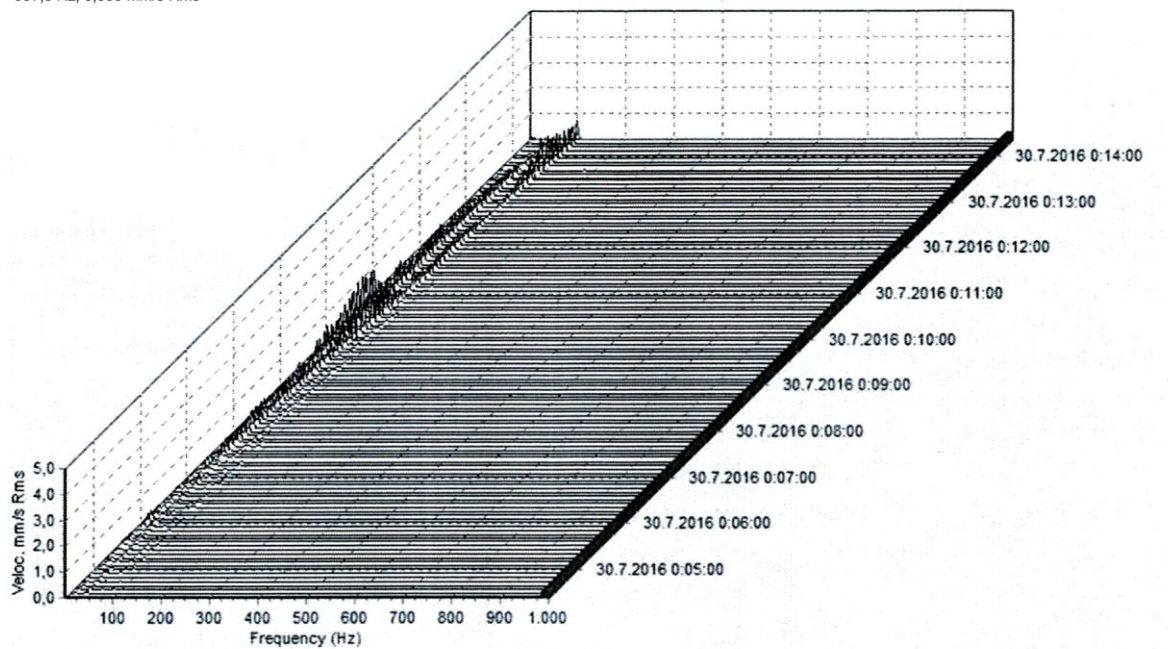
Tabela 5.5. Prikaz vrednosti vibracija pri punom opterećenju

		Nivo vibracija V _{RMS} [mm/s]												
		N ₁		N ₂		N ₃		N ₄		N ₅		N ₆		N ₇
	V _{RMS} [mm/s]	V _i /n _i	V _{RMS} [mm/s]	V _i /n _i	V _{RMS} [mm/s]	V _i /n _i	V _{RMS} [mm/s]	V _i /n _i	V _{RMS} [mm/s]	V _i /n _i	V _{RMS} [mm/s]	V _i /n _i	V _{RMS} [mm/s]	V _i /n _i
HOR	2,7	2,5 (50 Hz)	0,7		0,5		2,4	1,9 (50 Hz) 1,5 (100 Hz)	0,8	1,0 (50 Hz) 1,2 (100 Hz)	1,4	1,3 (50 Hz)	3,4	1,6 (50 Hz) 2,9 (100 Hz)
VER	0,5		0,5		1,1	1,0 (50 Hz) 0,4 (100 Hz)	1,6	1,3 (50 Hz) 0,9 (100 Hz)	1,2	0,4 (50 Hz) 1,2 (100 Hz)	0,7	0,5 (50 Hz) 0,6 (100 Hz)	1,3	0,9 (50 Hz) 0,9 (100 Hz)
AKS	1,5	0,8 (50 Hz)	0,5		1,5	1,0 (50 Hz) 0,9 (100 Hz)	1,0	0,7 (50 Hz)	0,6		0,6	0,5 (50 Hz) 0,5 (100 Hz)	1,7	0,9 (50 Hz) 1,4 (100 Hz)



[178] Ro Tech, Izveštaj o vibrodijagnostici turbo-generatorskog postrojenja u TE Kostolac-Drumno, Blok 1, Beograd, 2016.

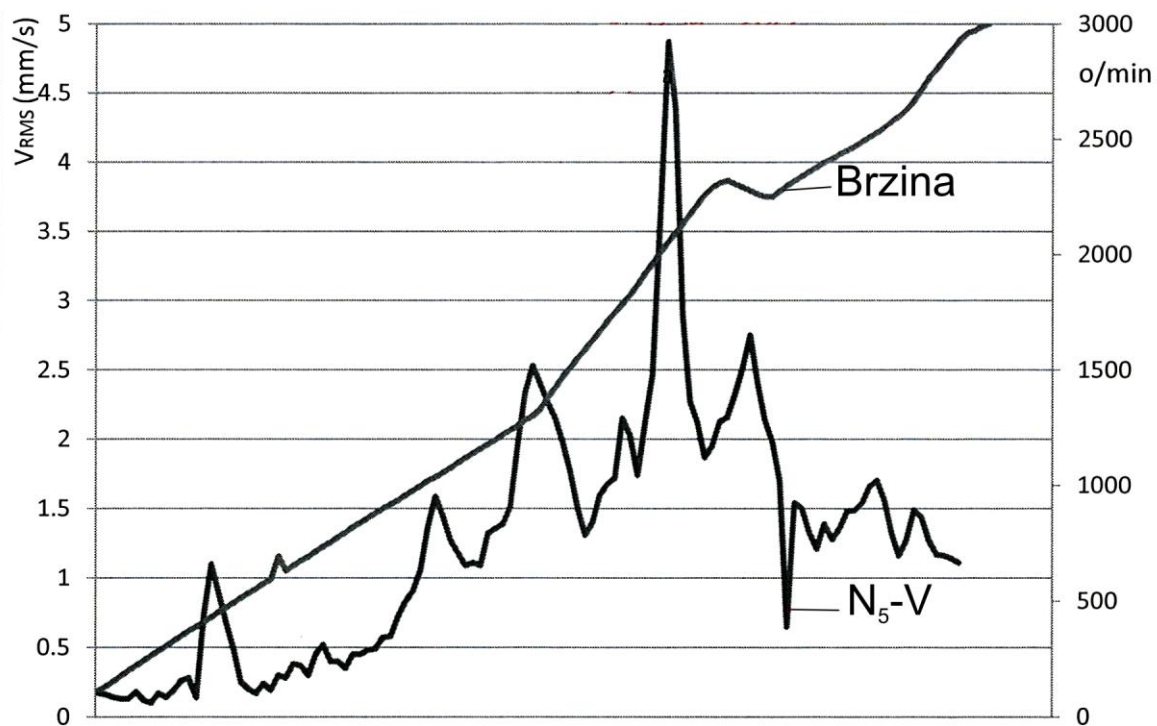
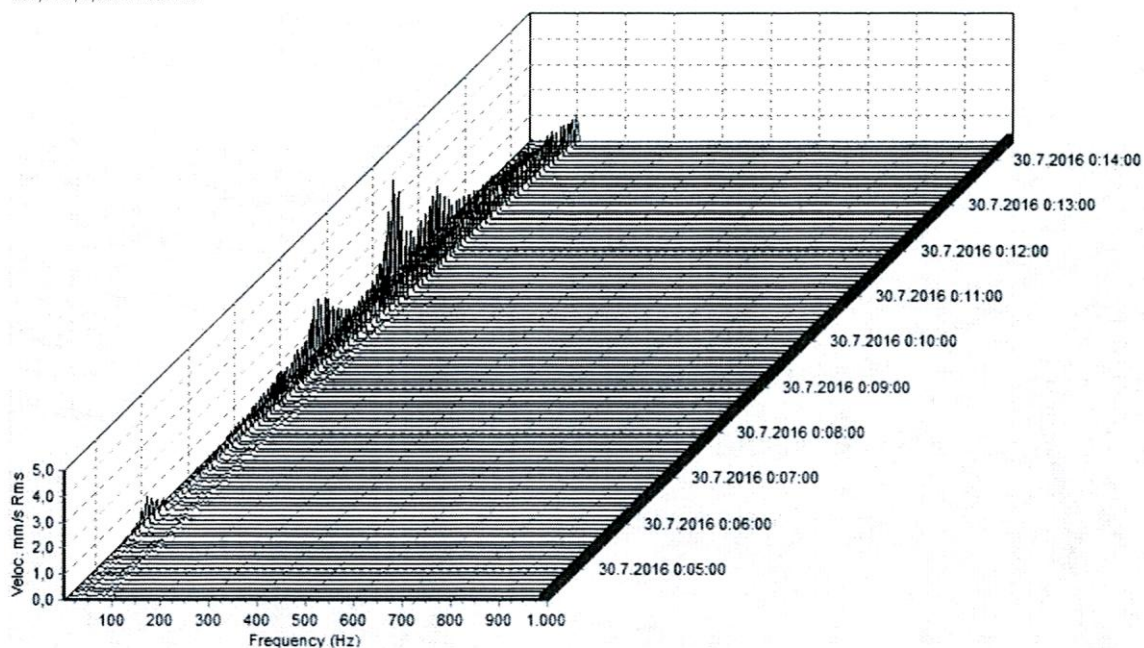
HORIZONTAL - Turbogenerator RUN-UP I00000229 N5 HOR
30.7.2016 0:14:23 @ Speed:2988,472 cpm;
997,5 Hz; 0,003 mm/s Rms



Slika 5.13. Kaskadni spektar N₅-H [178]

[178] Ro Tech, Izveštaj o vibrodijagnostici turbo-generatorskog postrojenja u TE Kostolac-Drumno, Blok 1, Beograd, 2016.

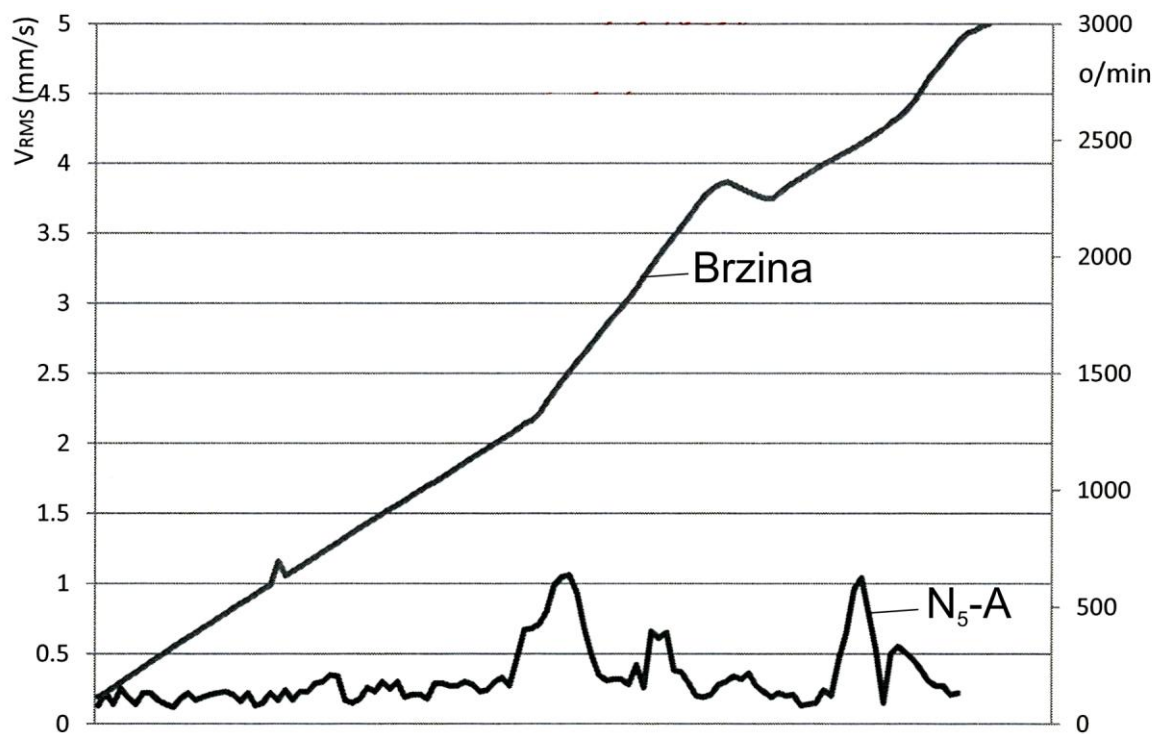
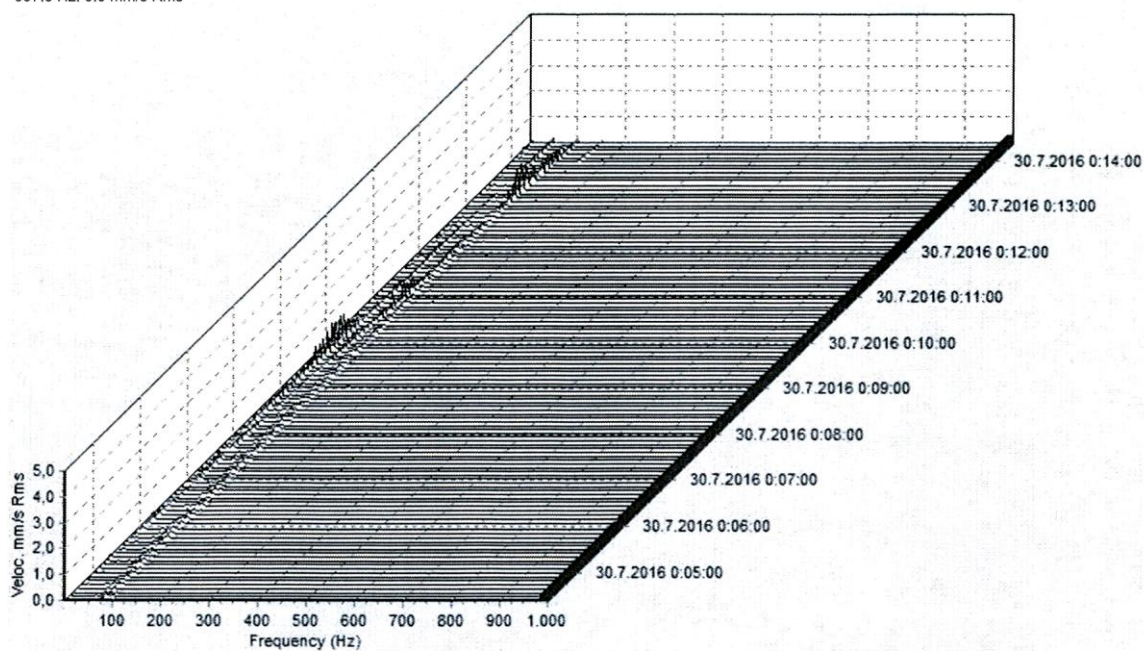
VERTICAL - Turbogenerator RUN-UP!00000236 N5 VER
30.7.2016 0:14:25 @ Speed:2996,78 cpm;
997,5 Hz; 0,007 mm/s Rms



Slika 5.14. Kaskadni spektar N₅-V [178]

[178] Ro Tech, Izveštaj o vibrodijagnostici turbo-generatorskog postrojenja u TE Kostolac-Drmno, Blok 1, Beograd, 2016.

AXIAL - Turbogenerator RUN-UP\00000239 N5 AKS
 30.7.2016 0:14:24 @ Speed:2992,505 cpm;
 997,5 Hz; 0.0 mm/s Rms



Slika 5.15. Kaskadni spektar N_5-A [178]

Procena dinamičkog stanja vršena je prema:

- ISO 10816-1:1995 (E) i
- ISO 10816-2:1996 (E)

na nominalnoj brzini i opterećenju od 10 MW.

[178] Ro Tech, Izveštaj o vibrodijagnostici turbo-generatorskog postrojenja u TE Kostolac-Drmino, Blok 1, Beograd, 2016.

Na osnovu svih rezultata (ovde je prikazan samo deo podataka) zaključeno je da je ukupno dinamičko ponašanje postrojenja dobro. Nivo vibracija na svim mernim tačkama ukazuje na veoma dobro stanje turbogeneratorsa.

2. Vibracije turbogeneratorsa u TE Kostolac na opterećenjima 175 MW i 190 MW

Merenja su vršena instrumentima SPEKTRA SE-10 uz pomoć firme SPEKTRA [188].

Tabela 5.6. Brzine vibracija u vertikalnom, horizontalnom i aksijalnom pravcu za opterećenja 175 MW i 190 MW

Table №2 Na=175 MW

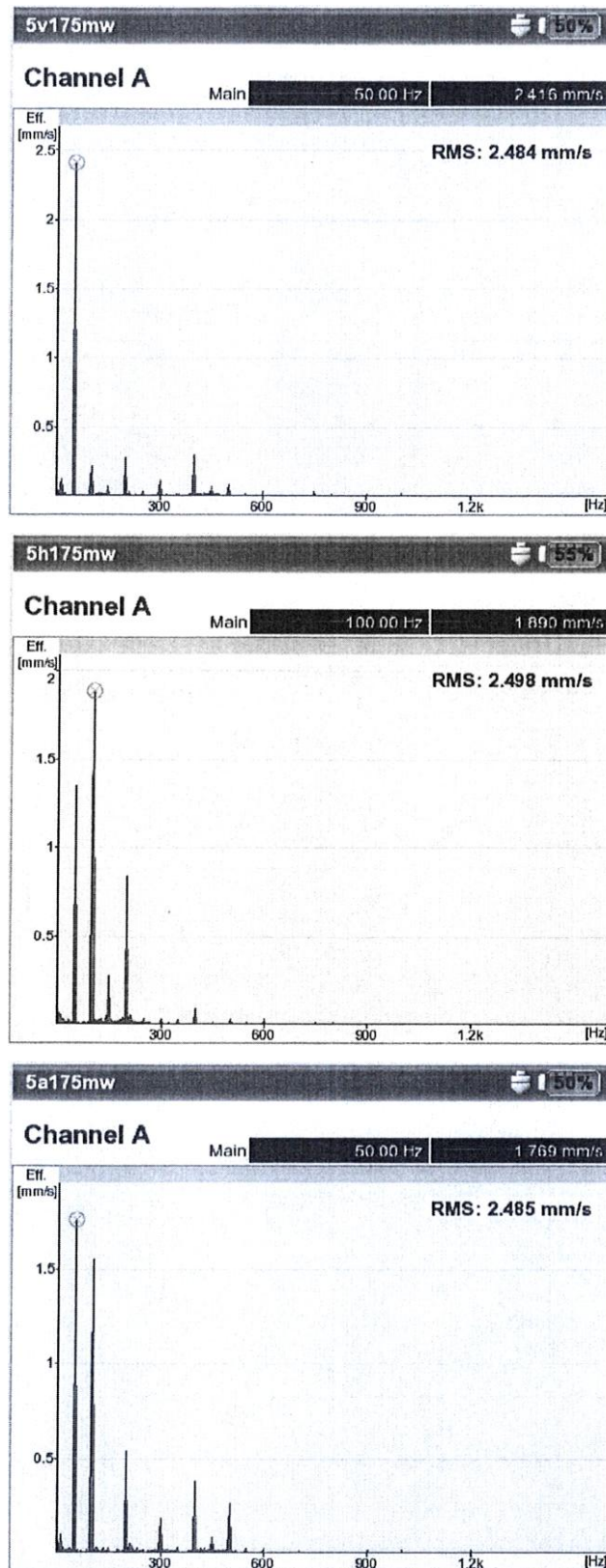
direction	Bearing №										
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄	N ₅	N ₆	N ₇	N ₈	N ₉	N ₁₀	N ₁₁
V[mm/s]	0,441	1,455	1,179	2,021	2,484	2,438	0,833	2,141	1,444	4,582	1,717
H[mm/s]	0,819	0,958	1,595	1,096	2,498	1,776	0,752	2,406	3,094	13,66	14,11
A[mm/s]	1,379	0,655	1,830	2,363	2,485	1,911	1,644	2,774	3,763	2,389	2,794

Table №2 Na=175 MW

direction	Bearing №										
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄	N ₅	N ₆	N ₇	N ₈	N ₉	N ₁₀	N ₁₁
V[mm/s]	0,414	1,086	1,224	1,967	2,548	2,391	0,819	2,139	1,438	4,597	1,688
H[mm/s]	0,795	1,042	1,707	1,025	2,511	1,710	0,806	2,389	3,172	13,47	13,64
A[mm/s]	1,181	0,668	1,887	2,558	2,558	2,088	1,620	2,722	3,881	2,558	2,832

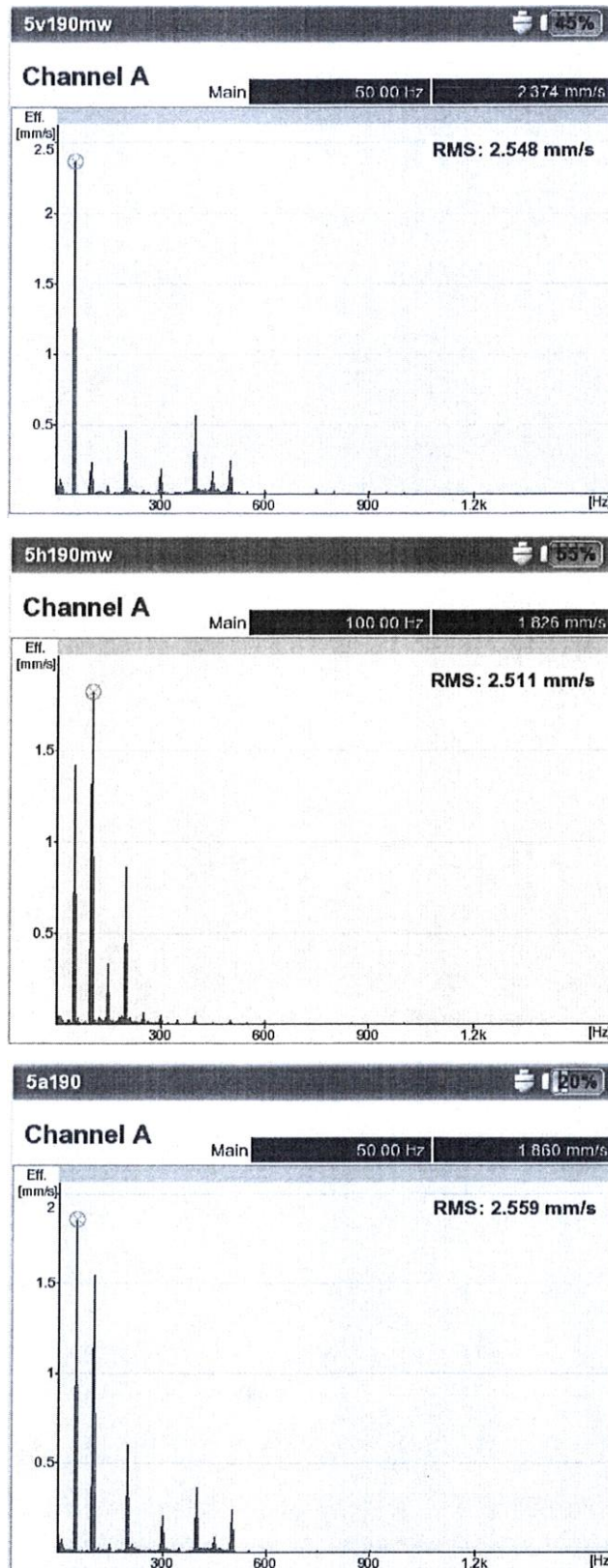
Iz tabele 5.6. može se zaključiti da je na pojedinim mernim mestima posle povećanja opterećenja došlo do povećanja, a na nekim mestima do smanjenja brzine vibracija. Kritična mesta su N₁₀ (H i V) i N₁₁ (H) (prema ISO 10816-2), te zato treba pristupiti balansiranju.

[188] SPEKTRA Schwingungstechnik und Akustik GmbH Dresden Heidelberger, Dresden (Protokol br. 51/28.07.2015, for vibration analysis)



Slika 5.16. Dijagram Amplituda-Frekvencija za merno mesto br. 5 (V, H, A) pri 175 MW [188]

[188] SPEKTRA Schwingungstechnik und Akustik GmbH Dresden Heidelberger, Dresden (Protokol br. 51/28.07.2015, for vibration analysis)



Slika 5.17. Dijagram Amplituda-Frekvencija za merno mesto br. 5 (V, H, A) pri 190 MW [188]

[188] SPEKTRA Schwingungstechnik und Akustik GmbH Dresden Heidelberger, Dresden (Protokol br. 51/28.07.2015, for vibration analysis)

5.13. Merenje vibracija na hidroturbini

Uzroci vibracija hidrogeneratora

Vibracije osnovnih sklopova hidrogeneratora izazivaju promenljive sile i opterećenja koje se javljaju u toku pogona i u zavisnosti od režima rada, kako je to dato u nastavku (na slikama i u tabelama).

Pojava i promena vibracija u zavisnosti od režima rada

U slučaju idealno izrađenog i montiranog agregata, na sklopove generatora deluju elektromagnetne periodične sile privlačenja od 100 Hz i čije su amplitude veoma male.

Međutim, u stvarnosti generatori su montirani sa određenim dozvoljenim odstupanjima, što praktično znači pojavu određenih asimetrija i narušavanja ravnoteže, što dovodi i do pojave određenih sila i vibracija. Pošto su dozvoljena odstupanja mala, sile koje se javljaju su male, a samim tim i amplitude vibracija izazvane tim silama.

Za dijagnostiku o stanju generatora bitno je praćenje promena vibracija polne učestanosti i vibracija obrtne učestanosti.

Vibracije polne učestanosti

Vibracije jezgra polne učestanosti ($2f = 100$ Hz) su uvek prisutne na statoru generatora i posledica su promene sila privlačenja između statora i rotora kada je mašina pobuđena.

Ukoliko nema otkaza na opremi ove vibracije su male amplitude. Vibracije jezgra učestanosti od 100 Hz mogu da se pojave i kao posledica loše izabrane šeme namotaja.

Povećane vibracije jezgra polne učestanosti javljaju se u slučajevima kada dolazi do slabljenja kompaktnosti spojeva jezgra statora

Niskofrekventne vibracije

Niskofrekventne vibracije statora generatora predstavljaju više harmonijsko pomeranje sa osnovnom učestanošću koja je jednaka sa učestanošću obrtanja rotora. Osim harmonika osnovne učestanosti, bitan je harmonik drugog i po neki put harmonik trećeg reda.

Osnovni izvor niskofrekventnih vibracija je nesimetrija rotora.

Uzrok niskofrekventnih vibracija može da bude i kratak spoj u namotaju polova rotora.

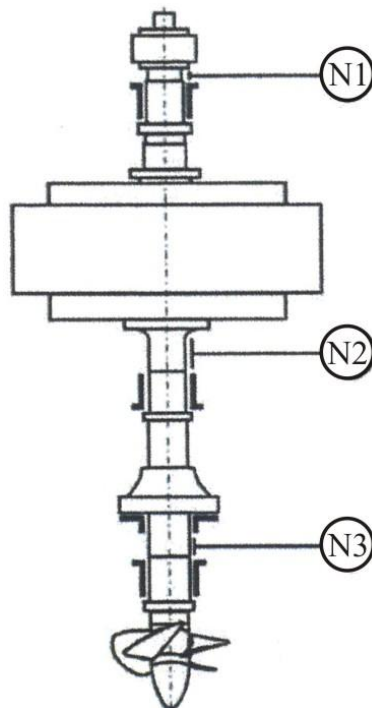
Identifikacioni podaci, oznake, merna mesta i merne tačke

Primarni cilj ispitivanja hidroagregata je ocena dinamičkog stanja u eksploataciji.

1. Ispitivanja vibracionih parametara:
 - Relativne vibracije vratila rotora
 - Orbite relativnih pomeranja ose vratila u eksploataciji
 - Promene položaja orbita u eksploataciji
 - Položaji ose vratila tokom eksploatacije
 - Aproksimacija kinetičke linije rotora
 - Parametri rotora u prelaznim režimima
2. Validacija rezultata ispitivanja:
 - Validacija vibracija vratila rotora u skladu sa ISO 7919-5:2005

3. Identifikacija dinamičkog stanja
4. Procena sigurnosti funkcionisanja.

Ispitivanje je izvršeno na Kaplan-ovoj turbini vertikalnog tipa. Merenja su izvršena na 3 merna mesta (N1, N2 i N3; slika 5.18.) pomoću beskontaktnih senzora, postavljena u paru pod 90° na svakom mernom mestu.



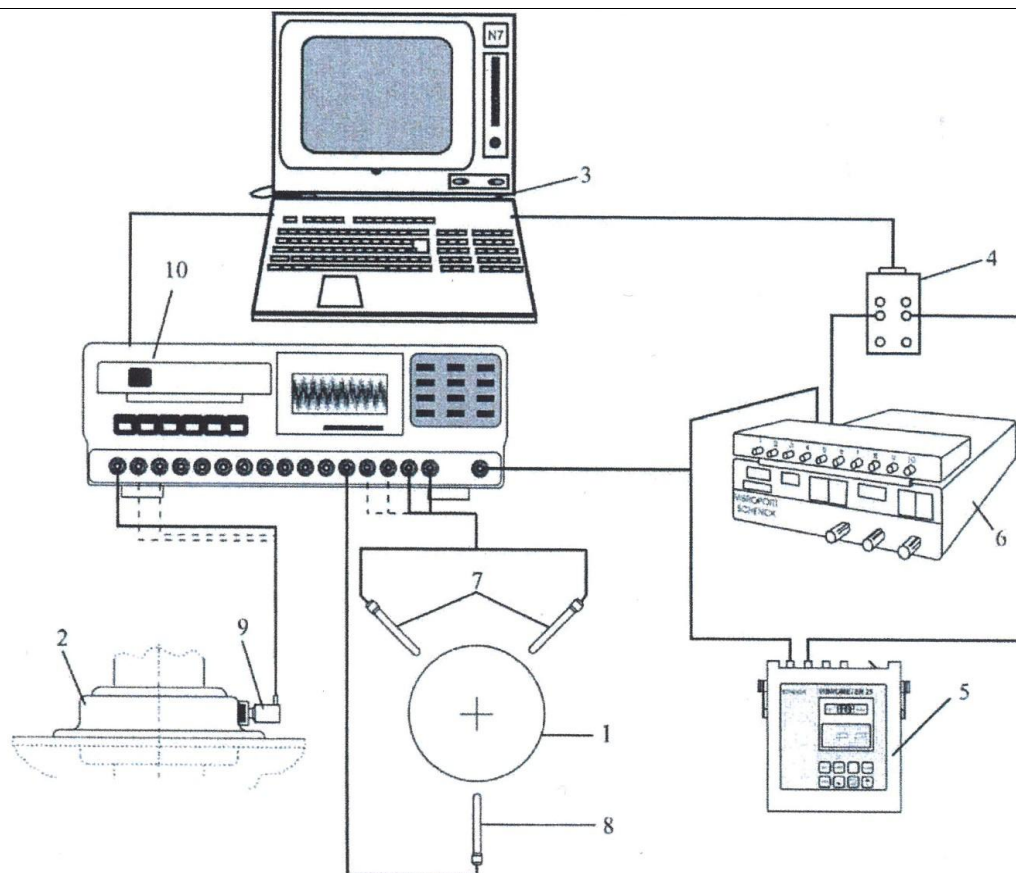
Slika 5.18. Šematski prikaz mernih mesta na hidroturbini u HE Gazivode

Ovde su dati spektralni i vremenski zapisi relativnih pomaka ose vratila simultano snimljeni pomoću dva beskontaktna senzora u zoni vodećeg ležaja turbine (oznaka mernog mesta N1), u zoni donjeg vodećeg ležaja sinhronog generatora (oznaka mernog mesta N2) i pomoću dva beskontaktna senzora u zoni gornjeg vodećeg ležaja (oznaka mernog mesta N3). Signali su identifikovani i obrađeni u skladu sa grupom standarda ISO 7919, posebno sa ISO 7919-1:1996 i ISO 7919-5:2005 [105, 194].

[105] ISO 7919-5:2005, Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by measurement on rotating shaft-Part 5

[194] Studija: Monitoring hidroagregata sa elementima za dijagnostiku, Institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2012.

Identifikacioni podaci mernog lanca
Merni lanac za ispitivanje vibracija, ISO 10816/ISO 10817/ISO 7919 [97]



Slika 5.19. Šematski prikaz mernog lanca (HE Gazivode)

Oznake na slici 5.19. su:

1. Objekat ispitivanja, vratilo rotora
2. Objekat ispitivanja, kućište ležaja
3. Dynamic Signal Analyzer, National Instruments,
4. Switch, National Instruments,
5. Vibromer, Carl Schenck AG,
6. Vibroport, Carl Schenck AG,
7. Non-contact senzor, Carl Schenck,
8. Indikator broja obrtaja, Carl Schenck,
9. Kontakti senzor, Carl Schenck AG,
10. 14 Channel Data Recorder, KYOWA,

Na slici 5.19. prikazan je tok merenja ispitivanja vibracije. Signal koji se dobija od beskontaktnih senzora šalje se preko 14 kanalnog rekordera u vibrometar, koji pretvara taj signal pa se prosleđuje do analizatora. Signal koji se dobija od indikatora broja obrtaja, prosleđuje se preko 14 kanalnog rekordera do vibroporta, koji pretvara taj signal i prosleđuje ga analizatoru.

[97] International Standard of Organization ISO 18017-1:1998, measuring instruments and test equipment, ISO standard, 1998.

Tabela 5.7. Prikaz identifikacionih podataka hidroturbine i metode ispitivanja [100]

IDENTIFIKACIONI PODACI

Naručilac	Korisnik	Objekat ispitivanja	
		<i>Lokacija:</i>	
		<i>Postrojenje:</i>	
Podaci o objektu i ispitivanju			
Identifikacioni i tehnički parametri			
<i>Pogonski deo</i>		<i>Radni deo</i>	
<i>Naziv:</i> Hidro turbina		<i>Naziv:</i>	
<i>Proizvođač:</i>		<i>Proizvođač:</i>	
<i>Tip/Serijski broj:</i>		<i>Tip/Serijski broj:</i>	
<i>Instalisana snaga/Br obrta</i>		<i>Instalisana snaga/Br obrtaja:</i> 30.000 kVA/150 min ⁻¹	
Podaci o realizovanom ispitivanju			
Metode ispitivanja i zahtevi kvaliteta			
<i>Ispitivani parametar</i>	<i>Merena veličina</i>	<i>Vrsta ispitivanja</i>	<i>Uslovi u toku ispitivanja</i>
<i>Pomak, μm:</i>	<i>Magnituda</i>	<i>Nivo vibracija:</i> ■	<i>Pogonska stanja</i>
<i>Brzina, ms⁻¹:</i>	- rms: ■	<i>Frekventna analiza:</i> ■	- prazan hod: ■
<i>Ubrzanje, ms⁻²:</i>	- Op: ■	<i>Fazna analiza:</i> □	- opterećeno: ■
<i>Fazni ugao, rad:</i>	- pp: ■	<i>Vremenska analiza:</i> ■	- samostalan rad: □
<i>Podaci o mernom lancu</i>		<i>Dok. sistema kvaliteta</i>	
<i>Analizator dinamičkog signala</i>		<i>Planovi ispitivanja</i>	
<i>Proizvođač:</i>		Eksploatacioni uslovi	
<i>Beskontaktni senzori</i>		- stacionarni: ■	
		- prelazni: ■	
<i>Kontaktne senzori</i>		Temeljenje	
		- kruto: ■	
		- elastično: □	
		Frekvencijski opseg	
		- <i>Vibracioni parametri</i>	
		min f: 1 Hz	
		max f: 2.000/250 Hz	
<i>Procena nesigurnosti merenja</i>		<i>Parametri okruženja</i>	
<i>Greške merenja od opreme</i>		- temperatura +20 °C	
<i>magnituda, vibracije:</i> ne veća od 5%		- vibracije: ≤0,01 mm/s	
<i>frekvencija:</i> ne veća od 2,50/0,16 Hz			
<i>Greške merenja od uticaja okoline</i>			

U tabeli 5.7. dat je primer obrasca koji se može koristiti u svim slučajevima merenja vibracija na hidroturbinama (primer HE Gazivode)

TITOVİ ZAVODI LITOSTROJ; Ljubljana; Jugoslavija

Godina 1978; broj P35655

Tip turbine F1,38/230-16

Konstruktioni pad 87 m

Protok 21,3 m³/sec

Snaga turbine 16675 kW × 2

Broj okretaja 7,13 s⁻¹

Pobeg 15,25 s⁻¹

[100] ISO 10816-1:1995, Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by measurement on non-rotating parts-Part 1: General guidelines

Rezultati ispitivanja relativnih vibracija vratila rotoraTabela 5.8. – Tabelarni prikaz relativnih pomeranja ose vratila, $N_{(p-p)}$ (opseg 1-200 Hz) (slika 5.18.)

Relativne vibracije vratila rotora									
Tabelarni prikaz rezultata ispitivanja									
Relativna pomeranja ose vratila, $N_{(p-p)}$ μm (opsseg 1 – 200 Hz)									
Pravac	Pogonski deo			Radni deo					
	Merna mesta								
	$N_1, \mu\text{m}$		Zahtev	$N_2, \mu\text{m}$		Zahtev	$N_3, \mu\text{m}$		Zahtev
	Mereni			Mereni			Mereni		
$N_{(p-p)}$	$N_{(p-p)\text{max}}$		$N_{(p-p)}$	$N_{(p-p)\text{max}}$		$N_{(p-p)}$	$N_{(p-p)\text{max}}$		
<i>Pogonsko stanje 00.000, hladno stanje</i>									
R1	142	167	□	34	40	□	156	182	□
R2	143			40			147		
<i>Pogonsko stanje 01.000, hladno stanje</i>									
R1	152	179	□	46	55	□	159	180	□
R2	153			54			150		
<i>Pogonsko stanje 11.025, hladno stanje</i>									
R1	248	275	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	43	59	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	157	186	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515
R2	260			57			157		
<i>Pogonsko stanje 11.050, hladno stanje</i>									
R1	176	189	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	43	54	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	158	183	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515
R2	178			53			150		
<i>Pogonsko stanje 11.075, hladno stanje</i>									
R1	202	216	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	41	54	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	163	180	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515
R2	197			53			149		
<i>Pogonsko stanje 11.100, hladno stanje</i>									
R1	283	283	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	43	52	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	166	178	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515
R2	253			51			146		
<i>Pogonsko stanje 11.100, toplo stanje</i>									
R1	140	154	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	43	53	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515	163	177	zona A \leq 155 zona B \leq 255 zona C \leq 515
R2	116			51			144		

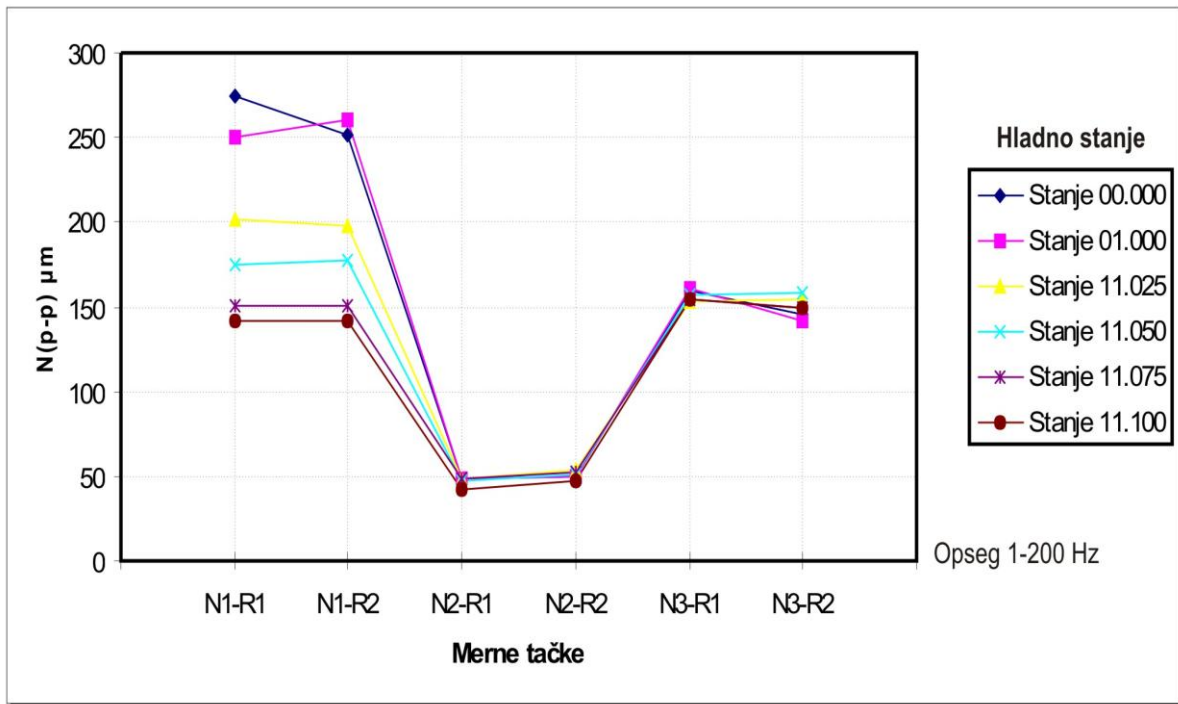
Značenja usvojenih simbola:

↓ – nedostatak podatka i/ili nepristupačnost mernog mesta;

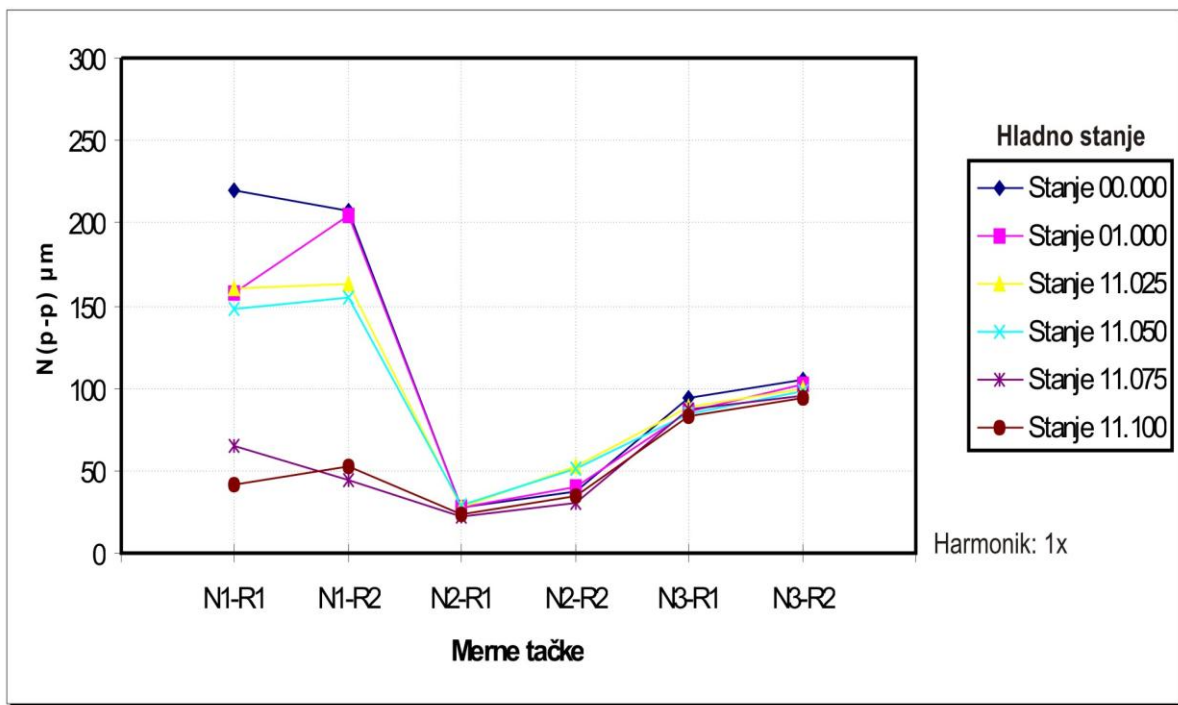
⊗ – naznačena aktivnost nije predmet ispitivanja;

□ – podatak i/ili parametar nije definisan;

Grafički prikaz rezultata ispitivanja (slika 5.18)
 Relativna pomeranja ose vratila, $N_{(p-p)}$ μm

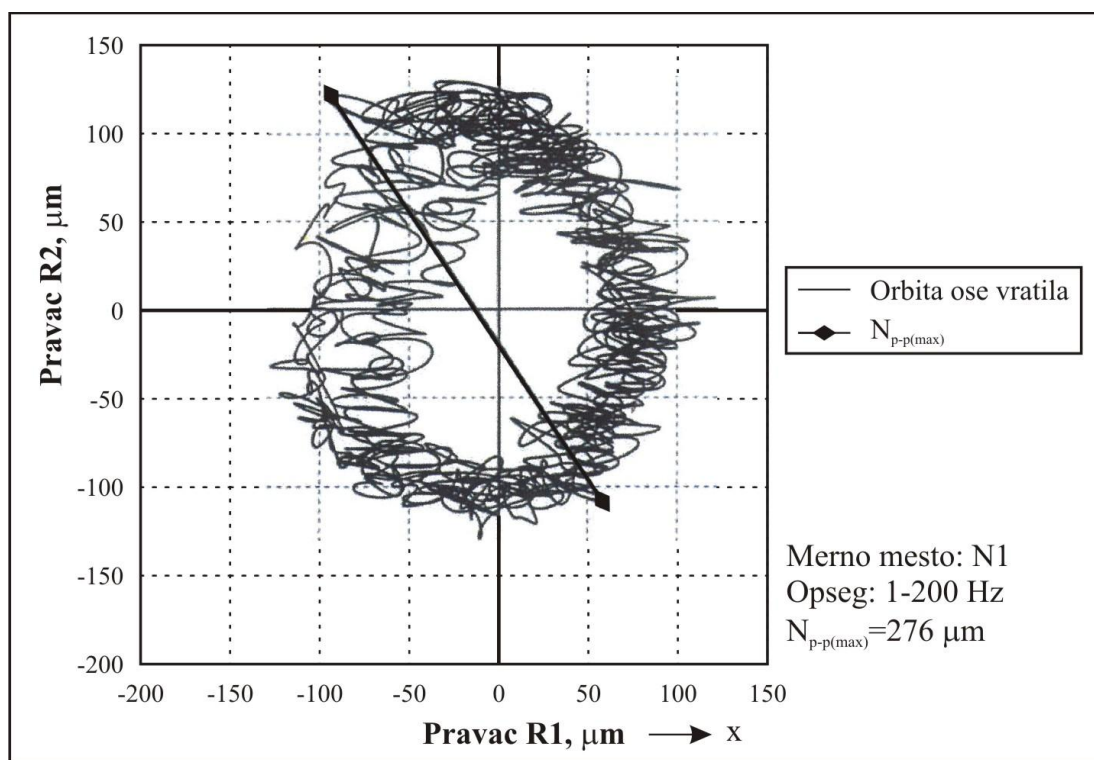


Slika 5.20. Relativna pomeranja ose vratila $N_{(p-p)}$, u svim stanjima opterećenja, opseg 1-200 Hz

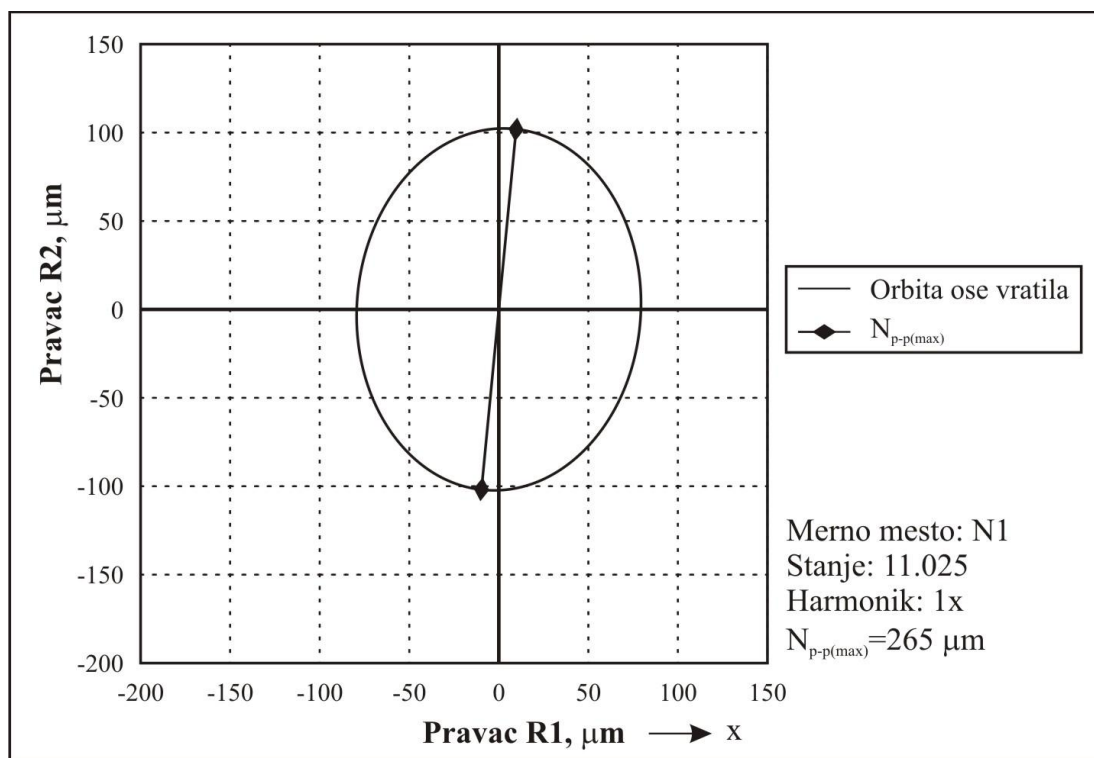


Slika 5.21. Relativna pomeranja ose vratila $N_{(p-p)}$, u svim stanjima opterećenja, Harmonik 1x

Merno mesto N1, pogonsko stanje, hladno stanje

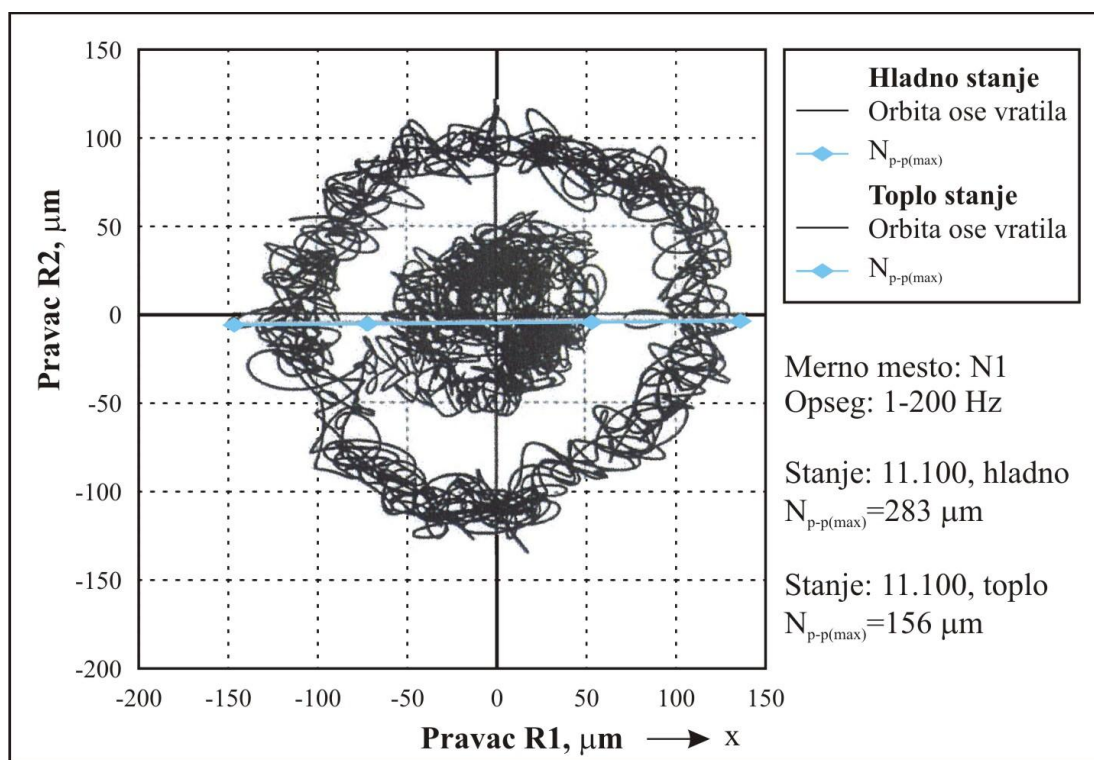


Slika 5.22. Orbite relativnih pomeranja ose vratila za merno mesto N1, pogonsko stanje, hladno stanje, opseg 1-200 Hz

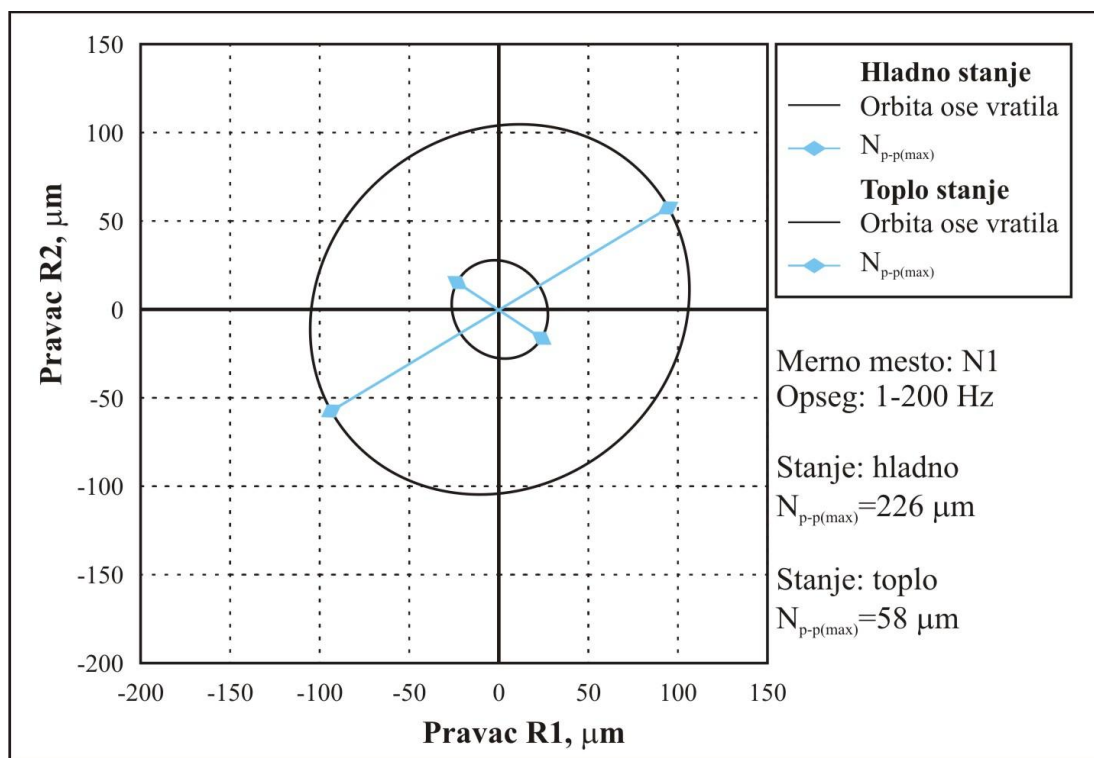


Slika 5.23. Orbite relativnih pomeranja ose vratila za merno mesto N1, pogonsko stanje, hladno stanje, Harmonik 1x

Merno mesto N1, pogonsko stanje 11.100, hladno/toplo stanje



Slika 5.24. Orbite relativnih pomeranja ose vratila za merno mesto N1, pogonsko stanje, hladno/toplo stanje, opseg 1-200 Hz

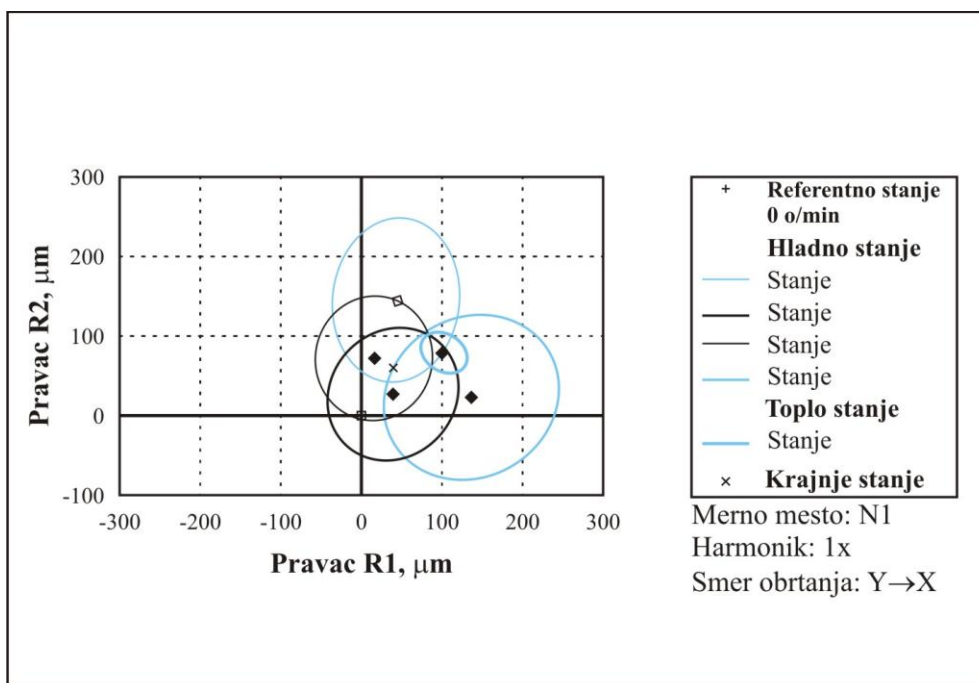


Slika 5.25. Orbite relativnih pomeranja ose vratila za merno mesto N1, pogonsko stanje, hladno/toplo stanje, Harmonik 1x

Promene položaja orbita u eksploataciji

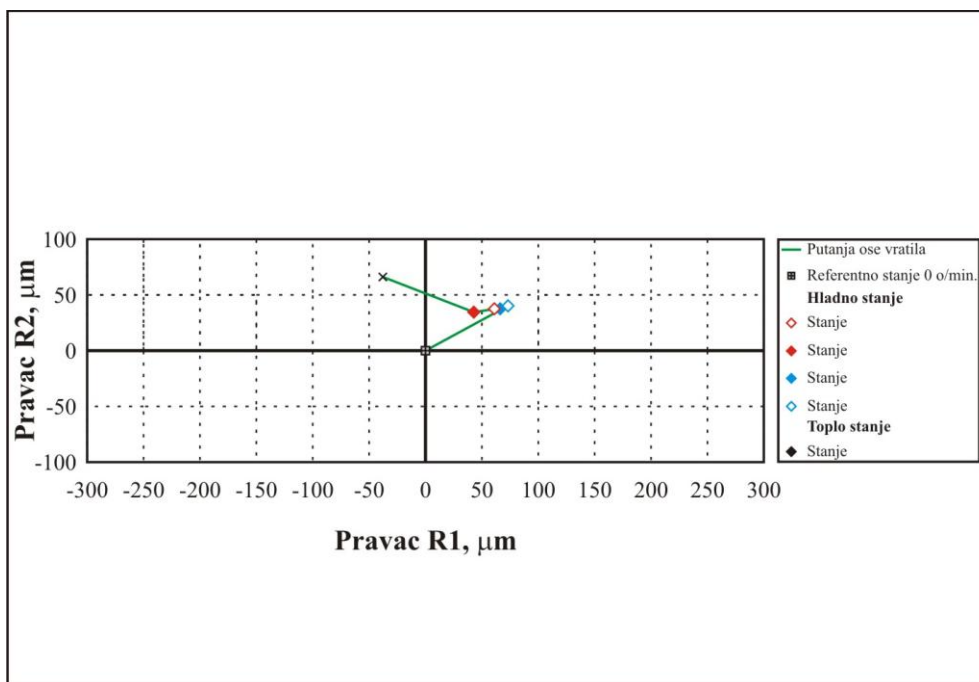
Grafički prikaz rezultata ispitivanja

Merno mesto N1



Slika 5.26. Promena položaja orbita u eksploataciji, merno mesto N1, kroz sva stanja opterećenja, hladno/toplo stanje, Harmonik 1x

Merno mesto N2, pomeranja ose vratila pri različitim režimima rada



Slika 5.27. Pomeranje ose vratila pri različitim režimima rada, merno mesto N2, kroz sva stanja opterećenja, hladno/toplo stanje

Analiza dobijenih rezultata

Tabela 5.9. Validacija rezultata ispitivanja u skladu sa ISO 7919

Validacija rezultata ispitivanja			
Relativne vibracije vratila rotora			
Zone vibracija u skladu sa ISO 7919 [105]			
Pogonska stanja	Relevantni delovi ispitivanog uređaja		Zapažanja
	Pogonski deo	Radni deo	
	Zone vibracija u skladu sa ISO 7919-5:2005		
Hladno stanje			
00.000	□	□	Zona A – Vibracije karakteristične za nove ili servisirane mašine. Zona B – Vibracije karakteristične za mašine koje mogu biti u dugotrajnoj eksploataciji bez ograničenja. Zona C – Vibracije karakteristične za mašine koje ne mogu ostati u dugotrajnoj eksploataciji. Zona D – Vibracije karakteristične za mašine kod kojih je znatno smanjena sigurnost i pouzdanost u radu.
01.000	□	□	
11.025	C	B	
11.050	B	B	
11.075	B	B	
11.100	C	B	
Toplo stanje			
11.100	A	B	

Značenja usvojenih simbola:

↓ – nedostatak podatka i/ili nepristupačnost mernog mesta;

⊗ – naznačena aktivnost nije predmet ispitivanja;

□ – podatak i/ili parametar nije definisan;

Zaključci i dijagnostički nalaz

Status kvaliteta i identifikovane neusaglašenosti

Status kvaliteta ispitivanih delova/sklopova**a) Vratilo rotora hidroagregata**

Pogonski deo agregata, merno mesto N1

- Vibraciono stanje usaglašeno sa zahtevima kvaliteta standarda ISO 7919-5:2005, Annex A, Figure A.2.

Radni deo agregata, merna mesta N2 i N3

- Vibraciono stanje usaglašeno sa zahtevima kvaliteta standarda ISO 7919-5:2005, Annex A, Figure A.2.

Identifikovane neusaglašenosti, simptomi i indicije*

- U gotovo svim pogonskim stanjima kod vratila rotora prisutni simptomi „kolena“.

* Neusaglašenosti, simptomi i indicije dati u skladu sa SRPS ISO/IEC 17025:2006, tačka 5.10.5.

Procena sigurnosti i predlozi za poboljšanje***b) Procena sigurnosti funkcioniranja hidroagregata**

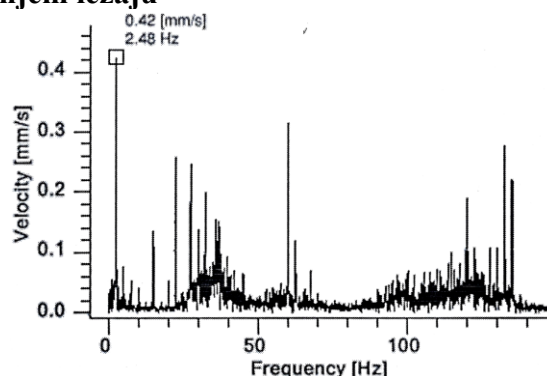
Na osnovu rezultata ispitivanja dinamičkog stanja ležajeva i vratila rotora u eksploataciji sledi da su ispunjeni potrebni uslovi u skladu sa zahtevima ISO 7919-5:2005 za trajni pogon ispitivanog uređaja, hidro-agregata.

[105] ISO 7919-5:2005 Mechanical vibration-Evaluation of machine vibration by measurement on rotating shafts-Part 5

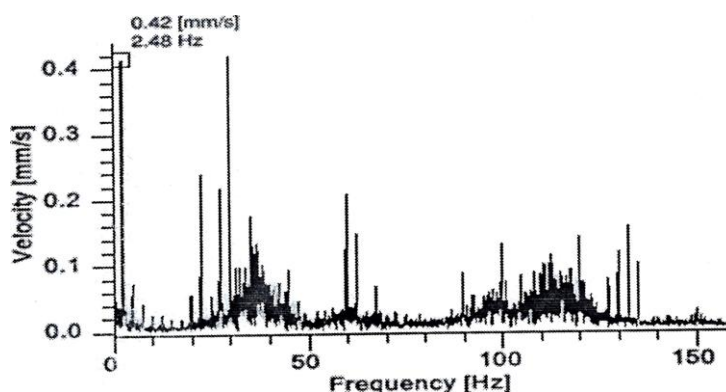
c) Predlozi za poboljšanje identifikovanog stanja

1. Izvršiti analizu gradijenta smanjenja snage u cilju korekcije histerezijskih vibracija vratila.
2. Izvršiti inspekcijski pregled i po potrebi korekcije na segmentima nosećeg ležaja.
3. Izvršiti inspekcijski pregled i po potrebi korekcije na spojnici uključujući i kontrolu zavrtanjskih veza.
4. U narednom remontu planirati kontrolu saosnosti turbinskog ležaja u odnosu na generatorske vibracije na ležajima hidroelektrane Gazivode.

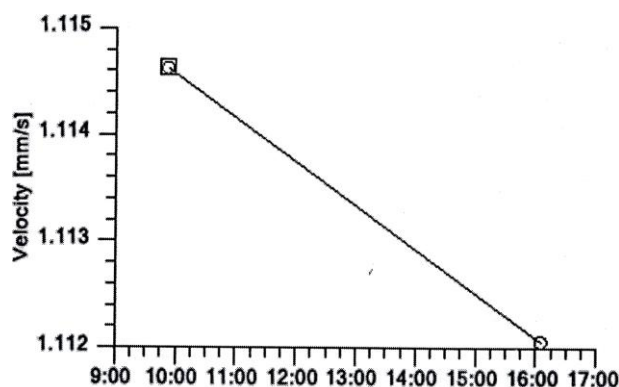
Ovde su dati spektralni prikazi apsolutnih vibracija na ležajevima hidroturbina Gazivode (merenje izvršeno u martu 2016. godine; merenje izvršeno instrumentom PRUFTECHNIK AG VIBROCORD – Omitrend 1.60).

d) Vibracije na gornjem ležaju

Slika 5.28. Spektralni prikaz apsolutnih vibracija sa ležaja u x-pravcu HE Gazivode

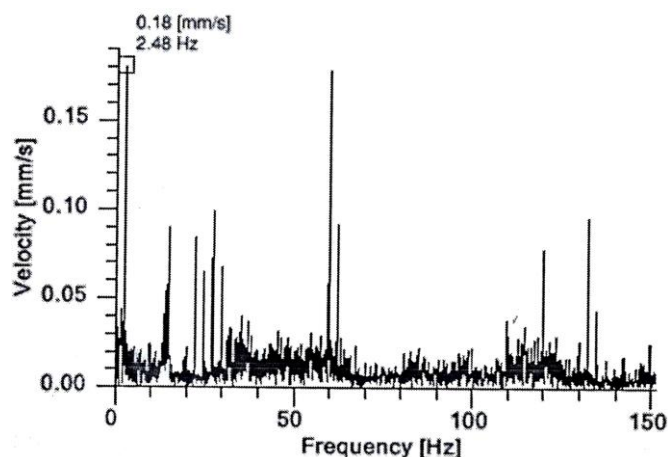


Slika 5.29. Spektralni prikaz apsolutnih vibracija sa ležaja u z-pravcu HE Gazivode



Slika 5.30. Ukupni nivo vibracija, mereno na ležaju u y-pravcu HE Gazivode

Vibracije na donjem (vodećem) ležaju



Slika 5.31. Spektralni prikaz vibracija sa nosećeg ležaja u z-pravcu

U sledećim tabelama date su apsolutne vibracije na ležajevima hidroagregata (prazan hod) (tabela 5.10.), vibracije generatorskog nosećeg ležaja (tabela 5.11.), vibracije turbinskog vodećeg ležaja (tabela 5.12.).

Tabela 5.10. Apsolutne vibracije na ležajevima hidroagregata (prazan hod)

Ležaj	Pravac – x				Pravac – y				Pravac – z						
	$\sum v_{RMS}$ [mm/s]	1X	2X	Faz 1x	Faz 2x	$\sum v_{RMS}$ [mm/s]	1X	2X	Faz 1x	Faz 2x	$\sum v_{RMS}$ [mm/s]	1X	2X	Faz 1x	Faz 2x
N1	0.48	0.34	0.08	-	-	0.47	0.51	-	-	-	0.56	0.52	-	-	-
N2	0.39	0.42	0.09	-	-	0.26	0.25	-	-	-	0.49	0.40	-	-	-
N3	0.58	0.29	0.06	-	-	0.29	0.30	-	-	-	0.62	0.50	-	-	-

Tabela 5.11. Vibracije generatorskog nosećeg ležaja Arms (mm/s)

Merna mesta	Anlx	Anly	Anlz
1	2,85	2,02	0,39
2	2,98	2,06	0,36
3	2,99	2,07	0,33
4	2,80	1,99	0,39
5	2,73	1,85	0,41

Tabela 5.12. Vibracije turbinskog vodećeg ležaja Arms (mm/s)

Merna mesta	Anlx	Anly
1	0,51	0,41
2	0,50	0,41
3	0,49	0,47
4	0,56	0,49
5	0,59	0,51

Na prethodnim slikama pokazan je način i vrsta merenja vibracija u okviru razvijenog integrisanog modela održavanja. Naravno da suština ove disertacije (prema nazivu disertacije) nije način i vrsta merenja vibracija već razvijanje i primena integrisanog modela održavanja sa 7 podmodela, a u okviru toga je obuhvaćeno i merenje vibracija.

5.14. Dijagnostika vibracionog stanja hidroturbina primenom metoda veštačke inteligencije

Prilikom rada hidroagregata, a usled oštećenja i poremećaja u radu turbine, generatora i elektroenergetskog sistema, dolazi do vibracija koje mogu dovesti do poremećaja stabilnog rada hidroagregata, a takođe i do većih oštećenja i havarija.

Da bi se pravovremeno otkrili uzroci koji dovode do poremećaja posmatraju se određene dinamičke veličine kao što su: apsolutne vibracije, relativne vibracije vratila, pulsacije pritisaka i aksijalne sile u različitim režimima rada hidroagregata. Na osnovu ovih dinamičkih veličina vrši se sagledavanje i ocenjuje se opšte dinamičko stanje hidroagregata i to se vrši u periodičnim vremenskim razmacima.

Presudan uticaj na dinamičko ponašanje hidroturbine, a time i hidroagregata imaju relativne vibracije vratila u zoni turbinskog ležaja, pa se ocena dinamičkog ponašanja može vršiti na bazi merenja ovih vibracija. Do ocene se dolazi na osnovu teorije vibracija na bazi koje se prave monogrami koji su osnov za dijagnostiku vibracionog stanja.

Postojeća metodologija dijagnosticiranja podrazumeva posedovanje specijalizovane opreme za merenje vibracija i njihovu obradu, kao i angažovanje specijalista. Ovim resursima ne raspolažu hidroelektrane već određene institucije.

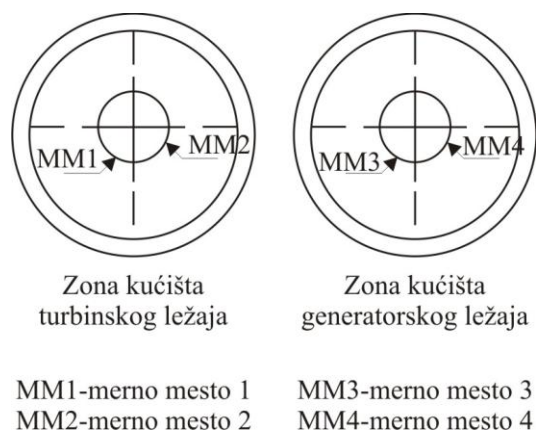
Zbog značaja problema potrebno je omogućiti da hidroelektrane poseduju odgovarajuću opremu i znanje. Realizaciju takve potrebe moguće je ostvariti primenom metoda veštačke inteligencije.

Ekspertni sistem za ocenu vibracionog stanja hidroturbina predstavlja doprinos boljem ovladavanju stručnim znanjem u oblasti proizvodnje električne energije. Razvijeni ekspertski sistem „TURBO“ omogućava da u hidroelektranama koje nemaju specifičnu opremu i stručnjake za ocenu stanja i kvaliteta rada sa stanovišta oštećenja i poremećaja koji proizvode vibracije, mogu sa jednostavnijom opremom i ekspertskim sistemom da pravovremeno dijagnosticiraju dinamičke poremećaje i na osnovu njih da donose odluke o nedozvoljenim režimima rada i o potrebnim remontima postrojenja [4].

Prema teoriji vibracija konstatuje se da izvori vibracija mogu biti različitog porekla i to: od strane turbine, a to su: debalans masa, pulsacije pritisaka, asimetrija sprovodnog aparata itd; od strane generatora su: debalans masa, stanja ležajeva, centričnost, stanje namotaja itd; a od strane elektroenergetskog sistema su: kratki spojevi, nesimetrija itd.

Da bi se izvršila dijagnostika stanja relativne vibracije vratila su snimana u dve horizontalne ravni locirane u zoni kućišta turbinskog ležaja i u zoni donjeg generatorskog ležaja, kao na slici 5.32. Snimanja su vršena u pravcu toka vode i pravcu normalnom na tok vode.

[4] Adamović, Ž., Ilić, B., Vulović, S., Stanković, N., Vulović, M., Tehnička dijagnostika elektrana i toplana, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2014 (ISBN 978-86-83701-33-9)



Slika 5.32. Merna mesta za snimanje vibracija

Procedura ocene odvija se u dve faze:

- zapisivanje analognih mernih veličina na magnetni medijum i
- obrada u vremenskom i frekventnom domenu.

Za merenje i snimanje relativnih vibracija vratila hidroturbina korišćene su četiri identične linije beskontaktnog davača sa performansama baziranim na induktivnom principu. Snimanje relativnih vibracija (registracija) je izvedeno simultanim zapisivanjem više mernih veličina na magnetnoj traci.

Da bi se obezbedila dovoljna statistička izražajnost, snimanje vremenskih zapisa je referisano u vremenu od 10 minuta, za svaki od ustaljenih režima pojedinačno, pri čemu je svaku promenu parametara režima pratio period stabilizacije od 5 minuta, a nakon čega su zapisivani signali. Snimljeni signali su se kasnije obrađivali korišćenjem FFT digitalnih analizatora.

Rezultati obrade snimljenih signala u ustaljenim režimima rada dati su paralelno u vremenskom i frekventnom domenu. Relativne vibracije vratila su referisane u vremenskom intervalu 0-2 sec. Takođe, pored vremenskih funkcija data je i orbitna trajektorija kretanja ose vratila za prikazani ustaljeni režim rada, (slika 5.33.).

Za vremenski domen granice su uzete tako da daju vizuelnu predstavu o karakteru samih signala, dok su granice frekventnog opsega određene samim prisustvom stvarnih komponenti. Frekventni spektar je dat u opsegu 0-80 [Hz]. Vremenska funkcija daje vizuelan karakter relativnog pomeranja vratila u odnosu na kućište pripadajućeg ležaja i pogodna je za statističku ocenu njegovog ukupnog pomeranja. Frekventni spektar sadrži informacije o frekventnom sadržaju snimljenih signala. U dosta širokom frekventnom opsegu je prethodno za svako merno mesto utvrđen interval komponenti od praktičnog interesa, a na osnovu toga su i određene gornje granice.

One u sebi najčešće sadrže osnovne komponente mehaničkog porekla [19]:

1. komponenta po broju obrta obrtnog kola ($n=250$ [1/min]):

$$f_0 = n/60 = 250/60 = 4,166[\text{Hz}]$$

2. viši harmonici komponente po broju obrta obrtnog kola ($n=250$ [1/min]):

$$kf_0 (k = 2,3,4,5,\dots) = 8,33[\text{Hz}]/12,5[\text{Hz}]/16,66[\text{Hz}]/20,8[\text{Hz}]/$$

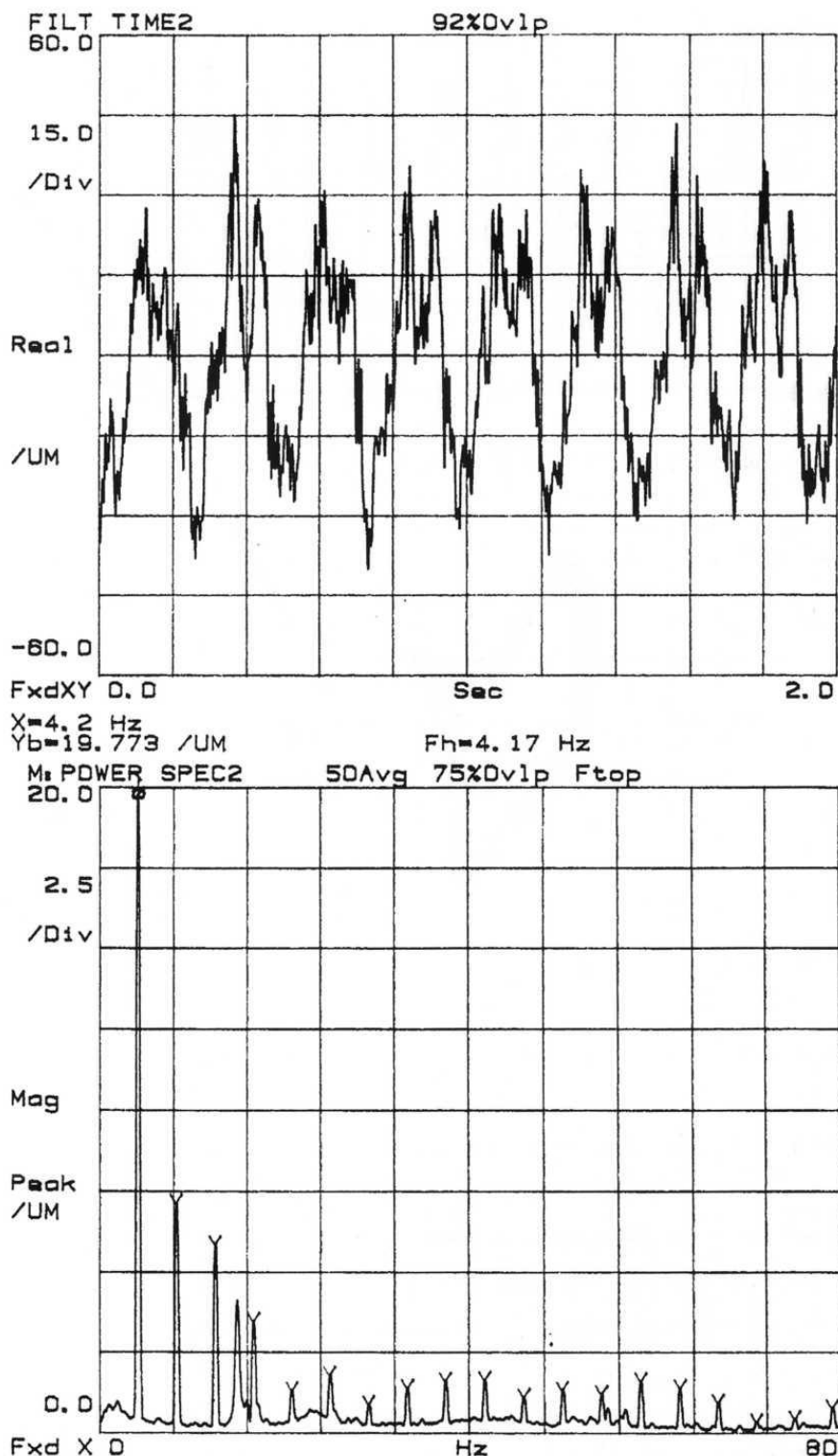
3. komponenta po broju lopatica radnog kola ($z_{rk} = 13$):

$$f_1 = nz_{rk}/60 = 4,166 \times 13 = 54,16[\text{Hz}]$$

[19] Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Model dijagnostičkog održavanja, XI Konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka banja, 2015, (ISBN 978-86-83701-32-2)

4. komponenta po broju lopatica sprovodnog aparata ($z_{sa} = 20$)

$$f_2 = nz_{sa}/60 = 4,166 \times 20 = 83,3 [Hz]$$



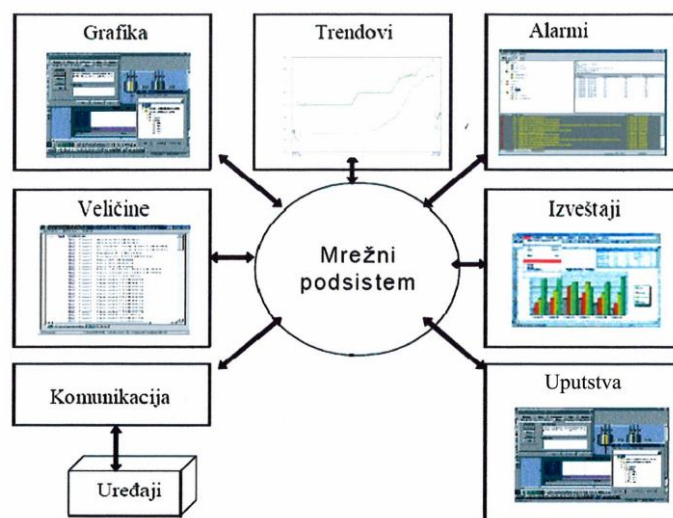
Slika 5.33. Vremenske funkcije a) za MM1 i c) za MM2 i orbitni dijagram b) relativnih vibracija vratila hidroturbine, pri čemu je hidroagregat na mreži sa $P_a=82$ [MW], $P_r=20$ [MVar], a otvor sprovodnog aparata je 69%

5.15. Dijagnostika opreme u hidroelektranama integrisana u SCADA sisteme

1. Konceptija SCADA sistema

Konceptija tradicionalnih SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) je proširena EMS (Energy Management System) i DMS (Distribution Management System) sistemima, koji pretpostavljaju koncept distribuiranih kontrolnih centara (DCS – Distributed Control Systems) u integrisanom mrežnom okruženju. Ovaj servis karakteriše prenos podataka u realnom vremenu i van realnog vremena – prenos pogonskih podataka. Daljinski nadzor predstavlja, već odavno, usvojen pristup u praćenju proizvodnih i radnih parametara u elektranama. Sistemi daljinskog nadzora se projektuju da mogu da prate različite fizičke procese [315].

Arhitektura SCADA sistema se vremenom menjala u skladu sa razvojem i promenama savremenih računarskih i TK tehnologija, tako da savremeni SCADA sistemi, za razliku od prethodnih centralizovanih i distribuiranih arhitektura, podržavaju otvorenu arhitekturu, standarde i protokole. Zadržana je dobra praksa podeljenih funkcija među umreženim serverima, ali je LAN (Local Area Network) proširena na WAN (Wide Area Network) mreže (slika 5.23.). Korišćenje otvorenih standarda omogućuje nezavisnost od proizvođača opreme. Doprinos treće generacije SCADA sistema je upotreba IP protokola za komunikaciju između centralnih i udaljenih telemetrijskih stanica što otvara mogućnost podele funkcije komunikacionog servera na više računara [315].



Slika 5.34. Mrežna arhitektura SCADA sistema

2. SCADA sistem hidroelektrane

U hidroelektrani SCADA sistemom se vrši nadzor elektroenergetskih postrojenja na tri lokacije: dve hidroelektrane sa 10 hidroagregata i razvodnom postrojenju 110 [kV] (RP). Na ovim lokacijama se nalaze tri RTU koji su povezani na SCADA sisteme elektrane i Nacionalnog dispečerskog centra (NDC), a RTU na RP je povezan i na SCADA sistem Regionalnog dispečerskog centra (RDC). U svakoj komandnoj tabli agregata (KTA)

[315] Marković, J., Stojanović, M., „Analysis of remote control service in networks in the power utility environment”, 2011 19th Telecommunications Forum (TELFOR) Proceedings of Papers, 2011.

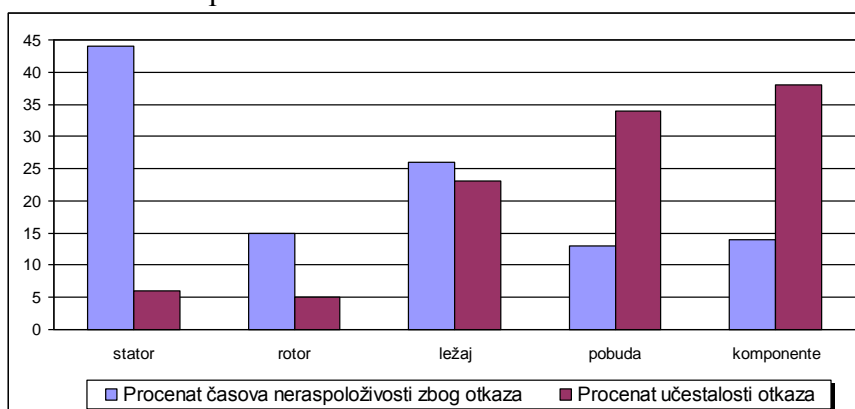
implementiran je PLC (Programmable Logic Controller) i SCADA sistem za lokalni nadzor i upravljanje. U toku je modernizacija sistema daljinskog upravljanja kojom se predviđa da se na SCADA sistem elektrane povežu PLC KTA i PLC u pomoćnim sistemima elektrane i u razvodnim postrojenjima sopstvene potrošnje. Na taj način će se dosadašnja centralizovana akvizicija zameniti distribuiranom. Veza sa NDC-om će biti ostvarena RTU-om koji će preko LAN-a biti direktno povezan sa PLC-ovima KTA i pomoćnih sistema elektrane. PLC KTA će biti povezan na dva SCADA sistema [232, 315].

Veza SCADA sistema na dve hidroelektrane je ostvarena kroz korporativnu mrežu korišćenjem TASE.2 protokola koji pripada standardima iz serije IEC 60870-6 kojima se definišu protokoli za komunikaciju između upravljačkih centara (ICCP – Inter-Control Center Communications Protocol).

5.16. Istraživanje neraspoloživosti hidroturbina

1. Učestalost i tipovi otkaza hidrogeneratora

Na sledećoj slici 5.35. i tabeli 5.13. dati su podaci za hidroelektranu Gazivode, za učestalost otkaza i osnovne tipove otkaza statora.



Slika 5.35. Procentualna zastupljenost časova neraspoloživosti i učestalosti otkaza za različite delove hidrogeneratora sa snagom većom od 20 MVA za period 2013-2016.

Tabela 5.13. Osnovni tipovi otkaza statora hidrogeneratora

Red. broj	Tip otkaza	A	B	Indeks kritičnosti	PP
1.	Slabljenje zaklinjenosti štapova	3	4	12	+
2.	Slabljenje spresovanosti jezgra	2	1	2	
3.	Vibracije glava namotaja	2	2	4	+
4.	Oštećenje izolacije zbog parcijalnih pražnjenja	2	5	10	+
5.	Oštećenje izolacije zbog vibracija lomova zubaca	3	3	9	+
6.	Međufazni kratki spoj	1	2	2	+

[232] Vulović, M., Vulović, S., Adamović, Ž., Pouzdanost i proaktivno održavanje, Naučni skup „Energetska efikasnost“, Beograd, 2015, (ISSN 2334-914X)

[315] Marković, J., Stojanović, M., „Analysis of remote control service in networks in the power utility environment“, 2011 19th Telecommunications Forum (TELFOR) Proceedings of Papers, 2011.

Nastavak tabele 5.13.

7.	Lokalno pregorevanje limova	3	3	9	
8.	Slabljenje elemenata za radijalno učvršćenje	1	2	2	
9.	Slabljenje elemenata za aksijalno učvršćenje jezgara	2	1	2	
10.	Lom glava namotaja	3	2	6	+

LEGENDA:

- Tip otkaza: Osnovni tipovi otkaza u eksploataciji
- A: Učestalost pojave otkaza: 4=često; 3=manje često; 2=retko; 1=vrlo retko
- B: Trošak popravke otkaza u (1.000 USD); 1≤7,5; 2<15; 3<25; 4<50; 5<100; 6>100
- Indeks: (A×B) – u tabeli maksimum iznosi 12
- PP – na otkaz može da ukaže merenje parcijalnih pražnjenja

Za vreme radnog veka generator pretrpi veliki broj ciklusa, grejanje - hlađenje, što je posebno izraženo kod vršnih i reverzibilnih elektranu koje imaju veliki broj startova. Izduženja štapova namotaja pri zagrevanju izazivaju i promene u krutosti sistema za pričvršćenje namotaja što dovodi do izmene uslova za pojavu vibracije štapova. Ha stabilnost sistema učvršćenja takođe utiču i vibracije od tangencionalnih vibracija zubaca, koje izazivaju trošenje i slabljenje klina u utoru.

Ako je zazor između štapa i zida utora dovoljno veliki i ako nije dobro učvršćenje štapa u utoru, javljaju se vibracije. Vibracije su moguće u radijalnom i tangencionalnom pravcu. Mogu da dovedu do mehaničkog oštećenja, a indirektna posledica vibracija je pojava parcijalnog pražnjenja u utoru. Parcijalno pražnjenje u početnom stadijumu predstavlja mikro luk kapacitivne struje, koja se javlja u momentu odvajanja površine sa poluprovodnim premazom od zida utora. Ako ova struja prelazi 0,5 mA dolazi do oštećenja poluprovodnog premaza, i u daljem procesu do oštećenja izolacije štapa.

2. Vibracije polne učestanosti

Vibracije jezgra polne učestanosti ($2f = 100$ Hz) su uvek prisutne na statoru generatora i posledica su promene sila privlačenja između statora i rotora kada je mašina pobuđena.

Ukoliko nema otkaza na opremi ove vibracije su male amplitude. Vibracije jezgra učestanosti od 100 Hz mogu da se pojave i kao posledica loše izabrane šeme namotaja.

Takođe mogu da se pojave i vibracije limova ukoliko dođe do raspresovanosti paketa.

Povećane vibracije jezgra polne učestanosti javljaju se u slučajevima kada dolazi do slabljenja kompaktnosti spojeva jezgra statora [183].

3. Niskofrekventne vibracije

Niskofrekventne vibracije statora generatora predstavljaju više harmonijsko pomeranje sa osnovnom učestanošću koja je jednaka sa učestanošću obrtanja rotora. Osim harmonika osnovne učestanosti, bitan je harmonik drugog i po neki put harmonik trećeg reda.

Osnovni izvor niskofrekventnih vibracija je nesimetrija rotora.

Prvi harmonik vibracija pojavljuje se zbog ekscentriciteta rotora, treći i svi ostali zbog odgovarajuće forme rotora.

Uzrok niskofrekventnih vibracija može da bude i kratak spoj u namotaju polova rotora.

Izvori niskofrekventnih vibracija kod generatora «visećeg tipa» mogu biti mehaničke i hidraulične sile koje deluju preko nosećeg krsta na kućište statora.

[183] Studija: „Implementacija monitoringa parcijalnih pražnjenja kod generatora u elektranama EPS u jedinstveni dijagnostički centar“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2013.

4. Vibracije jezgra statora zbog namotaja statora sa razlomljenim brojem žlebova po polu i fazi

Hidrogeneratori sa velikim brojem polova, tj. sa malom brzinom obrtanja, imaju mali broj žlebova po polu i fazi tako da namoti formiraju značajne više harmonike, kako elektromotornih, tako i magnetnopobudnih sila. Da bi se poboljšala forma tih veličina primenjuje se necelobrojan broj žlebova po polu i fazi ($q = b+c/d$). Pri tome se za jedan isti broj mogu formirati različiti namoti pojedinih faza (tzv. brojni niz) što se odražava na sastav harmonika i u krajnjoj meri na veličinu vibracija statora sa učestanošću od 100 Hz [183]. Ovakvi namoti formiraju polje, odnosno magnetnopobudne sile čija je dužina talasa (po obimu statora) veća od dvostrukog polnog koraka, tj. broj perioda (ili talasa) ovih harmonika po obimu statora iznosi:

$$M = \frac{d + 2k}{d} p, k = 0, 1, \dots$$

pri čemu $d + 2k$ nije deljivo sa 3. Neki od harmonika su direktni, a neki inverzni i formiraju odgovarajuća polja u zazoru mašine. Najmanji broj talasa, što znači i najduži talasi sila, nastaje pri $k = (d-1)/2$ i iznosi:

$$M_{\min} = p/d$$

Ovakva polja sadejstvuju sa poljem rotora i izazivaju sile privlačenja koje prouzrokuju vibracije statora, a mogu imati rezonantni karakter naročito zbog prisustva talasa sila dugačke periode. Te vibracije su bliske učestanosti od 100 Hz i poznati su primeri gde su njihove amplitude iznosile od 80 do 200 μm . Sa porastom opterećenja, amplitude ovih vibracija rastu, a buka se povećava.

U tabeli 5.14. dat je kratak pregled sila i vibracija, koje se javljaju na osnovnim sklopovima generatora [184].

Tabela 5.14. Pregled sila i vibracija, koje se javljaju na osnovnim sklopovima generatora

Grupa sila	Sile i uzroci vibracija	Učestanost	
		Formula	Vrednost (Hz)
ELEKTROMEHANIČKE SILE			
I	Periodične sile magnetnog privlačenja	$2f$	100
	Neravnomernost vazdušnog zazora	$\frac{n}{60}; \frac{2n}{60}$	1-25
	Kratak spoj namotaja polova	$\frac{n}{60}$	1-12,5
	Nesimetrični režim rada	$2f$	100 (200-300)
	Asinhroni režim bez pobude	$2f_s$	90
	Asinhroni režim sa pobudom	$f_s; 2f_s$	45; 90
	Stalni jednofazni i dvofazni kratki spoj	$2f_c$	100
MEHANIČKE SILE			
II	Centrifugalna sila od debalansa rotora	$\frac{n}{60}$	1-5 1-12,5 5-12,5

[183] Studija: „Implementacija monitoringa parcijalnih pražnjenja kod generatora u elektranama EPS u jedinstveni dijagnostički centar“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2013.

[184] Studija: „Procena stanja i preostalog radnog veka generatora proizvodnih jedinica EPS – 1. faza“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2002.

Nastavak tabele 5.14.

	Sile od elastičnosti osovine	$\frac{n}{60}; \frac{2n}{60}$	1-10 1-25 5-25
	Sile trenja	$(2-5)n$	5-40
HIDRAULIČKE SILE			
III	Hidraulički debalans radnog kola	$\frac{n}{60}$	1-25
	Kavitacija u turbini	-	0,5-100
	Stvaranje vrtloga u sifonu	$\frac{n}{60}, k = 4,2 - 4,6$ $\frac{n}{60k}, k = 3,6 - 4,2$	02-1,5 03-4

U tabeli 5.14. je navedena samo učestanost osnovnog harmonika sila i vibracija.

U normalnim režimima rada, u slučaju idealno izrađenog i montiranog agregata, na sklopove generatora deluju elektromagnetne sile privlačenja od 100 Hz i čije su amplitude veoma male.

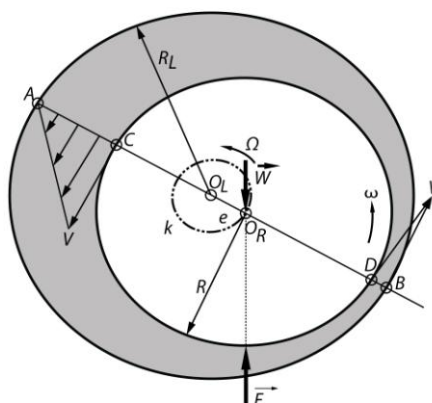
Međutim, u stvarnosti generatori (agregati) su montirani sa određenim dozvoljenim odstupanjima, što praktično znači pojavu određenih asimetrija i narušavanja ravnoteže.

5.17. Istraživanje vibracija turbogeneratora, u železari Smederevo, izazvane uljnim filmom u ležajevima – podmodel

1. Nestabilnost kod uljnog filma kliznih ležajeva turbogeneratora

Razmatranje nestabilnosti izvršice se na jednostavnom modelu cilindričnog ležaja prikazanog na slici 5.36., na turbogeneratoru u železari Smederevo (TG 12 MW, proizvođač Rusija). Ova istraživanja su originalna, a njihova analiza vršena je tokom 18 meseci.

Rukavac vratila, koji prenosi statičko opterećenje rotora \vec{W} i rotira oko svoje ose ugaonom brzinom ω , postavlja se u ležaju u takav položaj da generisana sila \vec{F} u uljnom klinu uravnotežuje spoljnje opterećenje \vec{W} .



Slika 5.36. Model cilindričnog ležaja turbogeneratora

Ako u jednom trenutku iz nekog razloga spoljna sila \vec{W} promeni iznos ili smer, generisana sila \vec{F} postane neuravnotežena i ona prouzrokuje oscilovanje rukavca. Kako smer sile \vec{F} nije prema osi ležaja, već prema osi rukavca, rukavac će oscilovati po nekoj putanji „k“, ugaonom brzinom Ω istog smera kao i ω . Ova pojava naziva se kovitlanje. Kako će ta putanja tokom vremena izgledati zavisi od dinamičkih karaktetistika samog ležaja. Tako u slučaju da nema prigušenja, ustalilo bi se kovitlanje sa vremenski nepromenljivom amplitudom, dok bi u slučaju postojanja prigušenja amplituda kovitlanja tokom vremena opadala.

Treći i za nas najinteresantniji slučaj je kada amplituda kovitlanja tokom vremena raste. Takvo se oscilovanje ponekad naziva oscilovanje sa negativnim prigušenjem.

Kod kovitlanja rukavca sa ugaonom brzinom Ω i uz pretpostavku laminarnog strujanja u uljnom filmu, raspored brzina u presecima AC i BD je linearan.

Uslov da ne dolazi do raskida uljnog filma je da je ispunjena jednačina kontinuiteta. Uz pretpostavku da na krajevima ležaja nema procurivanja jednačina dobija se:

$$R \cdot \omega(\Delta R + e)/2 = 2R_e \cdot \Omega + R \cdot \omega(\Delta R - e)/2$$

$$\Omega = \omega/2$$

ili frekvencija kovitlanja

$$f_k = f/2$$

Zbog procurivanja na krajevima ležaja mora vredeti:

$$f_k \leq f/2$$

Poslednje jednačine govore da, ukoliko je frekvencija kovitlanja f_k manja ili jednaka frekvenciji rotacije rukavca dolazi do popunjavanja uljnog klina i time do generisanja sile \vec{F} koja podržava kovitlanje, odnosno samopobuđivanje:

Ukoliko bi frekvencija kovitlanja f_k bila veća od pola frekvencije rotacije rukavca, ne bi došlo do popunjavanja uljnog klina, već bi se on prekinuo i time bi nestala sila \vec{F} , kao i mogućnost samopobuđivanja.

Frekvencija kovitlanja na kojoj dolazi do prekidanja uljnog klina ($f_k = f/2$), je i gornja moguća frekvencija sa kojom se pojavljuju samopobudne vibracije u ležajevima [253].

2. Karakteristike sistema ležajevi - rotor, koje omogućavaju pojavu vibracija

Iz prethodnih razmatranja se vidi da do pojave nestabilnosti uljnog filma dolazi pri određenom broju obrtaja rukavca, ali kada će doći do pojave nestabilnosti u složenom sistemu koga čine rotor, ležajevi i zaptivači zavisi od karakteristika pojedinih komponenti sistema. Naime, svi ovi faktori i njihove međusobne zavisnosti dovode do toga da su moguća kovitlanja rukavca sa frekvencijom 2-3 puta manjom od frekvencije rotiranja vratila. Pokazalo se da je vrlo važan faktor u svemu ovome, položaj kritičnog broja obrtaja rotora. Tako, u slučaju da je kritični broj obrtaja, jednak ili manji od polovine radnog broja obrtaja, pojava samopobudnih vibracija dobija rezonantni karakter jer se frekvencija kovitlanja rukavca poklopila sa frekvencijom kritične brzine. Time dobijamo samopobudne vibracije rotora uzrokovane uljnim filmom u ležajevima.

[253] Vulović, S., Otić, G., Radovanović, Lj., Adamović, Ž., Spasić, D., Vibrations of turborotor aggregate Smederevo iron works caused by oil film bearings, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 4, Vol. 22, Sofia, Bulgaria, 2016.

U kakvim odnosima moraju biti karakteristike ležaja, rotora i ulja da bi došlo do vibracija ispitivanja su vršena sa rotorom kome je disk bio na sredini raspona rukavaca, koji su uležišteni u izmenljivim ležajevima. Slika 5.37. prikazuje ispitivane tipove ležaja sa karakteristikama, a slika 5.38. područja stabilnosti i nestabilnosti za četiri tipa ležaja i odnos $B/D = 0,5$ [253].

Oznake na slikama 5.37. i 5.38. imaju ova značenja:

B - dužina ležaja,

D - prečnik ležaja ($D=2R$),

ΔR - radijalni zazor ležaja,

S_{Ok} - relativni Sommerfeldov broj,

$$S_{Ok} = (\bar{p} \cdot \psi^2) / (\eta \cdot \omega_k),$$

\bar{p} - srednji pritisak u ležaju ($\bar{p} = W / BD$),

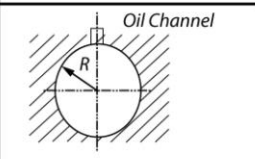
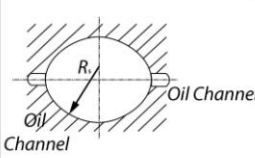
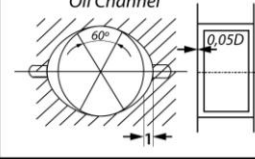
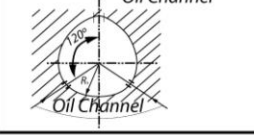
ψ - relativni zazor ($\psi = \Delta R / R$),

ω_k - ugaona brzina kod kritičnog broja obrtaja,

ω_{gr} - ugaona brzina kod koje se pojavljuje nestabilnost,

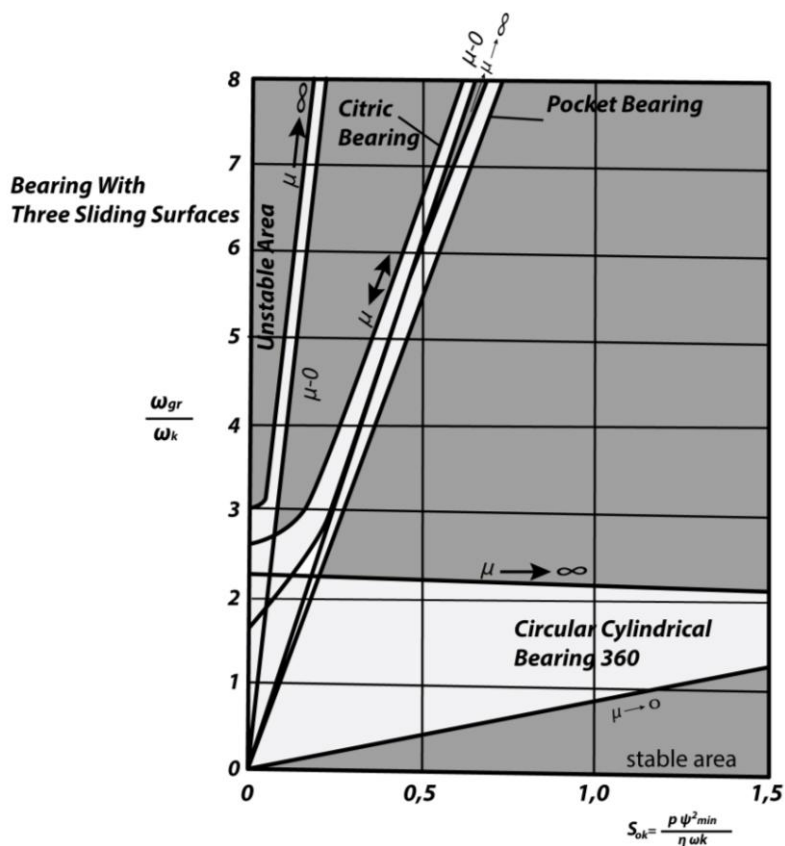
μ - relativna elastičnost rotora ($\mu = f_p / R$),

f_p - statički progib rotora.

BEARING SKETCH	BEARING TYPE	B/D	$\psi_{min}[\%]$	ψ_{max}/ψ_{min}
	Circular Cylindrical Bearing ZYL - 0,5 ZYL - 0,8	0,52 0,82	1,85±0,5 1,55±0,15	1 1
	Citric Bearing ZWk - 0,5 ZWk - 0,8	0,52 0,82	1,38±0,05 2,15±0,15	2,75±0,15 3,2±0,25
	POCKET BEARING TL - 0,5 TL - 0,8	0,52 0,82	1,27±0,15 1,35±0,15	$t/\Delta R \min$ 3,65±0,25 3,1±0,25
	Bearing with three sliding surfaces MGF - 0,5 MGF - 0,8	0,52 0,82	1,15±0,15 1,05±0,15	3,95±0,55 4,55±0,55

Slika 5.37. Geometrijski oblici i glavne karakteristike ispitivanih ležajeva

[253] Vulović, S., Otić, G., Radovanović, Lj., Adamović, Ž., Spasić, D., Vibrations of turborotor aggregate Smederevo iron works caused by oil film bearings, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 4, Vol. 22, Sofia, Bulgaria, 2016.



Slika 5.38. Područja stabilnosti ispitivanih ležaja za odnos $B/D=0,5$

3. Dijagnosticiranje vibracija rotora turboagregata

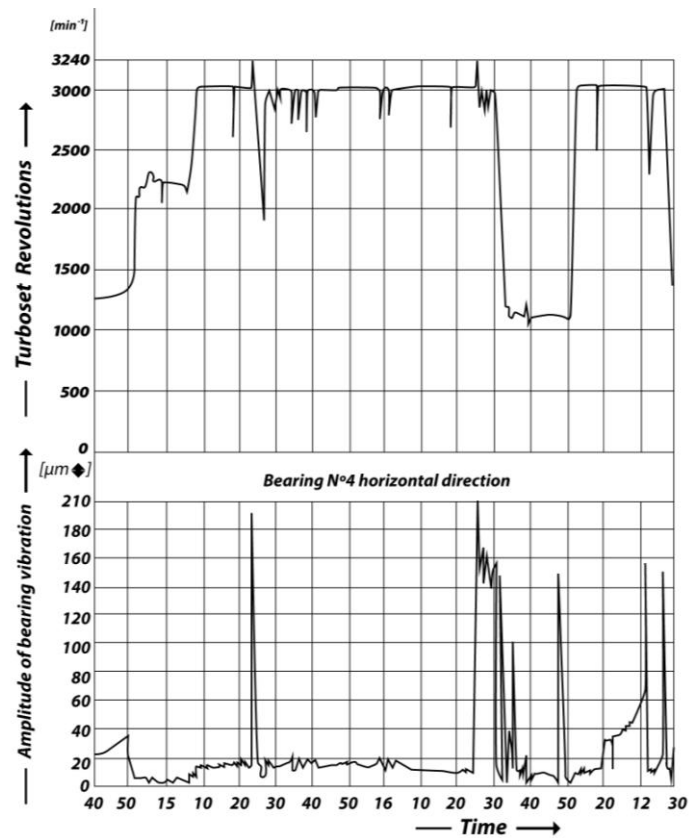
Vibracije rotora turboagregata pojavljuju se u pravilu trenutno i to u dva slučaja:

- pri laganom podizanju (spuštanju) broja obrtaja rotora i
- pri radnom broju obrtaja kod promene opterećenja agregata, temperatura ležajnog ulja, statičkog ili dinamičkog opterećenja ležaja i slično.

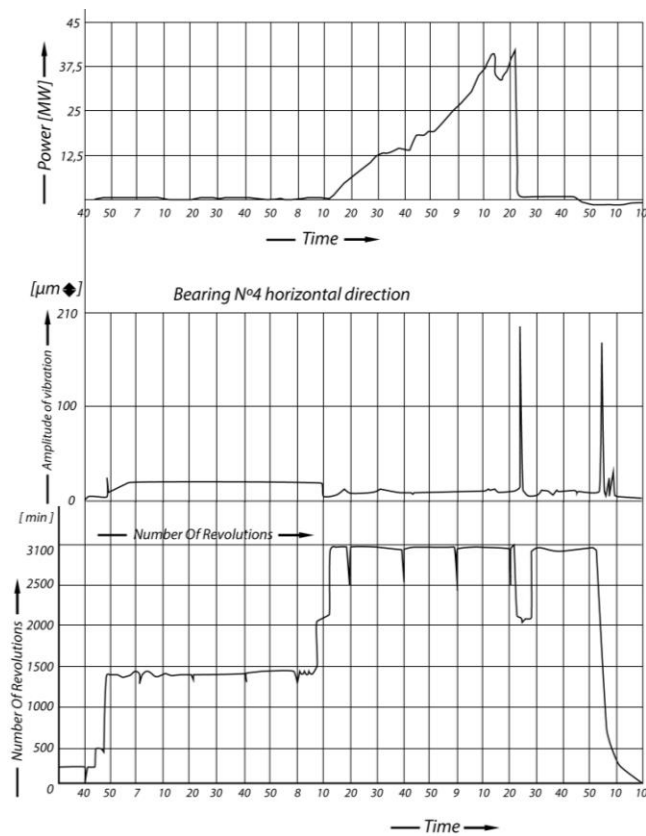
Kod oba slučaja moguće su dve vrste manifestacija:

- Vibracije se trenutno pojave i porastu do vrednosti koja je još u dozvoljenim granicama za siguran rad turboagregata, i ostanu na tom nivou tokom vremena. Uređaji za stalan nadzor vibracija kućišta ležaja ili rotora registruju skok vibracija i to jako izraženo na ležaju u kome je došlo do samopobude.
- Vibracije se trenutno pojave i rastu do vrednosti koja je van dozvoljenih granica za siguran rad turboagregata. Brzina porasta vibracija je velika i kreće se na osnovu zapažanja na nekoliko turboagregata oko 25 [μm] u sekundi. Ovo govori, da već u roku od nekoliko sekundi vibracije toliko narastu, da će uređaj za stalni nadzor vibracija isključiti turbinu.

Tako se npr. kod turboagregata 12,00 [MW], problem samopobudnih vibracija pojavio u nekoliko navrata, i to u nekim slučajevima kod podizanja broja obrtaja u području 2950-3250 [o/min], a u nekim kod 3100 [o/min] i promeni opterećenja od 10-12 [MW]. U oba slučaja manifestacija pojave je bila vrlo jaka, tako da se agregat morao isključivati, a do tada bi vibracije narasle i do 80 [μm]. Na slikama 5.39. i 5.40. prikazani su originalni snimci ovih pojava za oba slučaja.

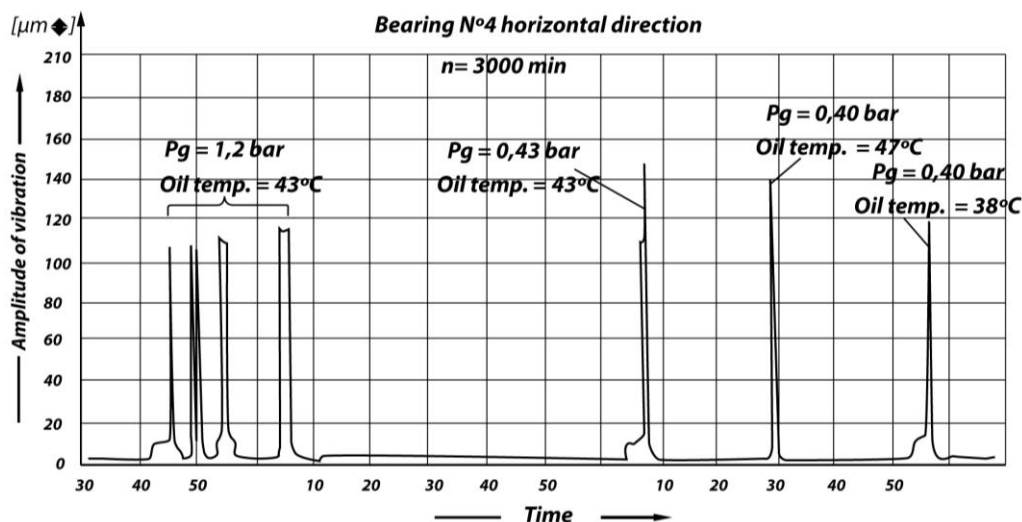


Slika 5.39. Pojava vibracija kod promene broja obrtaja turbogeneratora



Slika 5.40. Pojava vibracija kod promene opterećenja turbogeneratora

Na slici 5.41. su prikazani uticaji promene pritiska i temperatura ležajnog ulja kod turboagregata.



Slika 5.41. Uticaj promene pritiska i temperature ležajnog ulja na amplitudu vibracija

Drugi interesantan slučaj samopobudnih vibracija, ali ovog puta rotora turbine, dogodio se na turbini 12 [MW] sa nominalnim brojem obrtaja 2700 [o/min]. Samopobudne vibracije javljale su se kod podizanja broja obrtaja uz takođe vrlo jaku manifestaciju. Slučaj je interesantan što se tu pokazalo kako neuravnoteženost rotora utiče na granični broj obrtaja. Tako je kod tog rotora, kod normalne neuravnoteženosti granični broj obrtaja iznosio 2600 [o/min]. Posle vrlo finog uravnotežavanja, granični broj obrtaja je porastao na 2950 [o/min]. Ovde je još interesantan podatak, da su vibracije rotora kod vibracija bile približno pet puta veće nego vibracije kućišta ležaja. Zaključak je, da je bolje ugrađivati uređaj za stalni nadzor vibracija rotora nego kućišta ležaja [253].

Samo dijagnosticanje pojave moguće je sprovesti opažanjem i praćenjem toka događaja prema napred opisanim slučajevima. Taj način nije uvek siguran, tako da konačan odgovor daje frekventna analiza spektra vibracija dok one traju. Frekvencija dominantne amplitude u tom spektru je najmanje dva puta manja od frekvencije rotiranja rotora. Tako je na primer kod vibracija rotora generatora 12 [MW] frekvencija iznosila 20,5 [Hz], što je za 2,5 puta manje od frekvencije rotiranja rotora. Interesantno je ovde napomenuti da je frekvencija samopobudnih vibracija rotora turbomašina, za 12-35% niža od frekvencije kritičnog broja obrtaja tog istog rotora uležištenog u istim ležajevima, ali za slučaj kada nema samopobude. Ovo se može objasniti jedino time, da u trenutku samopobude dolazi do bitnije promene koeficijenata krutosti i prigušenja u sistemu i time pomaka kritičnog broja obrtaja prema nižim vrednostima.

4. Mogućnosti i načini otklanjanja vibracija rotora turboagregata

Već u fazi projektovanja turboagregata, vrše se dinamički proračuni ležajeva i rotora, kako bi se odredili parametri, koji osiguravaju siguran i miran rad. Međutim, uz dinamičke uslove postoje mnogi funkcionalni i konstruktivni zahtevi i ograničenja, koji diktiraju određene kompromise, te je konačna izvedba rotora i ležajeva često relativno blizu granice

[253] Vulović, S., Otić, G., Radovanović, Lj., Adamović, Ž., Spasić, D., Vibrations of turborotor aggregate Smederevo iron works caused by oil film bearings, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 4, Vol. 22, Sofia, Bulgaria, 2016.

stabilnosti. Upravo ovo daje mogućnost da se u eksploataciji pojave samopobudne vibracije, te se postavlja pitanje kako da se spreči njihova pojava.

Mogućnosti za zahvatima, kojim bi bitno udaljili granicu stabilnosti iz radnog područja gotovo da ne postoje, ali postoje načini koji osiguravaju manji pomak granice stabilnosti, prestanak delovanja samopobudnih vibracija i dalji normalan rad turboagregata. Mogućnosti bitnijih promena ne postoje zato što se na izvedenom rotoru ne može gotovo ništa menjati, na ulju za podmazivanje mogućnosti promene viskoziteta je neznatna, a time i efekti dok su na ležajevima mogući ograničeni zahvati. Čak neki put, ni promena tipa ležaja ne mora dati zadovoljavajuće rezultate, što ćemo ilustrativno pokazati na primeru vibracija rotora turbine snage 12 [MW].

Podaci o ležaju, rotoru i ulju kod ove turbine su sledeći:

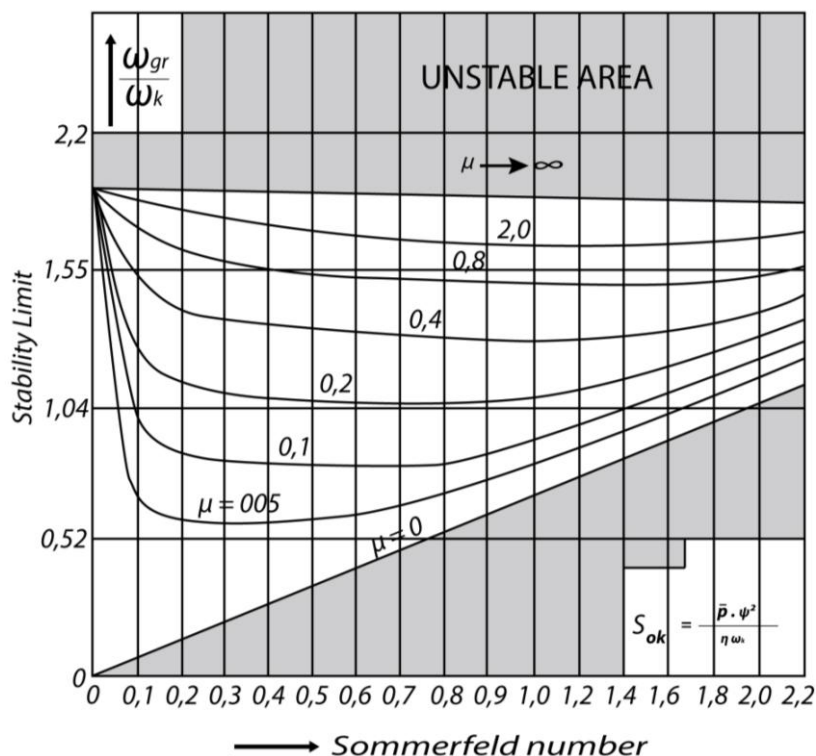
- radni broj obrtaja turbine $n = 3000$ [o/min],
- prvi kritični broj obrtaja rotora na krutim ležajevima $n_k = 3.220$ [o/min],
- ležajevi su cilindrični, s tim da onaj kritičniji ima dimenzije $D = 150$ [mm], $B = 110$ [mm] $\Delta R = 0,10$ [mm],
- statičko opterećenje ležaja $W = 5000$ [N],
- dinamički viskozitet ulja $\eta = 0,035$ [Pa].

Izračuna li se sa ovim podacima relativni Sommerfeldov broj S_{ok} i relativna elastičnost rotora μ , dobijaju se vrednosti:

$$S_{ok} = 0,085$$

$$\mu = 0,46$$

Unesemo li ove vrednosti u eksperimentalno dobijeni dijagram stabilnosti, za cilindrične ležajeve odnosa $B/D = 0,8$ prikazan na slici 5.42. vidimo da ispada odnos $\omega_{gr}/\omega_k = 1,6$, što znači da će se vibracije pojaviti pre nego se postigne radni broj obrtaja.



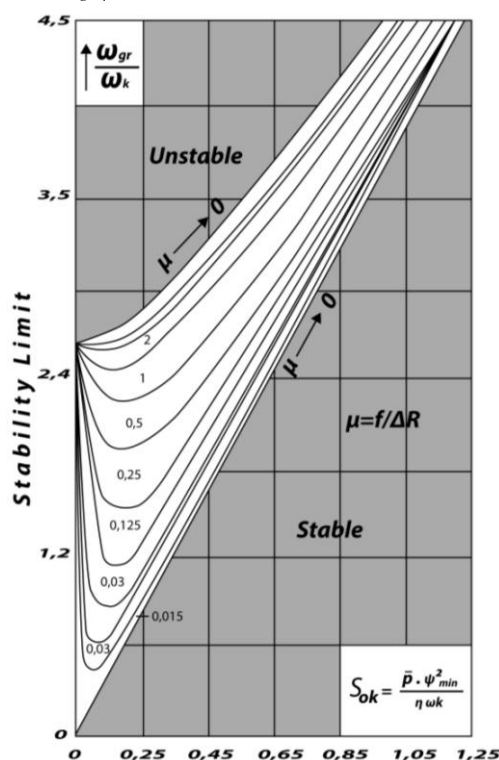
Slika 5.42. Granica stabilnosti u zavisnosti od Sommerfeldovog broja i relativne elastičnosti rotora za cilindrični ležaj odnosa $B/D = 0,8$

Promenimo li taj ležaj, sa minimalnim radijalnim zazorom koji za njega iznosi $\Delta R_{\min} = 0,15$ [mm], dobićemo relativni Sommerfeldov broj i relativni zazor rotora:

$$S_{Ok} = 0,136$$

$$\mu = 0,38$$

Unesu li se te vrednosti u eksperimentalno dobijeni dijagram stabilnosti za ležajeve odnosa $B/D = 0,8$ prikazan na slici ispada da se dobija ista vrednost odnosa ω_{gr}/ω_k , što znači da će se i sa ovim ležajem na istom broju obrtaja kao i kod cilindričnog, pojaviti samopobudne vibracije rotora turbine. Dakle za ovaj slučaj bi uz promenu tipa ležaja, trebalo ići i na smanjenje odnosa B/D te povećanje radijalne zračnosti, da bi se dobio veći relativni Sommerfeldov broj i time veći ω_{gr}/ω_k .



Slika 5.43. Ležaj sa odnosom $B/D=0,8$ [253]

Osim navedenog, kod ovog slučaja dobre rezultate dala bi i primena ležaja, ali to je već velika izmena na samom ležaju i dovodu ulja za podmazivanje [253].

Ukratko mogućnosti i načini otklanjanja vibracija rotora su:

- Ukoliko pojava vibracija rotora nije jaka i sa nedozvoljeno velikim amplitudama vibracija, moguće je da ona nestane promenom ulazne temperature ulja u ležaj. Ako iz pogonskih razloga, takvu višu ili nižu temperaturu ulja možemo održavati, onda to može biti i trajnije rešenje.
- Ukoliko su vibracije snažno izražene, promenom temperature mazivnog ulja (promena dinamičke viskoznosti) u dozvoljenim granicama neće se eliminisati, već su potrebni uz prethodnu analizu granice stabilnosti, veći zahvati ili na rotorima ili na ležajevima ili istovremeno i na jednim i na drugim.

[253] Vulović, S., Otić, G., Radovanović, Lj., Adamović, Ž., Spasić, D., Vibrations of turborotor aggregate Smederevo iron works caused by oil film bearings, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 4, Vol. 22, Sofia, Bulgaria, 2016.

5. Osnovni otkazi nosećeg i vodećeg ležaja hidrogeneratora

Kod velikih generatora opterećenje na noseći ležaj dostiže 35 MN. Aksijalno opterećenje je u osnovi nepromenljivo, ali pri radu agregata javljaju se dodatna promenljiva opterećenja koja su izazvana hidrauličkim razlozima (pulzacija protoka), mehaničkim razlozima (neupravnost) površine diska nosećeg ležaja prema osovini agregata, talasastost klizne površine diska i elektromagnetnim razlozima (vertikalna komponenta elektromagnetnog debalansa). Promenljiva komponenta aksijalnog opterećenja može da dostigne 10-15% aksijalnog opterećenja.

Radijalno opterećenje kod vertikalnih hidrogeneratora javlja se pri postojanju mehaničkog debalansa rotora, lošem centriranju agregata, jednostrane hidraulične sile na radno kolo, jednostrana magnetna privlačenja rotora ka statoru, elektromagnetnog debalansa rotora (obrtna nesimetrija). Ovo opterećenje prihvataju vodeći ležajevi koji su montirani u krstu i preko koga se predaje na fundament [194].

Noseći i vodeći ležajevi spadaju u najodgovornije sklopove u generatoru, jer se u njima ostvaruje prenošenje opterećenja od obrtnog dela na nepokretni deo agregata. Neophodan uslov za siguran rad ležajeva je razdvajanje površina delova koji se međusobno pomeraju, slojem ulja, tj. treba da se obezbedi takozvano tečno trenje. Pri ovome, proces trenja se odvija u sloju ulja, a samim tim, klizne površine se ne dodiruju. Da bi tanak sloj ulja koji razdvaja površine trenja mogao da nosi opterećenje, neophodno je da se formira zazor u vidu klina koji se sužava u smeru obrtanja.

Formiranje nosećeg uljnog filma ostvaruje se na sledeći način. Ulje se prilepljuje za površinu trenja i pri početku okretanja diska nosećeg ležaja ili osovine u vodećem ležaju, prvi sloj uvlači se sa površinom koja se pokreće. Sledeći sloj ulja uvlači se pokretanjem prvog sloja na račun sile viskoznosti ulja. Zapadanjem ulja u postepeno sužavajući zazor u pravcu obrtanja, zbog svojstva nestišljivosti, ulje teži da se razlije na sve strane. Razlivanje ulja sprečavaju sile viskoznosti, koje mogu biti savladane pojavom pritiska u uljnom klinu. Što je zazor manji razlivanje ulja je sve otežanije, a njegovo proterivanje obezbeđuje se na račun povećanog pritiska u uljnom klinu. Pritisak u uljnom klinu odiže rotor agregata ili odbija osovinu i presek za prolaz ulja se povećava, a tako se povećava i brzina razlivanja ulja. Ravnotežno stanje nastaje kada je količina razlivenog ulja u svim pravcima jednaka količini unetog ulja u zazor. Opterećenje na ležajevima uravnotežava se ukupnim pritiskom u zazoru u vidu klina. Pri paralelnosti kliznih površina pritisak bi bio stalan po celoj njihovoj površini, i bio bi isti sa pritiskom okolnog ulja, odnosno, noseći i vodeći ležajevi ne bi mogli da nose nikakvo opterećenje.

Otkaze ležajeva možemo podeliti u dve kategorije i to [194]:

- a) Otkazi koji nastaju zbog normalnog starenja delova ležajeva i
- b) Otkazi koji dovode do ubrzanog starenja delova ležajeva
- a) Otkazi normalnog starenja delova ležajeva

Pri radu agregata između segmenata i obrtnih delova obrazuje se uljni film u obliku klina, preko koga se prenosi opterećenje, tako da ne postoji direktan kontakt između površina trenja. Ukoliko dođe do prekida uljnog filma, lokalnog dodira površina trenja u radu agregata, dolazi do velikog zagrevanja i oštećenja površina belog metala na segmentima, a što dovodi do havarije ležajeva.

Direktan kontakt površina trenja ležaja postoji kod zaustavljenog agregata, a takođe kratko vreme pri puštanju i na kraju zaustavljanja agregata. Ovaj kontakt se ostvaruje preko određenog broja tačaka na površini belog metala. Zavisno od proizvođača, broj ovih dodirnih tačaka treba da bude preko tri tačke na 1 cm^2 .

[194] Studija: Monitoring hidroagregata sa elementima za dijagnostiku, Institut „N. Tesla“ Beograd, 2012.

Pri puštanju i zaustavljanju agregata dolazi do postepenog trošenja površina trenja, pojava povećanih površina dodira, a potom, i do potpunog uglačavanja belog metala na segmentima, jer postepeno nestaju mala udubljenja u belom metalu, koja služe kao mikro rezervoar ulja, raspoređena po celoj površini segmenta i koje olakšavaju pokretanje. Ovaj proces trošenja belog metala je brži što je veći broj puštanja i pokretanja i što je veće specifično opterećenje na segmente pri pokretanju.

Ako se dopusti suviše veliko trošenje površine, uslovi puštanja se bitno otežavaju, pojavljuju se potpuno uglačane zone i dolazi do topljenja belog metala.

b) Otkazi koji dovode do ubrzanog starenja delova ležajeva

Osim prirodnog starenja delova ležajeva, može da se pojavi i ubrzano starenje koje je izazvano pojavom otkaza, odnosno, promenom parametara koji karakterišu normalno stanje delova ležajeva. Otkazi koji mogu da se pojave u eksploataciji su: pogoršanje površine ogleđala; povećanje talasnosti diska; neravnomernost opterećenja na segmente i dr.

Blagovremeno otkrivanje ovih otkaza sprečava havarijsko isključenje agregata, skraćuje obim radova i potrebno vreme za otklanjanje otkaza.

Za vreme montaže, pre prvog pokretanja agregata vrši se raspodela opterećenja ravnomerno na sve segmente, sa dopuštenim odstupanjima prema uputstvu proizvođača. U procesu eksploatacije dolazi do promene raspodele opterećenja segmenata, što dovodi do preopterećenja pojedinih segmenata i otežavanju njihovog rada. Na osnovu ispitivanja i iskustva iz eksploatacije utvrđeno je da opterećenje između dva segmenta može da se razlikuje dva i više puta. Ako su ležajevi sa malim specifičnim opterećenjem ova razlika može da se podnese, a kod jako opterećenih ležajeva ovo je nedopustivo.

Neravnomerna raspodela opterećenja na segmentima dovodi do otežanih uslova rada preopterećenih segmenata, a naročito pri pokretanju i zaustavljanju. Na površini ovih segmenata, a zatim i drugih pojavljuju se uglačane površine, koje ako se ne preduzmu mere za njihovo otklanjanje dovode do topljenja (gorenja) ležajeva.

Simptom pojave poremećaja ravnomernog opterećenja segmenata je povećanje razlike temperatura segmenata.

Makro neravnine, ili odstupanje od oblika klizne površine diska, predstavljaju posebna, odvojena ispućenja i ulegnuća u odnosu na kliznu površinu diska, a na međusobnom odstojanju od nekoliko stotina milimetara.

Za razne tipove nosećih ležajeva definisane su i dopuštene vrednosti makro neravnina klizne površine diska.

Uzroci povećanja makro neravnina su: konstrukcioni defekti i specifičnosti (tanka donja prirubnica glavčine nosećeg ležaja koja se pod teretom ugiba između rebara glavčine i izaziva na disku, koji je za njega vezan, ispućenja i ulegnuća; zaostale deformacije glavčine pri toplom navlačenju na osovinu koje, posle pričvršćenja diska izazivaju neravnine na kliznoj površini; zaostale deformacije diska do i za vreme montaže, a koje se pojavljuju u toku eksploatacije; trošenje i ispadanje izolacionih podmetača između glavčine i diska.

Pri obrtanju rotora ova ispućenja i ulegnuća stvaraju periodične promene opterećenja na svaki segmenat. Povećanje makro neravnina klizne površine diska dovodi pre svega do otežanih uslova rada nosećeg ležaja pri pokretanju i zaustavljanju. Osim otežanih uslova pokretanja i zaustavljanja, povećanje makro neravnina dovodi u radu do izbačaja klizne površine diska u odnosu na segmente i promene opterećenja na segmentima sa frekvencijom koja je jednaka obrtnoj frekvenciji umnoženoj sa brojem izbočina tj. vrhova talasa na kliznoj površini diska. Posledice makro neravnina klizne površine diska ogledaju se u sledećem: pri pokretanju je otežano i usporeno stvaranje uljnog filma, a pri zaustavljanju se prekida uljni film pri visokom broju obrtaja, a posledice su duži neposredni kontakt površina trenja sa pojavom uglačanosti segmenata, a što dovodi do topljenja belog metala i otkaza ležaja; promena sila dovodi do odvajanja belog metala od tela segmenta i drobljenja. Komadi

zdrobljenog belog metala mogu da upadnu između površina trenja i dovedu do topljenja belog metala.

Simptomi povećanja makroneravnina klizne površine (ogledala) diska je povećanje aksijalne vibracije noseće konstrukcije (nosećeg krsta ili potpornog konusa na poklopcu turbine) sa učestanošću umnoženom brojem vrhova talasa na kliznoj površini.

Po normama fabrika proizvođača, kvalitet klizne površine diska ne sme da bude manji od 9-te klase (srednje aritmetičko odstupanje profila manje od $0,32 \mu\text{m}$).

Uzroci koji izazivaju pogoršanje kvaliteta klizne površine diska su: prirodno starenje koje zavisi od opterećenja ležaja i broja pokretanja i zaustavljanja; upadanje mehaničkih nečistoća i vode u ulje za hlađenje. Posledica pogoršanja kvaliteta klizne površine diska je povećanje opšteg nivoa temperature segmenata, a takođe, otežano pokretanje i zaustavljanje zbog povećanja trenja. Pri pokretanju i zaustavljanju čuju se udarci i škripa u nosećem ležaju. Na površini belog metala pojavljuju se povećane fleke, a zatim zone sa potpunim usijanjem koje se povećavaju sa povećanjem broja pokretanja i zaustavljanja, i ako se ne preduzmu mere, dolazi do topljenja belog metala i kvara ležaja.

Simptomi pogoršanja čistoće klizne površine diska su povećanje opšteg nivoa temperature segmenata, kao i otežani uslovi puštanja i zaustavljanja zbog povećanog koeficijenta trenja.

Stanje kvaliteta klizne površine diska može da se oceni merenjem hrapavosti površine ili određivanjem koeficijenta trenja. Prema iskustvu izvršenih merenja konstatovano je da u zavisnosti od stanja površine trenja, koeficijent trenja iznosi $0,15 - 0,20$. Veće vrednosti koeficijenta trenja potvrđuju pogoršanje kvaliteta površine trenja, a uglavnom povećanje hrapavosti klizne površine diska.

Kroz površinu trenja ležaja hidrogeneratora mogu da protiču električne struje nazvane ležajne struje. Ova struja izaziva oštećenje površine trenja. Osnovni razlog pojave ležajnih struja je pojava unipolarne elektromagnetne sile (EMS), usled podužnog namagnetisanja osovine i glavčine ležajeva i EMS osovine, izazvana naizmeničnim magnetnim poljem kojim je obuhvaćeno vratilo. Namagnetisanje osovine i glavčina može da se pojavi zbog proticanja velikih struja pri kratkom spoju u namotaju rotora, pri forsiranju pobude, pri kratkom spoju navojaka namotaja pola, nesimetrije magnetnog kola mašine (zazor pod suprotnim stranama nejednak), nepravilan položaj izvodnih krajeva namotaja osnovnih polova budilice i nesimetrije struja u krajevima namotaja statora.

Uzimajući u obzir da je probojni napon uljnog filma za unipolarne struje veoma mali (bezopasan napon je 100 mV), znači da i pri malim indukcijama u osovinu može da dođe do oštećenja ležaja.

Odstranjivanje unipolarnih EMS vrši se razmagnetisavanjem osovine.

EMS po dužini osovine, javlja se pod uticajem naizmeničnog magnetnog polja kojim je obuhvaćeno vratilo. Struja uslovljena EMS osovine, zatvara se preko osovine, vodećeg ležaja, nosećeg ležaja, krsta, kućišta statora i turbine (radno kolo, zaptivača, turbinski vodeći ležaj, uljni razvodnik)

Uzroci pojave EMS osovine su: postojanje spoja jezgra statora, magnetna nesimetrija, kratak spoj na izvodima ili u namotaju statora i dr.

Pri proticanju struje kroz klizne površine ležajeva proboj uljnog filma nastaje u pojedinim tačkama i pri prolazu struje kroz ta mesta kontakta dolazi do jakog zagrevanja i topljenja.

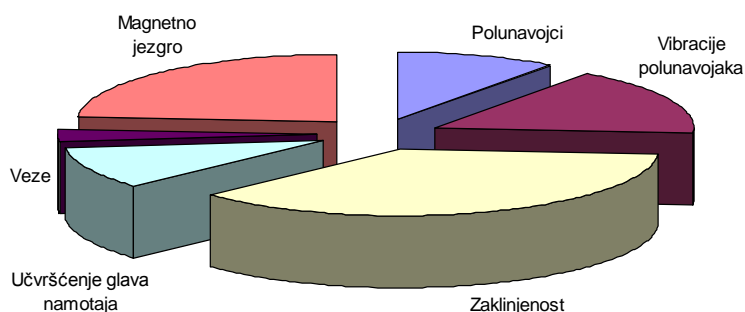
Lokalni električni lukovi izazivaju zaprljanje ulja i gubitak njegovog izolacionog svojstva i nastanak oštećenja kliznih površina. Podmazivanje rupica, koje su se javile na mestima oštećenja, je pogoršano i ta mesta su žarište daljeg topljenja belog metala.

Pored oštećenja sloja belog metala, pojavljuju se oštećenja u vidu rupica na rukavcu vodećeg ležaja ili kliznoj površini diska nosećeg ležaja.

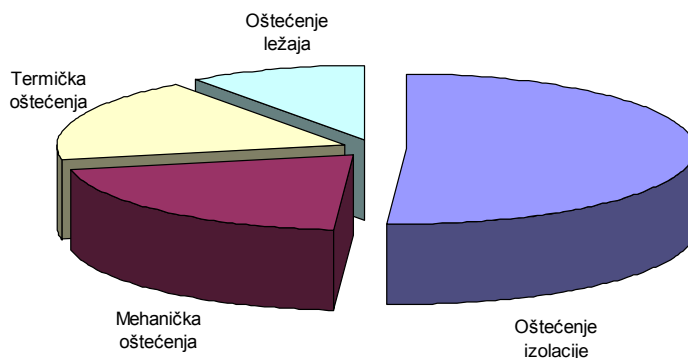
Pri malim ležajnim strujama javlja se elektrolitička korozija (klizne površine rukavca i diska postaju mat), koja na kraju dovodi ka bržem trošenju kliznih površina i havariji ležišta.

Sprečavanja proticanja ležajnih struja od EMS osovine, vrši se izolovanjem vodećih i nosećeg ležaja agregata. Način izolovanja ležajeva zavisi od proizvođača.

Na sledećim slikama (sl. 5.43. i sl. 5.44.) data je relativna učestanost pojedinih vrsta otkaza, a u tabeli 5.13. dati su uzroci koji su doveli do otkaza u izolacionom sistemu.



Slika 5.43. Relativne učestanosti pojedinih vrsta otkaza kod hidrogeneratora, za period 2013-2016.



Slika 5.44. Relativni udeo otkaza hidrogeneratora za period 2013-2016.

Tabela 5.15. Uzroci koji su doveli do otkaza u izolacionom sistemu hidroagregata za period 2013-2016.

Uzrok otkaza	Procentualni udeo
1. Starenje	33%
2. Zaprljanost (kontaminiranost) namotaja	26%
3. Parcijalna pražnjenja u izolaciji	21%
4. Labavost štapova u žlebnom delu i glavama namotaja	11%
5. Oštećenost antistres premaz na štapovima	9%

5.18. Praćenje stanja i sistema zaštite u elektroenergetici

Za električne mašine velikih snaga, koje su u središtu procesa proizvodnje električne energije i proizvodnih procesa koji koriste tu energiju, raste potreba za povećanjem

efikasnosti, bezbednosti, raspoloživosti i pouzdanosti rada. To zahteva praćenje njihovog ponašanja i performansi u *on-lajn* režimu. Deregulacija tržišta energije i promena uslova poslovanja u mnogim zemljama je dovela do toga da se naglašava važnost pouzdanog rada postrojenja i mašina tokom celog životnog ciklusa, bez obzira na nivo kapitalnih troškova. To je podstaklo investicije u pravcu poboljšanja dijagnostike i celokupnog održavanja postrojenja.

Kompletno praćenje stanja proizvodnog procesa je vrlo složeno. Za osnovno praćenje stanja električnih mašina posmatraju se sledeći procesi:

- elektro-magnetno ponašanje električnih mašina,
- dinamičko ponašanje električnih mašina,
- ponašanje izolacionog sistema električnih mašina.

Kompletno praćenje stanja je moguće ostvariti zahvaljujući dostupnosti napredne elektronike i softvera pomoću kojih se pravi moćna instrumentacija zasnovana na računarima i digitalnom procesiranju signala. Proširene su mogućnosti u oblasti analize stanja i vizuelizacije rezultata složenih analiza baziranih na praćenju stanja. Složenost elektro postrojenja u pogonima za proizvodnju električne energije je velika. Ogleda se u mašinama čija snaga može da pređe 1000 MVA, a koje su po nekim aspektima visokosofisticirane. Kako elektrane koriste vodu, fosilna ili nuklearna goriva, to podrazumeva transport velike količine sirovina i fluida korišćenjem pumpi, kompresora ili transportera koji uključuju sofisticirane uređaje čiji su pogoni zasnovani na električnim motorima snage u rasponu od 100 kVA pa do 100 MVA. Slična je situacija i u elektranama sa obnovljivim izvorima energije ili u elektranama sa kombinovanim ciklusima [194].

U pozadini posmatranih sistema razvijani su principi i sistemi zaštite. Zaštita je dizajnirana tako da predupredi veće materijalne štete na sistemu tako što pojava greške u delu sistema pokreće proceduru njegovog bezbednog isključenja. Današnji koncept zaštite (većina zaštitnih releja) koristi digitalne procesore koji obrađuju širok spektar funkcija i parametara koji su programabilni što dozvoljava korišćenje složenijih kriterijuma za pokretanje procedura koje treba primeniti radi podizanja nivoa zaštite. Posebni su digitalni releji, jer oni mogu da snimaju napone i struje za perioda pre i posle bilo koje greške. Kod analiza mnogih vanrednih događaja kod električnih mašina počinje se sa preuzimanjem i analizom podataka sa digitalnih zaštitnih relea.

To se ima kod slučajeva:

- zaštite od zemljospoja,
- zaštite od nedozvoljenih vibracija,
- prekostrujne zaštite,
- diferencijalne strujne zaštite,
- podnaponske i prenaponske zaštite,
- zaštite redosleda faza,
- zaštite od nedozvoljene brzine,
- temperaturne zaštita

i niza drugih.

Važno je naglasiti činjenicu da je zaštita u osnovi tako dizajnirana da deluje samo kada je došlo do greške i iniciraće izvršenje određenog postupka. Takav postupak je prihvatljiv ako se deo postrojenja može lako razdvojiti od ostatka sistema, a da ne ugrozi proizvodnju energije. U protivnom nastaju ozbiljne štete i troškovi značajno veći u poređenju sa slučajevima planiranih zastoja i popravki odnosno kapitalnih troškova.

Praćenje stanja i zaštita su usko povezane funkcije. Međutim, pristup realizaciji jednog i drugog sistema je sasvim drugačiji. Prednosti koje se dobijaju praćenjem stanja kvalitativno

[194] Studija: Monitoring hidroagregata sa elementima za dijagnostiku, Institut „N. Tesla“ Beograd, 2012.

značajnije od onih koje se očekuju od zaštite. To je uglavnom zbog toga što praćenje stanja treba da bude dizajniran tako da predupredi greške, dok je u suštini klasična zaštita retroaktivna, reaguje nakon pojave greške. Praćenje stanja može biti, u mnogim slučajevima, takvo da obezbedi osnovnu zaštitu i otkrivanje razvoja otkaza u ranoj fazi. Takve informacije omogućavaju osoblju zaduženom za održavanje veće mogućnosti u planiranju održavanja na osnovu stanja, planiranje prekida rada u pogodnom trenutku što dovodi do manjih proizvodnih gubitaka.

Postavlja se pitanje da li je jednostavno to uraditi? U prvom redu mogu da postoje značajni troškovi ugradnje sistema praćenja stanja koje treba opravdati i dati odgovor na niz drugih pitanja:

- Kakvo praćenje odabrati (povremeno, u predodređenim vremenskim intervalima, ili kontinuirano)?
- Ako se koristi vremenski preventivno održavanje, kako obezbediti da se prati stanje na svim relevantnim delovima proizvodnog sistema?
- Praćenja stanja mogu da generišu velike količine podataka; kako se ove informacije mogu najbolje koristiti, a uz najmanje troškova?
- Koliko treba da se potroši na sistem praćenja stanja kako bi sistem bio efikasan?

Ova pitanja nemaju jednostavnih odgovora, ali neke naznake odgovora možemo da dobijemo razmatranjem mogućih koncepata održavanja kao i impliciranih troškova održavanja.

Postoji veliki prostor za unapređenje održavanja i smanjenje troškova održavanja pogotovu kada se ima u vidu dosadašnji način planiranja održavanja (periodično) i bez potpunog uvida u stanje mašine. Postoje indicije da je samo 15% komponenti zamenjenih u periodičnim održavanjima trebalo da se zameni baš tada. Kada bi se pratilo stanje komponenti, došli bi do značajnih ušteda i niza drugih prednosti.

U slučaju većih elektromotornih pogona koji podržavaju važne procese ili proizvodne pogone mogu se imati velike koristi od praćenja stanja. U novije vreme, prema ugovornim obavezama, postoje slučajevi visokih materijalnih obeštećenja zbog prekida napajanja potrošača. Takođe postoje slučajevi gde su ispadi napajanja energijom praćeni visokim proizvodnim gubicima potrošača. U slučajevima takvih potrošača praćenje stanja proizvodnih, prenosnih i distributivnih sistema je neophodno. Veliki generatori spadaju u kategoriju objekata sa obavezanim praćenjem stanja, jep gubici zbog zastoja mogu biti vrlo značajni, a za velike sisteme u našim uslovima mogu da dostignu vrednost i do reda 400.000 evra dnevno.

Što se tiče parametara koje treba pratiti, odabiraju se oni koji će obezbediti dovoljno valjanih podataka operaterima i službi održavanja na osnovu kojih će moći donositi odluke o načinu rada i planu održavanja kako bi se osigurala efikasnost, bezbednost, raspoloživost i pouzdanost postrojenja. Automatsko *on-lajn* praćenje parametara kod električnih mašina je tek od nedavno u ekspanziji. Tradicionalno se prate veličine kao što su struje i naponi, aktivna i raktivna snaga, temperature rashladne tečnosti, jezgra i provodnika, vibracije i niz drugih. Zatim imamo senzore raznih produkata pirolize i drugih procesa u gasovima, ulju i čvrstim dielektricima, uvedene su i tehnike za merenje nivoa kontaminacije maziva u ležištu, za precizna merenja brzine obrtanja, za merenje rasutog fluksa itd.

Dostupnošću sofisticiranih elektronskih uređaja na bazi mikroprocesora i razvojem softvera moguće je pratiti više promenljivih odnosno imati sveobuhvatniji monitoring. Ovaj trend razvoja se ubrzava, kao i trend opadanja troškova računarske opreme uz trend povećanja procesorske snage i složenosti. Takav razvoj događaja je od suštinske važnosti za odluku o praćenju stanja imajući u vidu odnose troškova i složenost postrojenja koje se nadgleda.

U tabeli 5.16. dat je pregled već postojećih ili preporučenih sistema koje treba primeniti za praćenje stanja određenih veličina na pojedinim elektranama EPS. Od interesa su u prvom redu „sistem merenja temperature“ (SMT), „sistem merenja vibracija“ (SMV), „sistem analize sadržaja gasova u rashladnom vazduhu (gasu)“ (SARV), „struktura pojave zvuka“ (SPZ) i „sistem za monitoring parcijalnih pražnjenja“ (SPP). Prisustvo pojedinih sistema za praćenje stanja određenih veličina ukazuje na postojanje savremene tehnologije koja je dobra osnova za nadogradnju sistema za praćenje stanja parcijalnih pražnjenja.

Tabela 5.16. Sistemi za stalno praćenje određenih veličina

	ELEKTRANE	Sistem za stalno praćenje veličina				
		T	V	VZ	G	ZV
1.	RHE „B. BAŠTA“	+	+	+	+	+
	HE „ZVORNIK“	+	+	+	-	-
	HE „KOKIN BROD“	+	+	-	-	-
	HE „BISTRICA“	+	+	+	-	-
	HE „OVČAR BANJA“	+				
2.	HE „ĐERDAP I“	+	+	+	+	+
	HE „PIROT“	+	+	+	-	-
	HE „VRLA I“	+	+	-	-	-
	HE „VRLA III“	+	+	-	-	-
3.	TE TENT A	+	+			
	TE KOLUBARA	+	+			
	TE KOSTOLAC B	+	+			
4.	TE TO NOVI SAD	+	+			

T – sistem merenja temperature, G – sistem analize sadržaja gasova u rashladnom vazduhu (gasu), V – sistem merenja vibracija, VZ – sistem merenja vazdušnog zazora, ZV – struktura pojave zvuka

6. REZULTATI ISTRAŽIVANJA

Istraživanja u ovoj disertaciji su sveobuhvatna i posebno obrađena u poglavljima 4.0; 5.0; 6.0 i 7.0 što predstavlja jednu integrisanu složenu celinu. U svakom poglavlju su sprovedena suštinska istraživanja vezana za naslov doktorske disertacije.

U nastavku se navodi deo rezultata istraživanja.

6.1. Primena vibrodijagnostičkog održavanja

Osnovni cilj istraživanja doktorske disertacije je bio da se ispita da li primena vibrodijagnostičkog održavanja u ispitivanjima vitalnih komponenti rotacionih mašina, doprinosi povišenju nivoa pouzdanosti tih mašina u procesu eksploatacije. Da bi se ostvario postavljeni cilj, odnosno da bi se proverila glavna hipoteza, na osnovu teorijsko-empirijskih saznanja, predložen je novi model vibrodijagnostičkog održavanja zasnovan na primeni savremenih tehnologija. Zatim je, u eksperimentalnom delu disertacije, izvršeno razmatranje praktične primene tog modela na konkretnom primeru dijagnostičkih ispitivanja i to u preduzećima u našoj zemlji.

Cilj primene predloženog novog modela vibrodijagnostičkog održavanja rotacionih mašina jeste da se doprinese povišenju nivoa pouzdanosti tih mašina u procesu eksploatacije, odnosno doprinese smanjenju broja otkaza i vremena u otkazu rotacionih mašina.

Nivo pouzdanosti ima direktan uticaj na održavanje mašina, posebno na troškove održavanja, ali i na troškove projektovanja i proizvodnje, zbog čega se pouzdanosti mora posvetiti pažnja u svim fazama životnog ciklusa tehničkih sistema (pri projektovanju, proizvodnji i eksploataciji). Da bi se mogli izabrati pokazatelji pouzdanosti, potrebno je dobro poznavati tehnički sistem čija se pouzdanost ispituje. Kao pokazatelj pouzdanosti rotacionih mašina najčešće se uzima njihova raspoloživost, odnosno neraspoločivost. Što je sistem kvalitetniji i izgrađeniji to će njegova neraspoločivost biti manja i smanjivaće se povećanjem aktivnosti na njenom održavanju. Održavanjem se smanjuje verovatnoća nastanka otkaza, a dobrom organizacijom, obučenošću i uigranošću osoblja koje upravlja i održava sistem smanjuje se frekvencija otkaza i prosečno vreme popravki.

Analizirani su statistički podaci koji su dobijeni u 10 preduzeća od službe održavanja o aktivnostima održavanja na mašinama pre i nakon primene predloženog vibrodijagnostičkog modela. Na osnovu tih podataka formirana je tabela 6.1. (za hidroturbinu Gazivode, istraživanje vršeno za period 1.7.2015÷30.7.2017.)

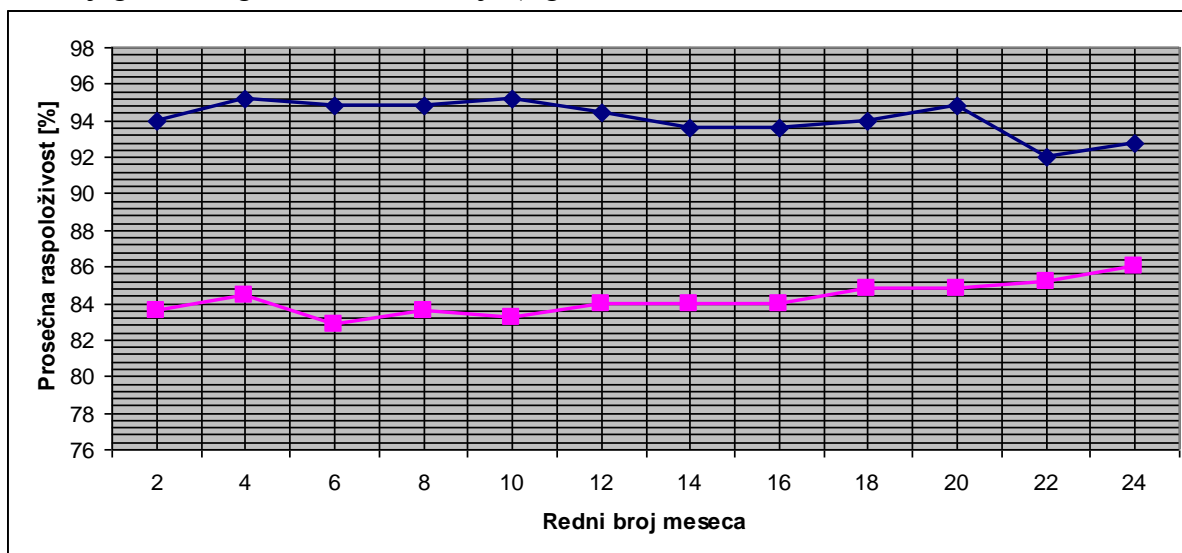
Tabela 6.1. Vremenski trenutak nastanka otkaza t_0 , pouzdanosti $R(t)$, funkcija raspodele otkaza $F(t)$, funkcija gustine otkaza $f(t)$ i funkcija intenziteta otkaza $\lambda(t)$ (period 1.7.2015÷30.7.2017.)

mes	$R(t)$	$F(t)$	$f(t) \cdot 10^{-4}$	$\lambda(t) \cdot 10^{-5}$
2	0,900	0,080	2,238	24,530
4	0,784	0,230	1,899	24,530
6	0,666	0,360	1,642	23,600
8	0,567	0,466	1,390	23,700
10	0,487	0,557	1,188	23,900
12	0,348	0,637	0,977	24,530
14	0,358	0,698	0,799	24,648
16	0,294	0,769	0,647	25,666

Nastavak tabele 6.1.

18	0,244	0,799	0,588	25,886
20	0,205	0,845	0,487	25,611
22	0,189	0,865	0,394	26,445
24	0,145	0,888	0,348	27,446

Na slici 6.1. su date krive raspoloživosti za period od 2 godine pre i posle primene vibrodijagnostičkog modela održavanja (z generatore u železari Smederevo, tabela 6.1).



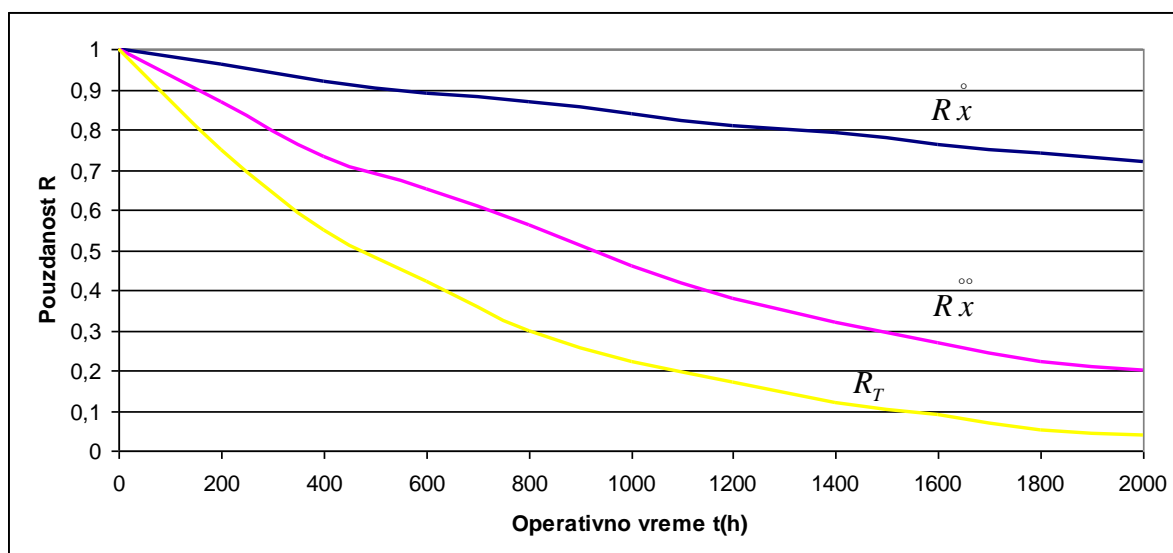
Slika 6.1. Dijagram prosečne raspoloživosti mašina u periodu od 24 meseca, pre i nakon (plava linija) primene vibrodijagnostičkog modela održavanja za generatore u železari Smederevo (period 1.7.2015÷30.7.2017.)

Vrednosti u tabeli 6.1 i na slici 6.1 su dobijene iz Izveštaja rukovaoca turbina (u Izveštaju su praćeni zastoji turbina, uzrok zastoja i dr., na osnovu kojih su izračunate vrednosti pouzdanosti, raspoloživosti i intenziteta otkaza). Za ceo period praćenja izračunata je i funkcija gustine minimalnih intervala u otkazu – $f(t)$.

Funkcija raspoloživosti $G(t)$ je izračunata na osnovu srednjeg vremena „u radu“ i srednjeg vremena „otkaza“.

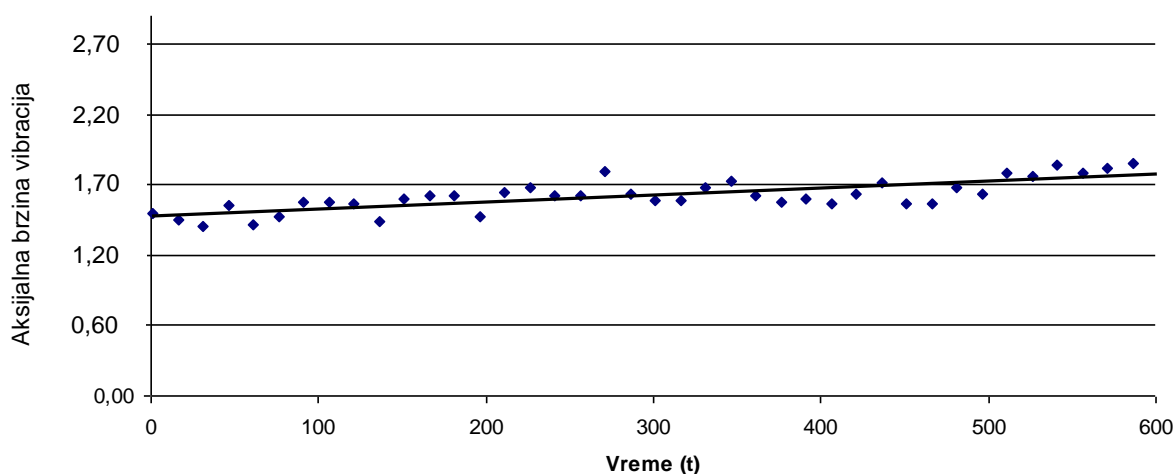
Predviđena vremena dostizanja graničnih stanja dijagnostičkih parametara bazirana na linearnoj regresiji, po kojima bi dijagnostički parametri bili uzrok otkaza sklopova mašina prikazana su na slici 6.2. Sa slike 6.2. se može zaključiti da bi sklopovi dostigli predotkaznu pouzdanost od 15% za parametre temperature, parametre aksijalnih ubrzanja vibracija, odnosno za parametre aksijalnih brzina vibracija. Na slici 6.2. pouzdanost brzine vibracija je označena sa $R\dot{x}$, pouzdanost ubrzanja vibracija sa $R\ddot{x}$, dok je pouzdanost temperature označena sa R_T . Veoma dobre i bliske pokazatelje sklopova mašina predstavljale su vrednosti dijagnostičkih parametara temperature i aksijalnih ubrzanja vibracija, dok su se vrednosti aksijalnih brzina vibracija u znatnoj meri razlikovale od prethodno navedenih.

Primenom vibrodijagnostičkog održavanja u elektranama i u prerađivačkoj industriji za period od 20 meseci (prosečne vrednosti) dobijene su različite krive intenziteta otkaza (sl. 6.4.).



Slika 6.2. Pouzdanost sklopova mašina na osnovu posmatranih dijagnostičkih parametara turbogenerators u TE Kostolac

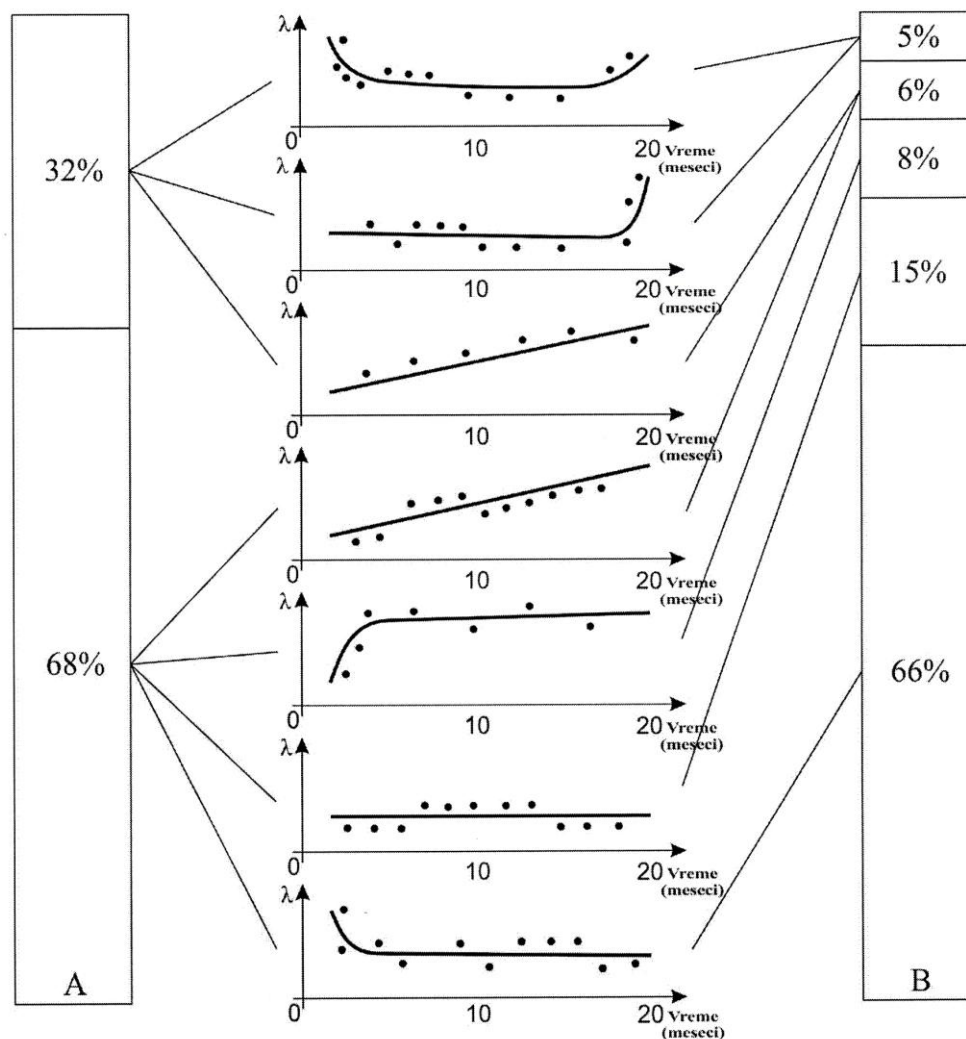
Na slici 6.3. prikazana je linearna funkcija srednjih vrednosti aksijalnih brzina vibracija na sklopovima mašina u TE Kostolac.



Slika 6.3. Linearna funkcija srednjih vrednosti aksijalnih brzina vibracija na sklopovima mašina u TE Kostolac

Istraživanja u TE Kostolac su pokazala da ako je turbogenerator eksploatisan sa povišenom vibracijom, onda u procesu glavnog remonta treba da budu izvršeni radovi na snižavanju vibracije. Ukoliko može da se izvrši neophodnost u produžavanju roka remonta ili u obavljanju specijalnih pripremnih radova, vibracijsko istraživanje se vrši ne manje od dva meseca pre početka remonta. Ako ovakvi podaci odsustvuju ili izazivaju sumnju treba blagovremeno izvršiti ili ponoviti vibracijsko istraživanje turbogenerators. Potrebno je postići dovođenje vibracija do mogućeg minimalnog nivoa, ne ograničavajući se snižavanjem amplitude vibracije ležišta do graničnih dozvoljenih značenja, koja se određuju efektivnim normama.

Na slici 6.4. prikazan je oblik intenziteta otkaza za tehničke sisteme u elektranama i u prerađivačkoj Srbije u periodu od 2.2.2014. do 15.9.2016.



λ - intenzitet otkaza (period uhadavanja 1 mesec, period slučajnih otkaza 16 meseci)

A - prerađivačka industrija

B - energetika (elektrane)

Slika 6.4. Oblik intenziteta otkaza za tehničke sisteme u elektranama i u prerađivačkoj industriji, za period praćenja od 20 meseci (prosečne vrednosti)

Istraživanja koja su sprovedena u TE Kostolac izvedena su sa ciljem merenja vibracija na ležištima turbogeneratora na ustaljenom režimu opterećenja od 270 (MW)/90 (MVar) sa ciljem:

- Merenja nivoa vibracija i poređenje sa dopuštenim nivoima prema VDI (ISO);
- Analize vibracionog stanja sa aspekta utvrđivanja sopstvenih frekvencija i kritičnih brojeva obrtaja;
- Dijagnostike stanja sa aspekta utvrđivanja sopstvene frekvencije, utvrđivanja stanja ležišta itd.;
- Zone vibracija u skladu sa ISO 7919.

Dinamička nosivost svih kliznih ležaja je dobra. Ne postoje tragovi uljnog vrtloženja. Uljni film valjano vrši svoju funkciju. Geometrijske mere i zazori kliznih sklopova su dobri.

Najznačajniji rezultati na polju neutralisanja i otklanjanja vibracija dobijeni su eksperimentalnim istraživanjima primenom različitih metoda: uravnoteženjem rotora, dinamičkim apsorbovanjem vibracija, metodom višeravnog uravnoteženja, toplotnim balansiranjem.

Sprovedena istraživanja se mogu primeniti na svim drugim tehničkim sistemima ili elementima kod kojih postoji izraženost vibracija usled obrtnog kretanja nekog mašinskog elementa.

6.2. Istraživanje indikatora performansi vibrodijagnostičkog održavanja

6.2.1. Aktivnosti vibrodijagnostičkog održavanja kao procenat ukupne aktivnosti održavanja

Ovaj pokazatelj ispituje procenat vibrodijagnostičkog održavanja (VOD) u odnosu na druge kategorije održavanja. Postoje dva načina da se odradi ovaj pokazatelj. Prvi je ukupni sati održavanja u odnosu na sve druge sate održavanja. Drugi je po ukupnim troškovima za program u odnosu na ukupan novac koji se troši na održavanje.

Za sate:

$$i_1 = \frac{\text{Utrošeni sati vibrodijagnostičkog održavanja}}{\text{Ukupni sati održavanja}} \%$$

Sprovedena istraživanja u TE Kostolac i Železari Smederevo pokazala su da je $i_1 + 0,11\%$ što je veoma nedovoljno.

Za troškove:

$$i_2 = \frac{\text{Troškovi vibrodijagnostičkog održavanja}}{\text{Ukupni troškovi održavanja}} \%$$

Ovi pokazatelji mogu se izvesti tako što se ukupni sati (ili troškovi) vibrodijagnostičkog održavanja podele sa ukupnim brojem sati (ili troškova) koje je radila služba održavanja. Za izračunavanje ovih pokazatelja, najbolje je da se koristi nedeljni zbir, a zatim da se pokazatelj prati tokom 12-mesečnog perioda.

Istraživanja u TE Kostolac i železari Smederevo pokazala su da je $i_2 = 15\%$, što je nezadovoljavajuće.

6.2.2. Smanjenje troškova održavanja posle primene vibrodijagnostičkog održavanja

Ovaj pokazatelj ispituje smanjenje troškova vibrodijagnostičkog održavanja naspram preventivnog i korektivnog održavanja. Pošto poslovi mogu biti isplanirani i zakazani dosta unapred, zastoji u proizvodnji svode se na minimum i manje prekovremenog rada održavanja je potrebno. Dve glavne oblasti uštede su rad (poboljšan i pouzdaniji raspored) i rezervni delovi (prognozirana potražnja, a ne skladištenje i korišćenje po potrebi).

$$i_3 = \frac{\text{Ukupni trenutni troškovi održavanja}}{\text{Troškovi održavanja pre programa vibrodijagnostičkog održavanja}} \%$$

Istraživanja sprovedena u TE Kostolac su pokazala da je $i_3 = 81\%$. Posle sprovođenja programa vibrodijagnostičkog održavanja ovaj indikator se povećao – $i_3 = 89\%$.

6.2.3. Indikatori performansi srednjeg preduzeća posle primene vibrodijagnostičkog održavanja (preduzeće srednje veličine)

INDIKATORI PERFORMANSI			
	2014.	2015.	2016.
Efikasnost			
Pokrivenost operativnih troškova Faza 1 (%)	110%	108%	107%
Pokrivenost operativnih troškova Faza 2 (%)	101%	99%	100%
Radni racio %	140%	132%	122%
Operativni racio %	135%	129%	106%
Dani dugovanja	201	220	189
Profitabilnost			
Racio profitne margine (%)	4,4%	0,05%	0,2%
Cene fakturisano (din/m ³)	74,8	81,7	95,7%
Cene naplaćeno (din/m ³)	50,8	64,6	71,4%
Cena potrebna za pokrivanje operativnih troškova (din/m ³)	43,6	55,2	89,6%
Operativni troškovi/potrošači (din/mesec)	1278	1257	1698
Kratkoročna likvidnost/Dugoročna solventnost			
Tekući racio (%)	117%	100%	53%
Brzi racio (%)	0,4%	0,7%	0,2%
Racio dugoročne zaduženosti (%)	95%	100%	123%
Obračun i naplata			
Efikasnost naplate-Ukupno (%)	68%	79%	85%
Efikasnost naplate-Domaćinstva (%)	68%	82%	84%
Efikasnost naplate-Privreda (%)	61%	68%	85%
Efikasnost naplate-Javne institucije (%)	98%	93%	100%
Procenat obračunatog (fakturisano) (%)	114%	106%	105%
Izmerena potrošnja (%)	93%	93%	93%
Odnos potrošača kojima je meren utrošak (%)	96%	85%	85%
Organizacija			
Zaposleni/1000 priključaka (broj)	10,8	10,9	11,0
Zaposleni/1000 potrošača (broj)	12,4	11,8	11,9
Lični troškovi/Zaposleni (din/mesečno)	67.197	70.240	74.795
Lični troškovi/Fakturisana voda (din/m ³)	35,3	43,9	45,3
Proizvodnja i održavanje			
Voda koja ne donosi prihod (NWR)	40%	41%	39%
Rezultati analiza neispravni (%)	0,7%	1%	0%

6.3. Sistem troškova pre (A) i posle (B) primene vibrodijagnostičkog održavanja

Primena vibrodijagnostičkog održavanja se može analizirati i na osnovu sledećeg pregleda (veličine u %).

Troškovi zastoja opreme

1.	Godišnja prodaja po godini (ukupna)	A=91%; B=94,3%
2.	Troškovi radne snage po godini	A=8,1%; B=7,9%
3.	Potencijalna ušteda zbog loše prodaje i troškova proizvodnje po godini	
4.	Procenat zastoja zbog održavanja (označava gubitak kapaciteta i smanjenje kapaciteta)	A=6,1%; B=3,92%
5.	Potencijalna ušteda usled smanjenja zastoja	
6.	Procenat napretka usled poboljšane kontrole održavanja 0÷10% ako već postoji dobra praksa održavanja 10÷20% ako postoji manuelni informacioni sistem 20÷30% ako postoji računarom podržan informacioni sistem	
7.	Ukupna ušteda na troškovima zastoja	2,18%

Ušteda na radnoj snazi (u procentima)

1.	Izgubljeno vreme radnika u potrazi za rezervnim delovima (usvojite neko od dole navedenog ako stvarno vreme nije poznato)	
	• nema sistema skladišta	=15÷25%
	• manuelno vođenje skladišta	=10÷20%
	• sistem radnih naloga i skladišta	=5÷15%
	računarom podržan sistem	
	radnih naloga i vođenja skladišta	=0÷5%
2.	Potrošeno vreme u potrazi za informacijama o radnom nalogu manuelni sistem radnih naloga	=5÷15%
	nema sistema radnih naloga	=10÷20%
3.	Izgubljeno vreme usled početka posla s pogrešnim prioritetom radnog naloga	
	manuelni sistem radnih naloga	=0÷5%
	nema sistema radnih naloga	=5÷10%
4.	Vreme izgubljeno zbog toga što oprema nije spremna da proizvodi (još proizvodi prethodno)	
	manuelni sistem radnih naloga	=0÷5%
	nema sistema radnih naloga	=10÷15%
5.	Ukupan procenat izgubljenog vremena	
6.	Godišnji troškovi radne snage	A=8,1%; B=7,9%
7.	Izaberite procenat koji opisuju vaš sistem održavanja	
	• nema sistema radnih naloga i skladišta	=75÷100%
	• manuelni sistem radnih naloga	=50÷75%
	• manuelni sistem radnih naloga i skladišta	=30÷50%
	• računarom podržan sistem	
	radnih naloga i vođenja skladišta	=25÷40%
8.	Ukupna ušteda (7×8) Ovo će predstavljati projektovanu uštedu proizašlu iz	

produktivnosti radnika

Uštede na inventaru i skladištu

1. Procena ukupnog inventara održavanja
2. Procena smanjenja inventara
 - nema sistema inventara =15÷30%
 - manuelni sistem =5÷15%
3. Procena jednokratnog smanjenja inventara (1×2)
4. Procena dodatnih ušteda (3×30%)
5. Ukupna ušteda (3+4)

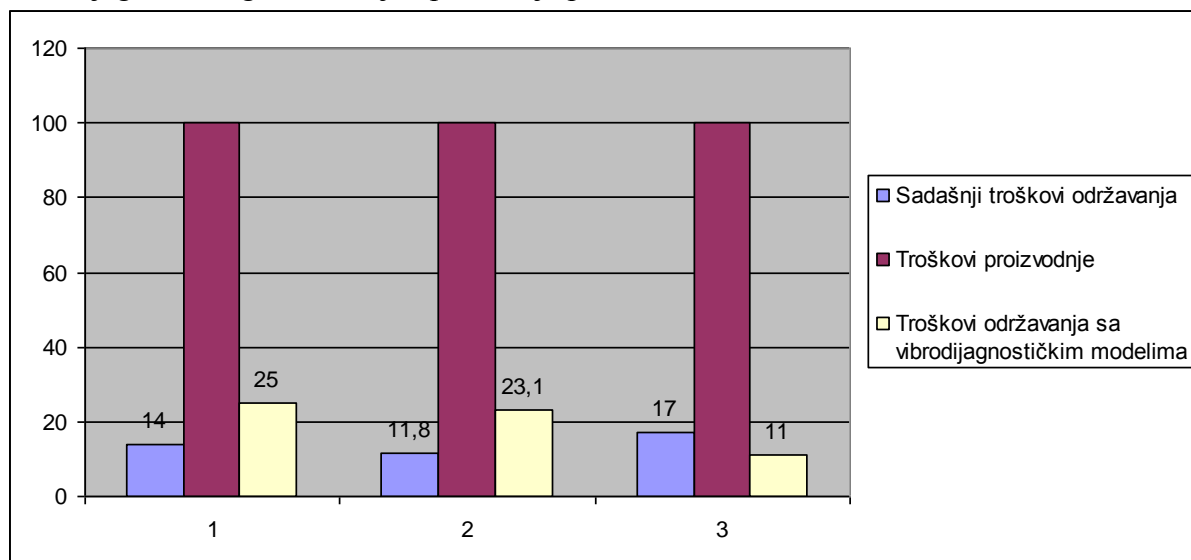
Uštede na većim zastojsima i remontima

1. Broj većih zastoja i remonta u toku godine
2. Prosečno trajanje (u danima)
3. Gubici usled zastoja u izgubljenoj prodaji
[koristiti dnevnu stopu zastoja (ukupan broj dana zastoja mora biti izražen u troškovima zastoja po danu)]
4. Ukupni procenjeni gubici po godini (1×2×3)
5. Procenjena ušteda u procentima
 - manuelni sistem radnih naloga =5÷10%
 - pert sistem =3÷8%
 - pert sistem i sistem kontrole radnih naloga =2÷5%
6. Ukupna ušteda (4×5%)

Ukupna ušteda troškova

1. Troškovi zastoja A=11,5%; B=8,18%
2. Ušteda u radnoj snazi
3. Ušteda na inventaru
4. Ušteda na većim zastojsima
5. Ukupna godišnja ušteda A=3,8%; B=7,95%

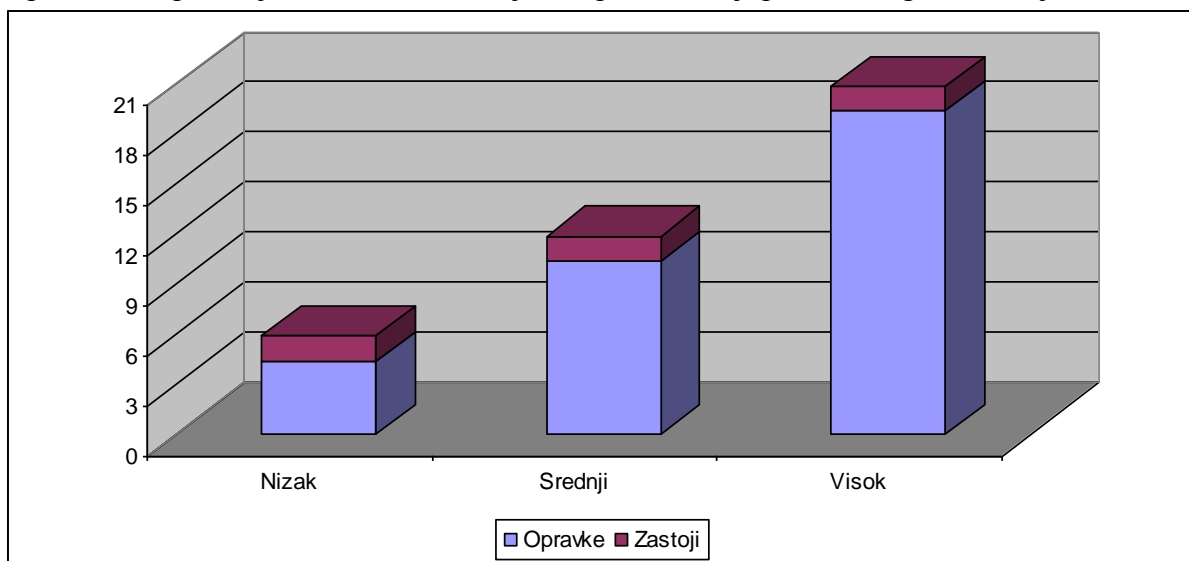
Na slici 6.5. data je zavisnost između smanjenja troškova održavanja uvođenjem vibrodijagnostičkog održavanja i povećanja profita.



Slika 6.5. Zavisnost između smanjenja troškova održavanja uvođenjem vibrodijagnostičkog modela održavanja

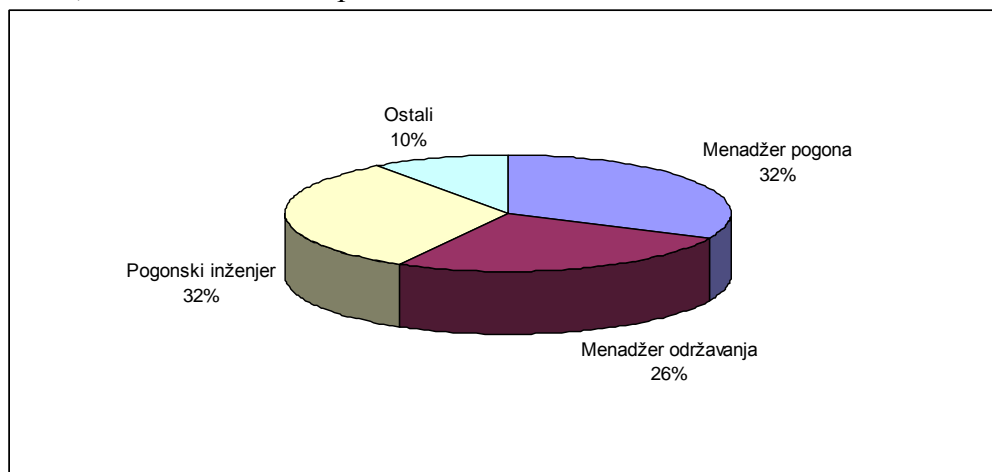
Dok su ove uštede dovoljan mamac za neka preduzeća prave uštede će nastupiti tek kasnije. Postavlja se pitanje šta je veće: da li troškovi održavanja ili gubitak proizvodnje, ili

povećani troškovi proizvodnje? Tako na primer, ako troškovi održavanja za opravku iznose 10.000 € ukupni troškovi za preduzeće iznose 30.000 € ili 160.000 €? U današnje vreme je kritično za preduzeće da utvrđuje troškove održavanja ili neodržavanja. Veliki je rizik učiti na svojim greškama. Jednostavno se treba poslužiti iskustvima drugih, ako ikada želite biti uspešni u unapređenju sistema održavanja i implementaciji proaktivnog održavanja (sl. 6.6.).



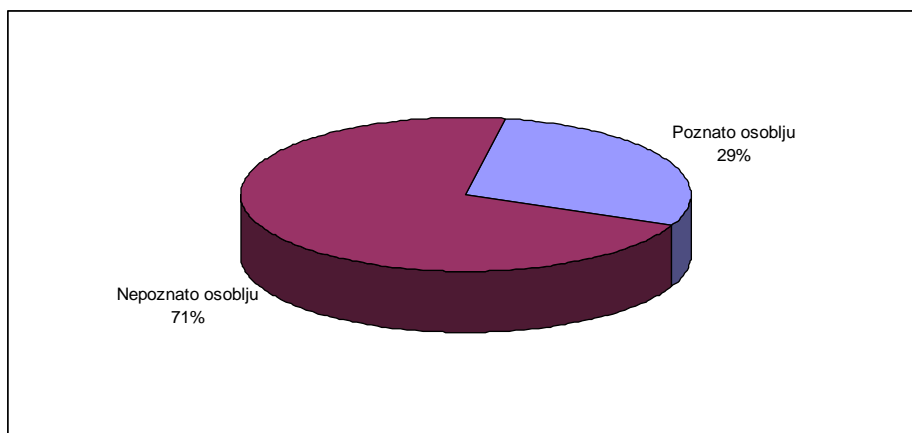
Slika 6.6. Gubici u proizvodnji prouzrokovani zastojima zbog opravki tehničkih sistema u TE Kostolac i TE „Nikola Tesla“

Dodatni problem predstavlja postavke kontrole budžeta održavanja. U mnogim preduzećima menadžeri održavanja čak i ne vrše kontrolu njihovog sopstvenog budžeta. U više od 60% slučajeva, direktor pogona ili pogonski inženjer kontroliše budžet održavanja. Direktor pogona ili inženjer proizvodnje je odgovoran za održavanje potpune kontrole svoga odseka. Ovo je predstavljeno na slici 6.7. vibrodijagnostičko održavanje postavlja odgovornosti i kontrolu funkcionalnosti proizvodne opreme rukovodiocima koji su školovani i stručni za to, a takođe afirmiše i prirodne vođe.



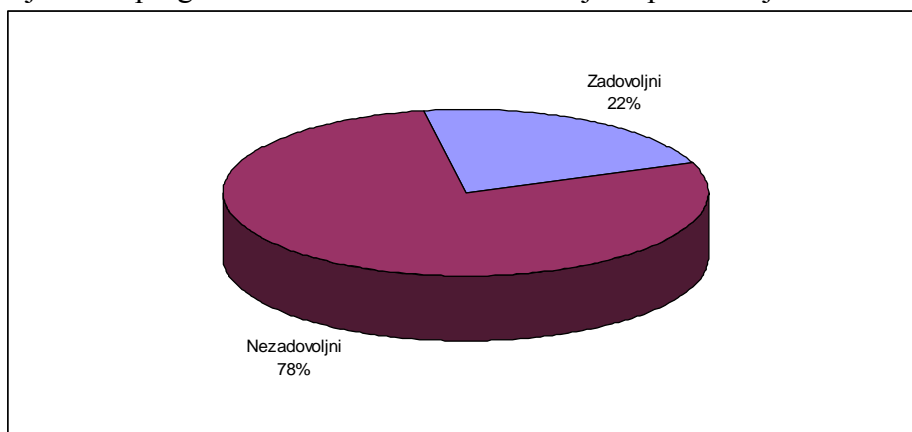
Slika 6.7. Udeo odgovornosti za budžet održavanja

Pošto mnoga preduzeća ne planiraju i ne predviđaju radne naloge, ne mogu znati veličinu njihovog nesvršenog posla. Ovo je predstavljeno na slici 6.8. ovakve pojave se moraju kontrolisati ako se želi postići optimalno iskorišćenje resursa.



Slika 6.8. Akumulacija izvršilaca – sati rada/broj izvršilaca

Sistem vibrodijagnostičkog održavanja je sledeća velika oblast koja se mora istražiti za vreme razvoja plana uvođenja vibrodijagnostičkog održavanja. Na koji način preduzeća kod nas koriste vibrodijagnostičko održavanje? Rezultati pokazuju da 78% preduzeća nije zadovoljno njihovim programom i troškovima. Grafički je to predstavljeno na slici 6.9.



Slika 6.9. Odnos preduzeća prema sopstvenom programu vibrodijagnostičkog održavanja

Uvođenjem vibrodijagnostičkog održavanja kompanija ostvaruje značajno smanjenje vremena u otkazu, defekte u proizvodima i troškove za rezervne delove (tabela 6.2.), što je rezultiralo isplativošću u te investicije u periodu od 3 godine.

Tabela 6.2. Analiza primene vibrodijagnostičkog održavanja

Cilj implementacije	Redukovanje troškova održavanja, obuka osoblja, optimizacija strategije održavanja
Integrirani servisi	Monitoring postrojenja
Smanjenje korektivnih intervencija [%]	65 [%]
Smanjenje ukupnih troškova održavanja [%]	52 [%]
Smanjenje proizvodnih gubitaka [%]	45 [%]
Smanjenje isporuke rezervnih delova [%]	18 [%]
Povećanje troškova rezervnih delova [%]	15 [%]
Isplativost projekta	3 godine
Tip monitoringa	Operacionalni indikatori

Mnoga preduzeća (organizacije), koja su implementirala vibrodijagnostičko održavanje (VOD), nisu adekvatno iskoristila prednosti unapređenja, a koje su morale postići posle implementiranja VOD pristupa održavanja (tabela 6.3.). Uspesne organizacije će naučiti kako da potraže ove nove koristi i pretvore ih u povećanje učešća na tržištu.

Tabela 6.3. Odnosi u preduzeću pre i posle implementacije vibrodijagnostičkog održavanja

KONCEPT	TRADICIONALNO PREDUZEĆE	PREDUZEĆE SA SLUŽBOM ZA VIBRODIJAGNOSTIČKO ODRŽAVANJE
Inventar	Imovina preduzeća je definisana po računovodstvenoj terminologiji	Predstavlja gubitak, tj. „umrtvljen“ kapital i tada dolazi do produžavanja vodećeg procesnog vremena
Idealan ekonomski kvalitet i veličina radnog tima	Vrlo velik – aktivni timovi su sa velikim brojem članova, kako bi se izbeglo vreme zastoja procesa	Jedan – teži se svođenju broja otkaza na nulu
Korišćenje ljudskog resursa	Svi radnici moraju biti uposleni tokom celokupnog radnog vremena	Pošto je rad, koji se vrši, direktno zavistan od zahteva klijenata, ne moraju svi radnici biti non-stop uposleni
Korišćenje procesa	Koriste se procesi koji omogućavaju brzo delovanje tokom svog vremena rada	Procesi treba da budu tako dizajnirani da uvek prate zahteve
Terminiranje radova	Stvaranje proizvoda na osnovu pretpostavki	Stvaranje proizvoda po zahtevu klijenta
Troškovi radova	Promenljivi	Fiksni
Računovodstvo	Pomoću tradicionalnih finansijskih, knjigovodstvenih i računovodstvenih standarda	Totalno računovodstvo
Kvalitet	Kontrola radova se vrši na kraju procesa, kako bi se bilo sigurno da su sve moguće greške pronađene	Procesi, proizvodi i usluge su tako dizajnirani da se greške uvek eliminišu

Ključne prednosti primene vibrodijagnostičkog održavanja možemo predstaviti u sledećih nekoliko celina.

Planiranje održavanja. Kompetentan program uključuje saradnju radnika proizvodnje i održavanja kako bi se obezbedila celokupna prednost nad eksploatacijom tehničkih sistema kroz planiranje održavanja.

Predviđajuće održavanje. Osoblje službe održavanja, treba da bude obučeno za vršenje monitoringa tehničkog sistema, tokom njegovog rada i da vrši dijagnostička merenja elemenata tehničkog sistema koji mogu biti potencijalni uzročnici otkaza sistema, tj. pojave stanja „u otkazu“. Ovo se može realizovati kroz upoznavanje i izbor adekvatne tehnike merenja.

Autonomno održavanje. Operateri i/ili proizvodni radnici bi trebali biti obučeni za izvođenje osnovnih aktivnosti održavanja na tehničkom sistemu kojeg opslužuju kao i da imaju potrebna znanja koja će im omogućiti da blagovremeno uoče odstupanja od potrebnih definisanih radnih režima i pojavu simptoma otkaza pre nego što dođe do pojave stanja „u otkazu“ tehničkog sistema.

Analiza kritičnih komponenti. Iskustva obično pokazuju da većina zahteva za intervencijom održavanja na bilo kom delu tehničkog sistema su, uglavnom, uzrokovana otkazom nekoliko kritičnih podsklopova ili komponenti. Isto tako samo nekoliko relevantnih podsklopova će kritično uticati na kritičnu efektivnost proizvodnje, kvalitet proizvoda, škart ili efikasnost tehničkih sistema. Pažljivom analizom obično će se identifikovati ovi kritični podsklopovi ili komponente.

Definisanje standarda tehničkih sistema. Vibrodijagnostičko održavanje treba da stavlja jak naglasak na kvalitetno planiranje programa održavanja u kojem se merodavne stavke pažljivo i tačno proveravaju u adekvatno definisanim vremenskim intervalima.

Inoviranje tehničkih sistema. Tehnički sistemi, koji ne ispunjavaju radne zahteve, po definisanim standardima, pažljivo se pregledaju, opravljaju, revitalizuju i inoviraju kako bi bili stavljeni u funkciju sa željenim radnim nivoima.

Trening za sticanje novih znanja. Gde je to potrebno, osoblje službe održavanja treba da se obučava za upotrebu efektnih i efikasnih novih metoda primene. Ovim obukama i treninzima će se povećati nivo razumevanja i posvećenosti radnim veštinama, usled čega će se ostvariti smanjenje kod odstupanja radnih performansi.

Praktični pristupi. Većina organizacija je imala iskustva sa mnogim razvojnim programima održavanja i mnoge od njih nisu uspele iz različitih razloga. Mnogi radnici održavaoci, a i menadžeri su osetili da program održavanja lepo zvuči u teoriji, ali ne opstaje tokom vremena u praksi. Da bi se minimizirale sve sumnje u praktičnost problema i obezbedio uspeh, ključni faktor u implementaciji vibrodijagnostičkog održavanja je da se ostvare jake i kvalitetne komunikacione veze između radnika održavaoca i njihovih pretpostavljenih tokom samog razvoja procesa (a i posle njihovog uspostavljanja).

Veza između zaposlenih radnika različitih sektora. Operateri tehničkih sistema treba da se konsultuju sa održavaocima tokom analiza kritičnih komponenti kako bi se obezbedilo da proizvodno radno iskustvo ne bude kontraproduktivno naporima održavaoca da se postigne definisani standard tehničkog sistema.

Kontrola. Brza i dokumentovana povratna veza tehničkog sistema i mehaničkih performansi mora se isprojektovati. Ovo ne omogućava menadžmentu samo da vrši kontrolu i monitoring stanja, već služi i za povećanje motivisanosti i samosvesti radnika održavaoca tokom realizacije njihovih poslova.

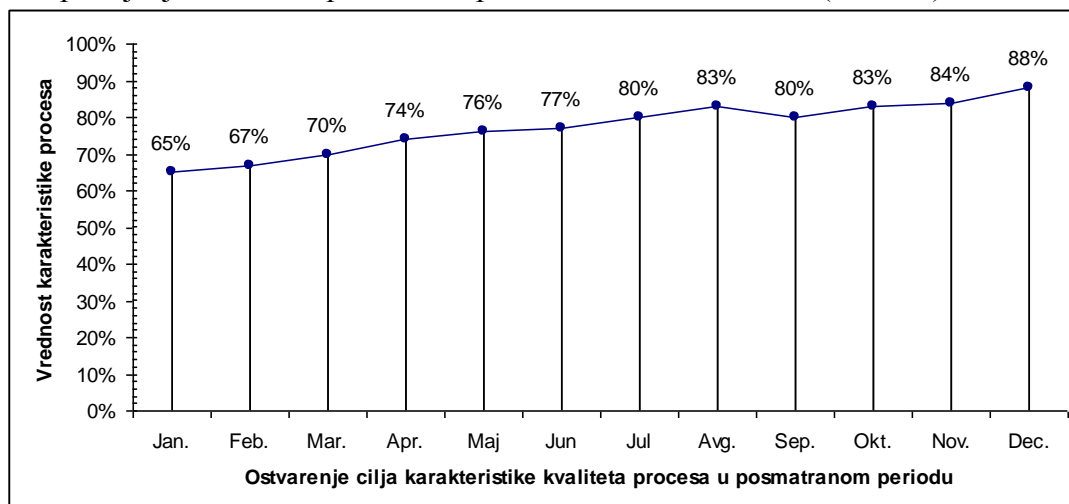
6.4. Istraživanje prednosti primene predloženog modela vibrodijagnostičkog održavanja

Prednosti predloženog modela vibrodijagnostičkog održavanja u odnosu na klasične dijagnostičke sisteme su:

1. Moguće je koristiti poseban podmodel za kontrolu vibracija za posebne geometrijske oblike kliznih ležajeva (dužina prema širini ležaja),
2. Dijagnostička ispitivanja se mogu sprovoditi u normalnim pogonskim uslovima, bez zaustavljanja ili ometanja rada pogona, moguća je primena matematičkog modela za proces promene stanja mašina,
3. Neispravnosti tehničkih sistema se mogu otkriti u početnoj fazi njihovog nastanka,
4. Moguće je istovremeno praćenje većeg broja dijagnostičkih parametara,
5. Dijagnostički proces se znatno pojednostavljuje i ubrzava, tako da je izveštaje o dijagnostičkim ispitivanjima moguće dobiti odmah nakon sprovedenih ispitivanja, jer se aktivnosti prikupljanja, obrade i analize podataka, procena stanja tehničkog sistema i donošenje odluka o daljim aktivnostima održavanja vrše automatski, odnosno, tu ulogu od čoveka preuzima računar (računar upravlja celokupnim dijagnostičkim procesom),
6. Smanjuje se broj radnika potrebnih za ispitivanja i njihova uloga se preusmerava na nadgledanje dijagnostičkog procesa,
7. Merne veličine se očitavaju gotovo istovremeno kada se vrši njihovo merenje, što povećava tačnost merenja,
8. Može se pratiti trend promene (pogoršanja) stanja mašina, što pruža mogućnost izbora najpogodnijeg trenutka za popravku ili zamenu delova mašina, jer se podaci

prikupljeni sprovođenjem dijagnostičkih ispitivanja čuvaju u računaru, pa je moguće upoređivati rezultate više merenja i na taj način pratiti trend promene stanja, što je presudno u dijagnostici stanja mašina,

9. Izabrani dijagnostički parametri se mogu istovremeno koristiti i u okviru sistema za automatski nadzor i upravljanje, kao i za zaštitu (npr. signaliziranje alarmnih vrednosti),
10. Upravljanje mernom opremom se podiže na znatno viši nivo (sl. 6.10.).



Slika 6.10. Trend promene ostvarenja cilja karakteristike kvaliteta procesa. Upravljanje merno-kontrolnom opremom za sprovođenje vibrodijagnostičkog održavanja

6.5. Istraživanje mogućnosti primene modela vibrodijagnostičkog održavanja i koncept dijagnostičkog centra – podmodel

Praktična realizacija predloženog novog modela u izvesnoj meri povećava troškove održavanja, samo u početnom periodu njegove primene, zbog troškova nabavke dijagnostičke opreme, troškova edukacije dijagnostičara i sl., međutim, oni koji misle da je neophodno smanjiti troškove održavanja, zaboravljaju da to neće dovesti do negativnih posledica u toku prve godine, ali može biti veoma skupo u budućnosti ukoliko se ne prati stanje svih tehničkih sistema u preduzeću kao i praćenje performansi održavanja.

Predloženi novi model vibrodijagnostičkog održavanja je dovoljno fleksibilan tako da se može prilagoditi različitim situacijama.

Usled smanjene ekonomske moći privrede naše zemlje, investicione mogućnosti za izgradnju izuzetno skupih novih industrijskih pogona svedene su na minimum. U takvoj situaciji jedno od rešenja je u primeni vibrodijagnostičkih sistema u ispitivanjima vitalnih delova sistema, koji zahtevaju relativno mala investiciona ulaganja, a mogu omogućiti pouzdano, kvalitetno i kontinualno funkcionisanje tehničkih sistema, a time optimalnije i racionalnije iskorišćenje postojećih resursa preduzeća.

Model se ne može primeniti za sve slučajeve u praksi, već svaka situacija zahteva specifična rešenja u zavisnosti od konkretnih uslova, karakteristika tehničkog sistema koji se dijagnostikuje, specifičnosti tehnološkog procesa, hardverske i softverske konfiguracije tih sistema, potrebne brzine i sigurnosti prenosa, obučenosti dijagnostičara, troškova eksploatacije itd.

Razlozi zbog kojih se automatizovani dijagnostički sistemi još uvek dovoljno ne primenjuju u industriji naše zemlje su:

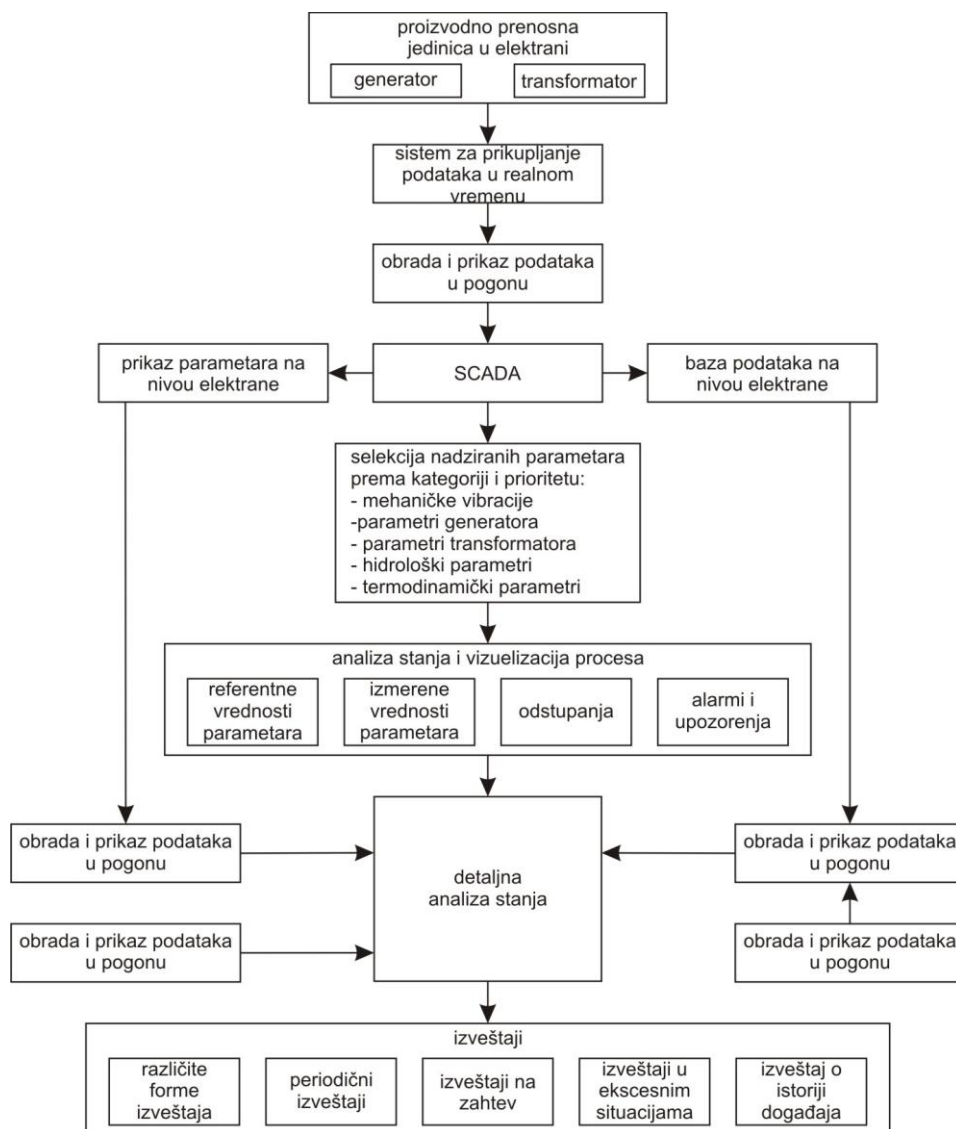
- nedostatak podataka usled nekorektnog pristupa prikupljanju podataka, ili čak nepostojanje kolekcija podataka uopšte;
- nedostatak efikasne komunikacije između onih koji se bave razvojem teorije i ljudi iz prakse u oblasti pouzdanosti i održavanja;
- nedostatak efikasnih pristupa validaciji;
- teškoće u primeni usled čestih izmena dizajna, tehnologija, poslovnih politika.

Potreba za unapređenjem modela proističe iz potrebe da se prati razvoj informaciono-komunikacionih tehnologija.

Ovaj model je posebno pogodan za dijagnostiku stanja kritičnih mašina gde se proces proizvodnje ne sme prekidati, jer svaki prekid procesa, a posebno neplanski može izazvati velike materijalne štete, kao i opasnosti po ljude.

Mogućnosti modifikovanja modela vibrodijagnostičkog održavanja predstavljaju osnovu za predloge daljih istraživanja.

U nastavku se predlaže idejno rešenje za formiranje dijagnostičkog centra za kontrolu svih vibracija na postrojenjima u jednom velikom proizvodnom sistemu (sl. 6.11.).



Slika 6.11. Koncept dijagnostičkog centra

Svaka elektrana u Srbiji, uz manje razlike, ima ljudske resurse (specijalizovan kadar) i materijalne resurse (instaliranu opremu) za stalno i/ili periodično praćenje i nadgledanje proizvodnih parametara koji se mogu svrstati u prve dve kategorije. Takav nadzor je u funkciji proizvodnje i održavanja.

Dijagnostički centar pruža dodatni kvalitet i unapređuje postojeći nadzor ne narušavajući postojeće koncepcije. U osnovi, on se bazira na snažnim bazama podataka, bazama znanja, računarsko-komunikacionoj opremi i programima za vizuelizaciju, proračune i obradu pristiglih podataka u realnom vremenu. Takođe, dijagnostički centar treba da raspolaze i moćnim programskim alatima za dodatne analize i obrade, kao i stručnim kadrom koji bi sprovodio potrebne proračune, analize, dodatna merenja i ispitivanja i davao mišljenja i sugestije na osnovu dobijenih proračuna [182].

Kompetencije centra bi bile višeznačne u zavisnosti od ugovorene vrste usluge. U početnoj fazi razvoja centra bi se nudile usluge na nivou detaljnih izveštaja sa rezultatima merenja i analize istih praćenih stručnim mišljenjem. Za poslove sa višim nivoom odgovornosti je potrebno da se obezbede uslovi: donete odgovarajuće tehničke preporuke, pravno regulisani odnosi, definisana eventualna uloga osiguravajućih društava, promenljivi parametri definisani uslovima poslovanja i tržišta električnom energijom itd.

6.6. Razvoj programa kontrole tehničkih sistema korišćenjem modela vibrodijagnostičkog održavanja – podmodel

Program održavanja rotacionih mašina zasniva se na činjenicama:

- svi sastavni delovi sistema vibriraju i stvaraju buku zbog manjih ili većih neispravnosti,
- prekomerne vibracije ili znatno povišenje normalnih nivoa vibracija ili buke sastavnih delova sistema predstavljaju upozorenje da su neispravnost postali mehanički, električni ili eksploatacioni problemi.

Zbog toga:

- periodične i kontinualne kontrole vibracija otkrivaju postojanje neispravnosti,
- analiza vibracija i buke otkriva koji deo sistema je neispravan i zašto.

Za efektno korišćenje ovih činjenica neophodan je program kontrole vibracija i buke na svim tehničkim sistemima. Tako se postiže otkrivanje neispravnosti u ranim stadijumima. Kada se otkrije neispravnost, primenjuje se analiza vibracija u cilju određivanja korektivnih i preventivnih aktivnosti održavanja. Program održavanja na bazi vibracija zahteva dva važna znanja. Prvo, znanja koje održavaoci već poseduju je poznavanje načina funkcionisanja tehničkih sistema, i poteškoće koje su tipične za ove tehničke sisteme i kako ih otkloniti. Drugo, znanje koje je upravo sposobnost raspoznavanja i utvrđivanja neispravnosti potpuno tačno i rano u svom toku razvoja. Merenje i analiza vibracija predstavljaju ključ za obezbeđivanje ovih zahteva. Mogu se, u principu, izdvojiti sedam osnovnih postupaka koji su potrebni da funkcioniše program održavanja na bazi vibracija. To su sledeći postupci [14, 317]:

[182] Studija: Formiranje dijagnostičkog centra za realizaciju monitoringa parcijalnih pražnjenja u IS na generatorima u elektranam EPS, Institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2011.

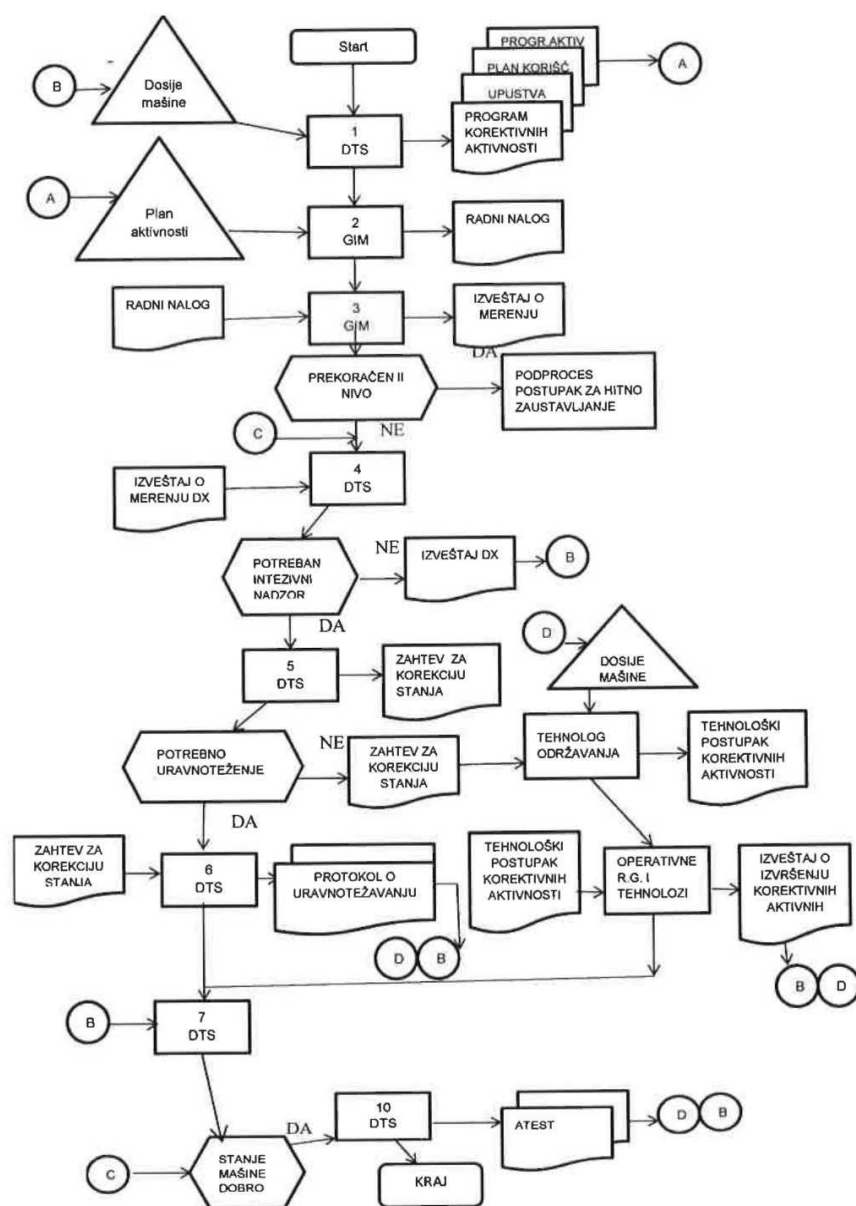
[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

- popis tehničkih sistema koje treba obuhvatiti programom održavanja (u prvom redu tehničkih sistema koji su kritični za proizvodnju),
- definisanje dozvoljenih nivoa vibracija na tehničkim sistemima,
- definisanje ispravnog tehničkog stanja i nivoa vibracija za svaki tehnički sistem,
- definisanje mernih tačaka na tehnički sistem za periodičnu i kontinualnu kontrolu vibracija,
- definisanje učestalosti (na bazi trenutnog tehničkog sistema) izvođenja periodičnih kontrola vibracije,
- definisanje informacionog sistema za registrovanje podataka i njegovo uvođenje,
- obuka specijalista za sprovođenje programa održavanja na bazi vibracija.

Polazeći od osnovne koncepcije vibrodijagnostičkog održavanja, treba definisati odgovarajući informacioni sistem za podršku procesa u sistemu održavanja prema stanju (sl. 6.12.).

Informacioni sistem (sl. 6.12.) je prikazan pomoću »blok dijagrama« u kome su procesi prikazani u vidu modula sa oznakom rednog broja procesa (modula).



Slika 6.12. Primer informacionog sistema dijagnostike stanja

6.7. Mogućnost primene matematičkog modela vibrodijagnostike na primeru turbogeneratorskog u železari Smederevo

Istraživanja osnovnih pokazatelja vibrodijagnostičkog modela održavanja izvršena su na primeru turbogeneratorskog u železari Smederevo.

Kao dijagnostički parametar, u ovom slučaju, odabrane su vibracije kućišta ležaja turbine (p), pri čemu je došlo do povećanih zazora u ležaju (poglavljje 4.).

Na bazi ispitivanja sprovedenih u period od 2 godine odabrani su:

$$\varepsilon_0 = 110[\mu m]$$

$$\varepsilon_2 = 150[\mu m]$$

$$R_Z = 0,96$$

$$u = 0,108[\mu m/h]$$

$$u_{1-p_0} = 3,6$$

Matematičko očekivanje $m_i(t)$ i standardna devijacija $\sigma_i(t)$ su aproksimirani linijskim funkcijama. Koeficijenti m_a i m_b su izračunati prema [241, 244]:

$$m_a = \frac{t_{i+1}m_\varepsilon(t_i) - t_i m_\varepsilon(t_{i+1})}{t_{i+1} - t_i}$$

$$m_b = \frac{m_\varepsilon(t_{i+1}) - m_\varepsilon(t_i)}{t_{i+1} - t_i}$$

Koeficijenti σ_a i σ_{ib} su izračunati analognim formulama kao m_a i m_b . Procena srednje vrednosti m cele populacije (ukupne količine zamenjenog sastavnog dela sistema) na osnovu ispitivanja ograničenog uzorka, za slučaj normalnog zakona, vršena je pomoću standardizovane normalne raspodele i pomoću tzv. t-raspodele. Tako su dobijene vrednosti:

$$m_a = 50,21$$

$$m_b = 0,2911$$

$$\sigma_a = 17,30$$

$$\sigma_b = 0,059$$

Da bi se utvrdio karakter zavisnosti parametara tehničkog stanja od dijagnostičkog parametra (ε do p) korišćena je teorija korelacije. Kako ova metoda zahteva mnogo numeričkih operacija, korišćen je računar. Na osnovu algoritma i programa, od željenog vida korelacije (u ovom slučaju linearna zavisnost) izračunati su koeficijenti korelacije:

Koeficijenti korelacije i koeficijenti pravaca regresionih funkcija su:

$$r = 0,58$$

$$a_1 = 1,18$$

$$b_1 = 0,078$$

Upoređujući korelacione linije sa stvarnim vrednostima utvrđeno je da ih iste sa dovoljnom tačnošću reprezentuju.

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[244] Vulović, S., Dijagnostika i prognostika stanja mašine, Simpozijum „Vibrodijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016. (ISBN 978-86-83701-45-2)

Provera hipoteza o normalnoj raspodeli $f(\varepsilon_i, t)$ prema kriterijumu Pirsona i Kolmogorova pokazala je njenu podudarnost sa ispitnim podacima.

Za date pokazatelje prema relacijama su izračunati momenti prve dijagnostičke kontrole stanja (T_1) i pretkritični nivo (ε_1) [241, 244]:

$$T_1 = 644[h] \quad \varepsilon_1 = 127[\mu m]$$

S obzirom da su izračunate vrednosti parametra tehničkog stanja ($\varepsilon(T_1)$) manje od pretkritičnog nivoa ε_1 , to je turbina nastavila proces eksploatacije bez sprovođenja aktivnosti održavanja.

Prvi moment dijagnostičke kontrole za ležaj u celini određuje se iz uslova $T_1 = \min(T_1)$. Usvojena je vrednost $T_1 = 794$ časa.

Moment sledeće dijagnostičke kontrole T_2 izračunat je po formuli i iznosi: $T_2 = 3425$ časova.

Za izmerene vrednosti dijagnostičkog parametra u trenutku T_2 izračunat je parametar tehničkog stanja ($\varepsilon(T_2)$).

$$p(T_2) = 134[\mu m]$$

$$\varepsilon(T_2) = 142[\mu m]$$

Za određivanje vrednosti zahtevanog intervala $T_z = 2340$ časova dobijeno je $T_z = T_2 - T_1 = 2631$ što znači, da je bilo neophodno izvršiti planirane aktivnosti održavanja u momentu $T_2 = 3425$ časova (usvaja se najmanji T_2).

Posle ovako razvijenog modela održavanja prema stanju za ležaj turbine smanjeni su troškovi angažovanja radne snage na održavanju i povećana raspoloživost sistema.

Razvijeni program je univerzalan i može da se koristi na N različitih dijagnostičkih parametara za različite tehničke sisteme.

6.8. Istraživanje karakterističnih frekvencija i potencijalni uzročnici vibracija turbogeneratora

6.8.1. Karakteristične frekvencije i potencijalni uzročnici

Frekvencije se upoređuju na osnovu brzine obrtanja u sistemu. Ako je frekvencija vibracija direktno povezana sa brojem obrtaja mašine, onda treba upotrebiti stroboskopsku lampu.

Postoji čitavo mnoštvo kriterijuma pomoću kojih se jedno utvrđeno dinamičko stanje mašinskog sistema može deklarirati kao stabilno ili nestabilno, odnosno, kao dobro ili loše. Zajednička osobina svih ovih prilaza, zasnovanih najčešće na upoređivanju odnosa fizičkih veličina izlaza (vibracija) i ulaza (npr. sila i momenata) jednog mašinskog sistema – u funkciji frekvencije, svakako je zavisnost od usvojenih teoretskih modela. Razumljivo da im otuda, i praktična primenljivost ostaje ograničena, bilo da pretpostavljaju komplikovan metodološki postupak, bilo da postavljeni modeli ne mogu dovoljno verno interpretirati osobine realnog mašinskog sistema [14, 317].

[241] Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, Z., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Associations, Book. 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.

[244] Vulović, S., Dijagnostika i prognostika stanja mašine, Simpozijum „Vibro-dijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016. (ISBN 978-86-83701-45-2)

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

Analiza vibracija pokazuje, međutim, da se uočljive promene kod snimljenih signala manifestuju isključivo na karakterističnim delovima frekventnog spektra, tj. u očekivanim frekventnim područjima koja odgovaraju sopstvenim i/ili prinudnim vibracijama.

Celokupan dijagnostički pristup polazi od činjenice da svaki poremećajni uzročnik generiše vibracije tačno određenog karaktera, prepoznatljive, pre svega, po frekvenciji kao ključnom parametru. Za mnoštvo vitalnih rotirajućih mašinskih delova i pored osnovne frekvencije i njenih viših harmonika, egzaktnim matematičkim putem definisan je niz prinudnih i sopstvenih frekvencija kojima mogu odgovarati i dominantne komponente u snimljenim spektrima [14, 326].

U tabeli 6.4. u sistematizovanom obliku na osnovu istraživanja u ovoj disertaciji na osnovu [14] dat je pregled pojedinih karakterističnih frekvencija i njihovih potencijalnih uzročnika. Fizička interpretacija karakterističnih frekvencija može biti simulirana preko snimljenih orbitalnih trajektorija rotora.

Tabela 6.4. Karakteristike vibracija

	UZROK VIBRACIJE	Dominantna prirodna frekvencija	Karakter amplitude	Dominantan pravac ispoljavanja
1.	- neuravnoteženost - ekscentričnost - reakcija mehaničke prirode - reakcija elektromagnetne prirode - reakcija fluido/dinamičke prirode	$1 \times f_0^*$ $* f_0 = \frac{n}{60} (s^{-1})$	Konstantan linearno proporcionalan poremećaj	Radijалан
2.	- nesaosnost osa obrtnih vratila - nesaosnost ose rukavca u odnosu na osu ležaja - ugibanje vratila - nedovoljna mehanička krutost	$(1-2) \times f_0$ eventualno i $3 \times f_0$	Konstantan	Aksijалан
3.	- povećan zazor u kliznom ležištu - neadekvatna viskoznost ulja	$\leq 0,5 \times f_0$	Načelno konstantan	Radijалан
4.	- oštećeno klizno ležište - inercijalne sile	$n \times f_0$ (n nije obavezno celobrojna konstanta)	Najčešće promenljiv	Radijалан
5.	- dejstvo sila magnetnog polja na električnim mašinama	$n \times f_0$ n - ceo broj	Konstantan	Radijалан
6.	- inercijalne sile delova koji vrše reverzibilno kretanje	$2n \times f^*$ n - ceo broj f - frekvencija nivoa	Konstantan	Radijалан
7.	- sile trenja u kliznim ležištima	f_0	Promenljiv	Radijалан
8.	- hidraulične i pneumatske sile	$n \times f_0$	Konstantan	Radijалан
9.	- kavitacione sile - pneumatski udari (pumpanje) i sl.	$> f_0$	Načelno konstantan	Radijалан
10.	- elektromagnetne sile	$2 \times f_0$	Konstantan	Radijалан

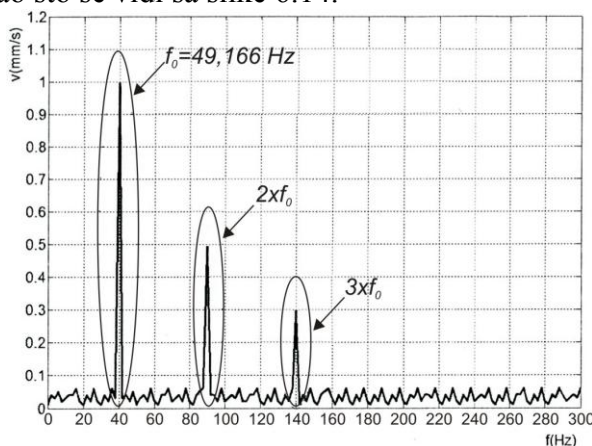
[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[326] www.znrfak.ni.ac.rs

Tabela 6.4. korišćena je kao vodič prilikom utvrđivanja i prognoziranja stanja ispitivanih rotacionih mašina u disertaciji (istraživanja su data na sl. 6.13 i 6.14).

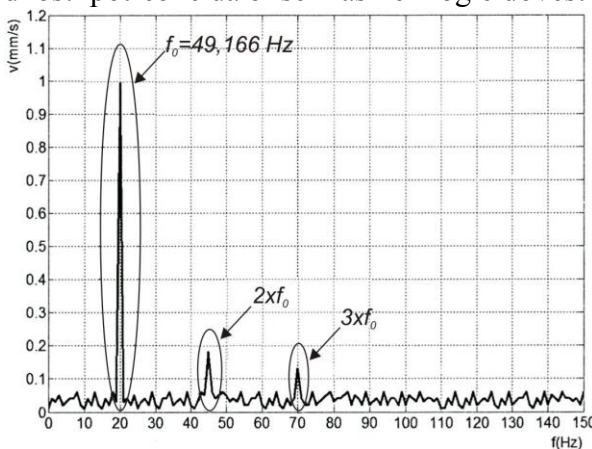
Praćena je pojava necentriranosti spojenih mašina turbine i generatora vibracionim kontrolama (metodom analize frekvencijskog spektra vibracija). U frekvencijskom spektru brzine vibracija dobijenom kada postoji velika necentriranost spojenih mašina (turbine i generatora) uočeno je prisustvo pored osnovnog harmonika na frekvenciji rotacije $1 \times f_0$ i dodatnih harmonika na dvostrukoj i trostrukoj frekvenciji rotacije $2 \times f_0$ i $3 \times f_0$ (gde je $f_0 = \text{RPM}/60$, RPM – broj obrtaja u minuti) naročito izraženih u aksijalnom smeru kao što se vidi sa slike 6.13. Pri tome su amplitude ovih dodatnih harmonika veće što je veća necentriranost spojenih mašina.

U frekvencijskom spektru brzine vibracija dobijenom kada je mala necentriranost pri spajanju turbine i generatora uočeno je postojanje dodatnih harmonika na dvostrukoj i trostrukoj frekvenciji rotacije $2 \times f_0$ i $3 \times f_0$ ali su njihove amplitude znatno manje nego kada je velika necentriranost, kao što se vidi sa slike 6.14.



Slika 6.13. Frekvencijski spektar brzine vibracija kada je velika necentriranost npr. 160 (1/100 mm) (turbogenerator Železara Smederevo)

Iz navedenog se može zaključiti da je primena vibracionih kontrola vrlo bitna i pravilna metoda za detekciju i praćenje necentriranosti mašina pri spajanju, jer se provodi bez zaustavljanja mašine, odnosno tokom eksploatacije. Međutim, iako je primena vibracionih kontrola ispravan način detekcije necentriranosti mašina, ipak se pomoću njih može samo utvrditi da li pri spajanju mašina postoji necentriranost, ali ne i sama vrednost necentriranosti, odnosno korekcionne vrednosti potrebne da bi se mašine mogle dovesti u istu osu rotacije.



Slika 6.14. Frekvencijski spektar brzine vibracija kada je mala necentriranost npr. 30 (1/100 mm) (turbogenerator Železara Smederevo)

6.8.2. Analiza debalansa i sklonost rotora turbogeneratora usled povišenja nivoa vibracija

1. Balansiranje rotora turbogeneratora

Balansiranje predstavlja postupak kojim utvrđujemo veličinu i položaj „ekstremne tačke“ (sabiranje vektora neuravnoteženosti od više uzroka) tako da možemo ili da dodamo određenu težinu suprotnoj strani rotora ili da uklonimo tu istu težinu na mestu ekstremne tačke.

Za utvrđivanje veličine neuravnoteženosti koristi se amplituda vibracija. Ona je za praktične svrhe direktno proporcionalna veličini neuravnoteženosti, što je osnovno načelo balansiranja. Drugo načelo je: referentna oznaka se pomera u pravcu koji je suprotan pomeraju „ekstremne tačke“, dok je ugao pod kojim se referentna oznaka pomera jednak uglu pomeranja „ekstremne tačke“ neuravnoteženosti.

Glavni uzroci nastanka neuravnoteženosti rotora su preraspodela mase po obimu rotora i položaja osnovne centralne ose rotora, odnosno ose njegovog okretanja. U prvom slučaju (sl. 6.13a) centrifugalna neuravnotežavajuća sila određuje se sledećim izrazom [9, 317]:

$$P = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

gde je:

- m - neuravnotežavajuća masa,
- ω - ugaona brzina okretanja rotora,
- r - poluprečnik dodatne mase.

Izražavajući m kroz odnos neuravnoteženosti Q rotora i ubrzanja sile teže g , a ω kroz broj obrtaja n , dobijamo:

$$P = \frac{Q}{1000} \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot r$$

U drugom slučaju (sl. 6.15b) pri rasporedu ukupne mase M rotora na istu veličinu δ , u odnosu na osu obrtaja, neuravnotežena sila se izračunava:

$$P = M\omega^2 \cdot \delta$$

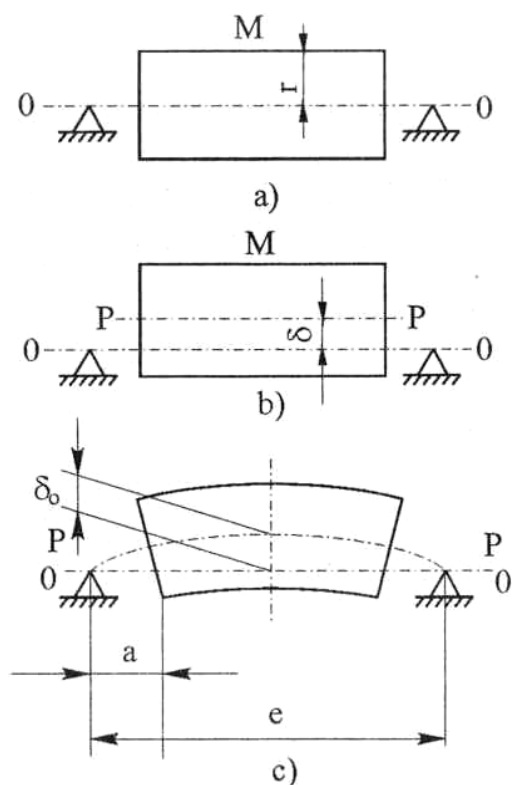
$$P = \frac{Q}{1000} \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot \delta$$

gde je:

- G - težina rotora,
- δ - ekscentricitet.

Prethodnim izrazom možemo takođe odrediti centrifugalnu neuravnotežavajuću silu nastalu pri pomeranju od ose obrtanja određenog dela rotora (bandaža, turbinskog diska itd.).

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016 (ISBN 978-86-83701-39-1)
[317] www.scribd.com



Slika 6.15. Određivanje centrifugalne neuravnotežavajuće sile [9]

Slika 6.15. poslužiće kao vodič za analizu neuravnoteženosti ispitivanih rotacionih mašina u poglavlju 6.12.

Linija spajanja centra težine svih naizmenično datih poprečnih preseka rotora naziva se linija ekscentriciteta i predstavlja prostornu krivu.

Neuravnotežena centrifugalna sila koja deluje u svakom preseku rotora jednaka je:

$$P_i = m_i \cdot \omega_i^2 \cdot \delta_i$$

Prema sl. 6.13c neuravnotežena sila je:

$$P_i = \frac{2\omega_i^2 l \delta_0}{\pi \cdot g} \left[q_1 \left(1 - \cos \frac{\pi a}{l} \right) + q_2 \cos \frac{\pi a}{l} \right]$$

gde je:

q_1 i q_2 - težina završnih delova rotora,

a - dužina završnog dela,

l - dužina rotora između ležišta,

δ_0 - amplituda ugiba.

Neposredni uzroci neuravnoteženosti rotora u procesu eksploatacije turbine i generatora mogu biti:

- debalans (neuravnoteženost) u jednom od rotora nastao zbog ispada pojedinih lopatica. Pri tome trenutak ispada pojedinih lopatica može ostati neprimećen, pošto se odlomljena lopatica mogla ukliniti između lopatica ili utisnuti u kanal kućišta turbine, i zato izletanje nije praćeno zvučnim efektom. U tom slučaju amplituda vibracije uopšte ne zavisi od opterećenja (nekad se primećuje izvesno sniženje amplitude s porastom opterećenja) a приметно zavisi od promene broja obrtaja pri puštanju i

[9] Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016 (ISBN 978-86-83701-39-1)

zaustavljanju turbine. Amplituda se tada menja skoro upravo proporcionalno s kvadratom broja obrtaja [14, 317];

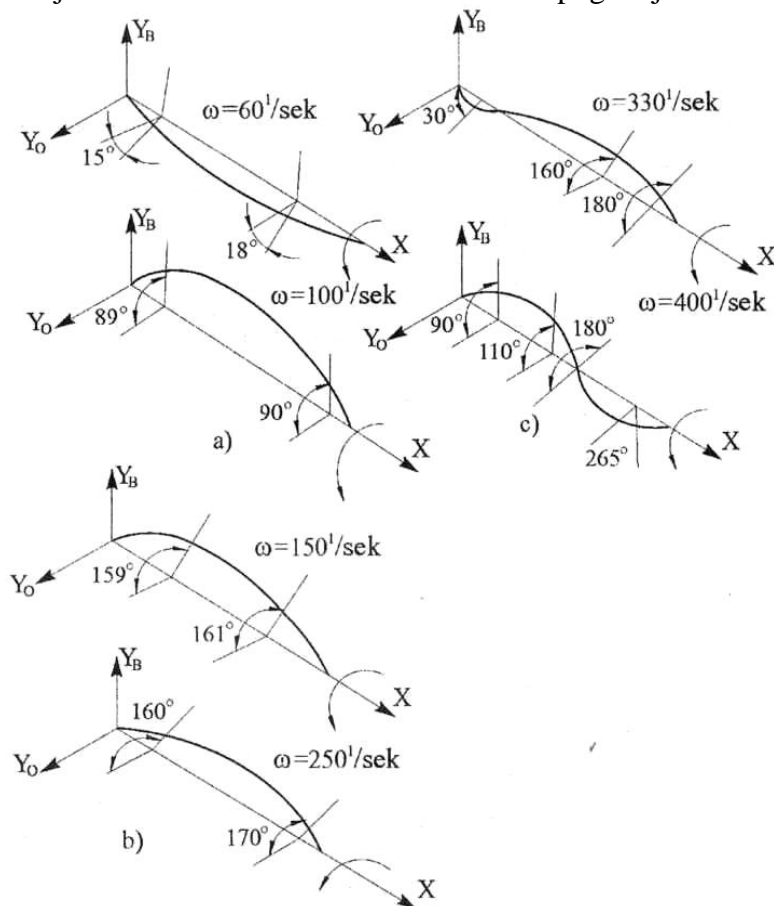
- b) narušavanje kružne simetrije preseka rotora nastale pri konstruisanju i proizašle iz netačnosti mehaničke obrade;
- c) ugib vezan sa ostalim deformacijama od mehaničke i termičke obrade otkivka;
- d) slabljenje zadnjih diskova (diskova do generatora) i poluspojnice;
- e) neravnomerno trošenje radnih lopatica (pojava erozije zadnjih lopatica);
- f) elastično ugibanje usled neravnomernog zagrevanja ili hlađenja rotora po preseku (toplotna razbalansiranost).

Kruti rotor ne menja svoju konfiguraciju pod dejstvom dodatnih neuravnoteženih sila, za razliku od elastičnog rotora.

Okrećući se konstantnom brzinom, rotor dobija konstantan oblik dinamičkog ugiba. Pri tome se reakcija oslonca (sile u ležištima), a takođe i amplitude vibracija ležišta ne menjaju.

Pri promeni brzine okretanja menja se oblik dinamičkog ugiba. To se može videti na sl. 6.16. na kojoj su prikazani oblici elastične linije rotora konstantnog preseka na krutim osloncima pri različitim brojevima obrtaja [14, 73, 317].

Slike 6.13. i 6.14. analizirane su na primerima turbogeneratora (sa teorijskog aspekta), a konkretna ispitivanja na rotorima u TE Kostolac data su u poglavlju 6.12.



Slika 6.16. Oblici elastične linije rotora

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

[73] Hartog, D.: Mechanical vibrations, Mc Graw-Hill Book company, New York, 1956.

Zakoničnosti razbalansiranja rotora turbogeneratorske vezane su sa temperaturama deformacije rotora usled neravnomernog zagrevanja ili hlađenja po poprečnom preseku. Uzroci neravnomernog zagrevanja rotora generatora mogu biti prstenovi (četkice) budilice, ventilacioni gubici i dr.

Pri okretanju rotora generatora, u svakom kanalu po obimu, obrazuju se vrtlozi vazduha, rezultat čega su mestimična zagrevanja koja dovode do deformacije rotora.

Kod većine rotora postoji pomeranje namotaja. Ova navojna pomeranja odražavaju se na vibracije generatora u zavisnosti od dužine (količine) pomerenih navoja i od njihovog položaja na rotoru generatora.

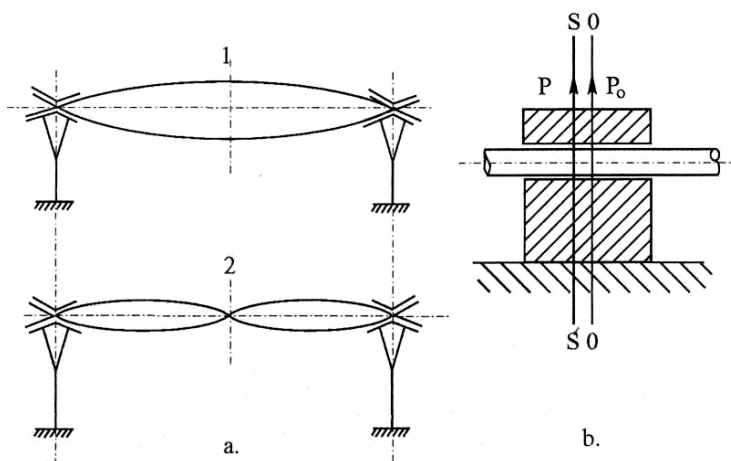
Ako se u toku rada generatora osa obrtaja rotora poklapa sa osom statora, na rotor ne deluju nikakve poremećajne sile. Međutim, u praksi se te ose retko poklapaju, odnosno po obimu nastaju neravnomernosti radijalnog zazora između rotora i statora. Neravnomernost vazdušnog zazora nastaje zbog toga što je osa rotora nagnuta pod dejstvom sopstvene težine, i može da se podudara sa strogo cilindričnom osom statora ne više nego u dve tačke po dužini ose.

Kod savremenih velikih turbogeneratorske radijalni vazdušni zazor dostiže 40-70 mm. Dozvoljeno odstupanje veličine zazora po obimu (na početku) je veće od $\pm 4-7$ mm, odnosno ne veće od $\pm 10\%$ od srednje veličine zazora. Ispitivanja su pokazala da odstupanja zazora u granicama od 3% ne izazivaju приметnu promenu vibracija ležišta [14, 317].

Pri eksploataciji turboagregata, smanjenje statičke krutosti može biti izazvano sledećim uzrocima [14]:

- oslavljenjem uzajamne veze kućišta ležišta, fundamentalnog rama,
- odvajanjem kućišta ležišta od fundamentne ploče,
- narušavanjem veze između cilindra turbine i njegovih oslonaca,
- pojavom pukotina na nosećim delovima fundamenta.

Uzdužna vibracija (aksijalna) ležišta turbine i generatora izazvana je ugaonim pomeranjem rukavaca rotora (sl. 6.17.) i nepravilnim položajem opterećenja na ležištu [14, 317].



Slika 6.17. Pojava uzdužnih aksijalnih vibracija

Obrtanje savijenog rotora izaziva odgovarajući okretaj posteljice ležišta, a s njim i kućišta. Ugaonim pomeranjem rukavaca ležišta stvaraju se uzdužne vibracije. Uljni film od nekog stepena apsorbuje ugaona pomeranja krajeva vratila.

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[317] www.scribd.com

2. Otkrivanje uzroka vibracija turbogeneratora

Otkrivanje uzroka vibracija kod turbogeneratora u većini slučajeva je veoma složeno jer se najčešće ne radi samo o jednom već o više raznorodnih uzroka.

Ako je turbina duže vreme radila s povećanom vibracijom, po pravilu posledice vibracija pretvaraju se u njihove dopunske uzroke.

U prvom redu određuje se rasprostiranje vibracije po pojedinim delovima i ležajima turbine i generatora pri normalnom opterećenju i normalnim parametrima rada. Treba stalno imati na umu da rasprostiranje vibracija ne mora biti karakteristično za mesto njihovog nastajanja. Uglavnom treba izvesti sledeća ispitivanja režima rada turbogeneratora, uz praćenje rasprostiranja vibracija i izmena njihovih veličina [14, 243, 317]:

- a) Određuje se rasprostiranje vibracija pri normalnom opterećenju i normalnim parametrima;
- b) Vršiti se ogled praznog hoda bez pobude generatora da bi se odredila zavisnost veličina amplitude vibracija od broja obrtaja;
- c) Izvodi se ogled praznog hoda sa prelaskom na pobuđivanje generatora. Taj ogled pokazuje promenu vibracija pri promeni napona generatora;
- d) Izvodi se ogled dugotrajnog praznog hoda u trajanju od 3 do 4 časa s pobuđenim generatorom, i proverava se dejstvo progrevanja pojedinih sklopova tela turbine na veličinu vibracija;
- e) Izvodi se ogled opterećenja turbine. Opterećenje treba menjati s normalnom brzinom. Veličina vibracije mora da se meri svakoj 1/4 do 1/5 dela porasta opterećenja;
- f) Izvodi se ogled dugotrajnijeg rada pri maksimalno mogućem ravnomernom opterećenju (prema uslovima veličine vibracije) u trajanju od 3 do 4 časa;
- g) Izvodi se ogled „skidanja“ opterećenja i zaustavljanja turbine. To omogućava da se sudi o uticaju zaostalih toplotnih deformacija na veličinu vibracija;
- h) Osim opisanih ogleda, u slučaju sumnji u uzroke vibracije, mogu se izvršiti i odvojena puštanja u rad:
 - turbine bez generatora, ili
 - generatora sa sinhronim motorom bez turbine.

3. Iznalaženje vibracija turbogeneratora

Ako se generator lagano i postepeno „pobuđuje“ tako da vibracije počinju od trenutka kad se na njemu dostigne 3000 do 4000, „buđenje“ treba obustaviti jer postoji kratak spoj u rotoru. Ako bismo podizali napon, vibracije bi se znatno povećale. Kada se utvrdi da vibracije potiču od rotora, postupak je sledeći [14, 317]:

- utvrditi veličinu izolacije između namotaja i mase rotora; (pretpostavimo da je za sada izmerena vrednost dovoljna),
- rashladiti rotor, ostavljajući da ga turbina okreće oko dva časa (struja „pobuđivanja“ za to vreme mora biti nula).

Zatim se izmeri omski otpor hladnog namotaja rotora, pošto se rotor zaustavi i izmerena vrednost uporedi sa vrednošću nađenom prilikom ispitivanja mašine u fabrici. Takav rezultat merenja potvrđuje pretpostavku da u unutrašnjosti rotora postoji kratak spoj.

[14] Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)

[243] Vulović, S., Vulović, M., Petrov, T., Savić, D., Adamović, Ž., Ocena vibracionog stanja generatora, Majski skup održavalaca Srbije „Buka, vibracije i proaktivno održavanje mašina“ (uvodno predavanje), Vrnjačka banja, 2017.

[317] www.scribd.com

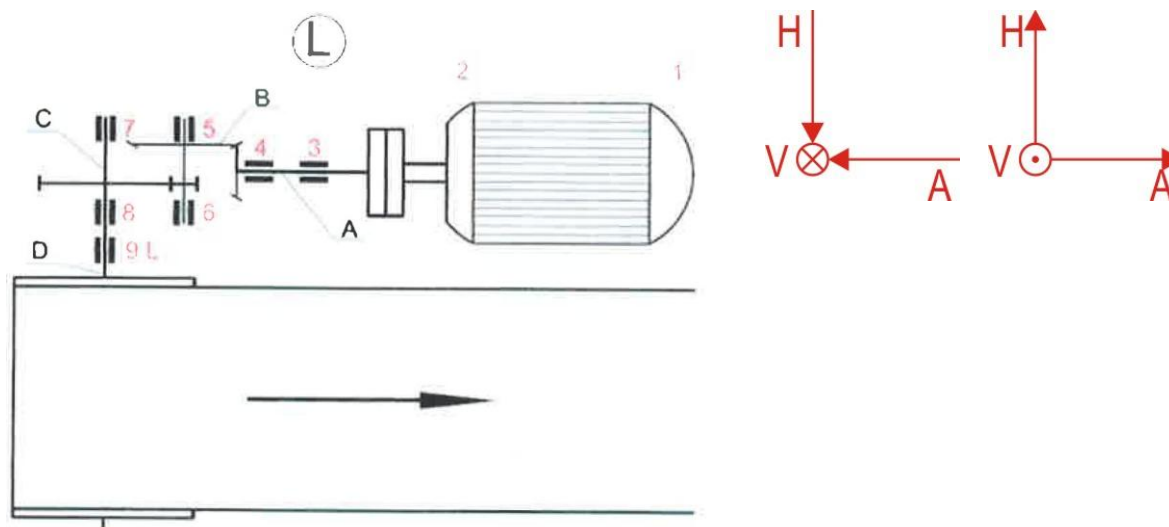
6.9. Eksperimentalna merenja vibracija na zupčastim reduktorima u Železari Smederevo

Eksperimentalna merenja vibracija su izvršena na reduktorima koji se koriste za pogon gumenih tračnih transportera u pogonu Aglomeracija Železare Smederevo.

Dvostepeni zupčasti prenosnik (reduktor) je prenosnik sa konusno tanjirastim ulaznim parom zupčanika kao prvim stepenom prenosa, te sa cilindričnim parom zupčanika sa kosim zubima drugog stepena prenosa. Osnovne frekvencije dvostepenog zupčastog prenosnika (reduktora) date su u tabeli 6.5. a šematski prikaz pogona dat je na slici 6.18.

Tabela 6.5. Osnovne frekvencije dvostepenog zupčastog prenosnika (reduktora)

Vratilo	Ležaj		Broj obrtaja [o/min]	Frekvencija [Hz]	Broj zuba zupčanika [Z]	Frekvencija sprezanja [Hz]
Vratilo EM-a	1		987	16,48		
	2					
Vratilo „A“	3		987	16,48	11	181,52
	4					
Vratilo „B“	5		247,45	4,4	44	
	6				31	
Vratilo „C“	7		62,66	1,028	125	128,3
	8					

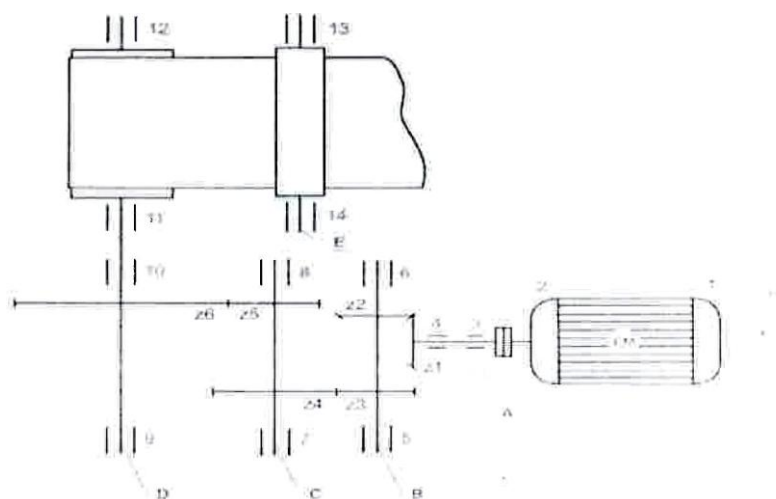


Slika 6.18. Šematski prikaz pogona sa dvostepenim reduktorom

Trostepeni zupčasti prenosnik (reduktor) je prenosnik sa konusno tanjirastim ulaznim parom zupčanika kao prvim stepenom prenosa, te sa cilindričnim parom zupčanika sa kosim zubima drugog stepena prenosa i cilindričnim parom zupčanika sa kosim zubima trećeg stepena prenosa. Osnovne frekvencije trostepenog zupčastog prenosnika (reduktora) date su u tabeli 6.6. a šematski prikaz pogona dat je na slici 6.19.

Tabela 6.6. Osnovne frekvencije trostepenog zupčastog prenosnika (reduktora)

Vratilo	Ležaj	Broj obrtaja [°/min]	Frekvencija [Hz]	Broj zuba zupčanika [Z]	Frekvencija sprezanja [Hz]
Vratilo EM-a	1	980	16,45		
	2				
Vratilo „A“	3	980	16,45	37	605,20
	4				
Vratilo „B“	5	954,21	15,7	38	732,1
	6			46	
Vratilo „C“	7	242,5	4,051	181	215,12
	8			53	
Vratilo „D“	9	61,5	1,028	209	
	10				



Slika 6.19. Šematski prikaz pogona sa trostepenim reduktorom

Eksperimentalno merenje vibracija izvršeno je na mernom mestu broj 5 (sl. 6.15.) na dvostepenom reduktoru pogona tračnog gumenog transportera, gde je isti odradio 7000 radnih sati. Merenje je izvedeno u vertikalnoj ravni. Karakteristične frekvencije mernog mesta za $n_{ob} = 246,25 [^\circ/\text{min}]$ su sledeće:

Na sledećim slikama dati su dijagrami pomaka, brzine, ubrzanja i ubrzanja envelope vibracija za merno mesto broj 5 dvostepenog reduktora (slika 6.20, slika 6.21, slika 6.22, slika 6.23).

Vratilo A: 16,50 [Hz]

Vratilo B: 4,1 [Hz]

Sprezanje zupčanika z_1 i z_2 180,62 [Hz]

Sprezanje zupčanika z_3 i z_4 127,10 [Hz]

Ležaj („SKF“):

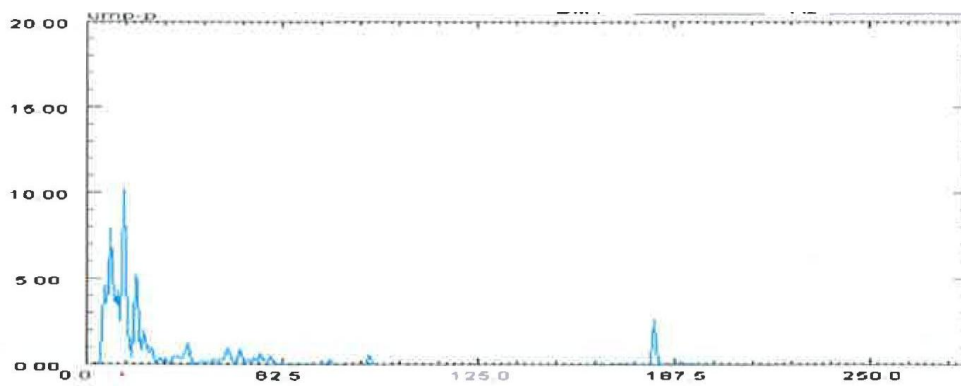
BPFI: 36,30 [Hz]

BPFO: 25,38 [Hz]

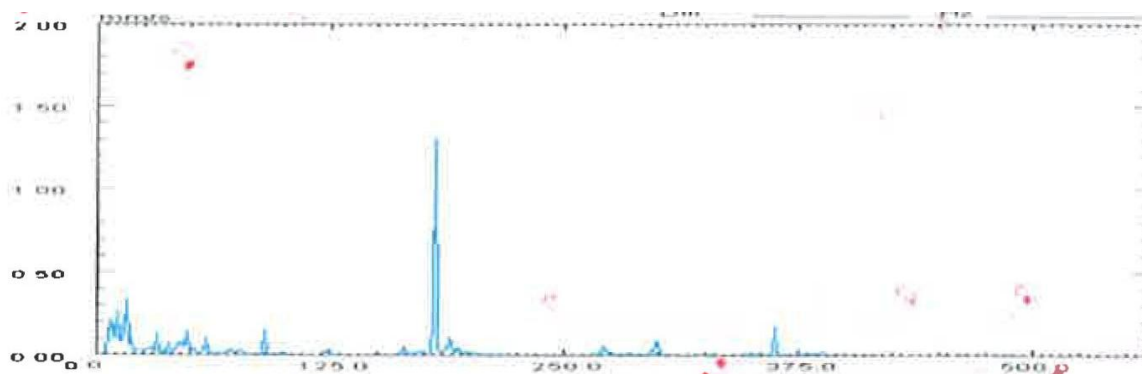
FTF: 1,7 [Hz]

BSF: 10,86 [Hz]

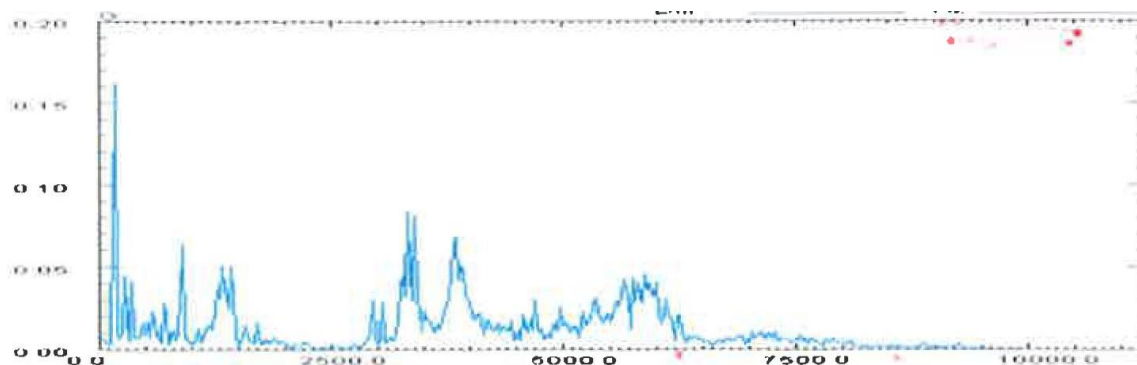
REF: 21,89 [Hz]



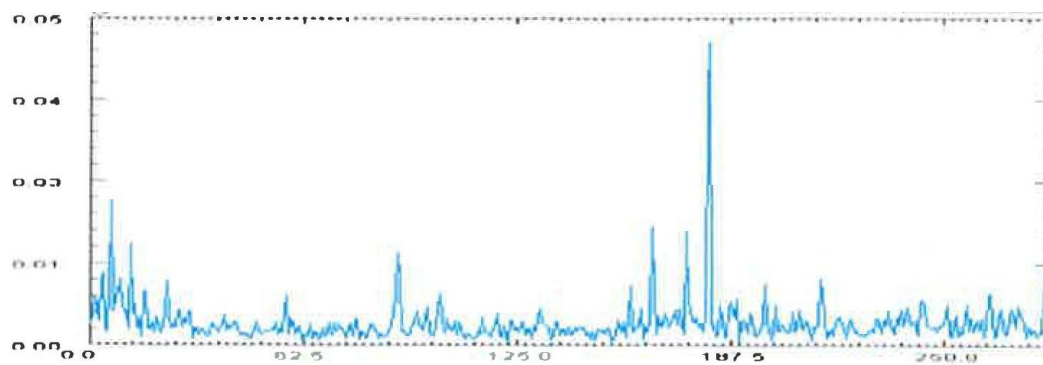
Slika 6.20. Dijagram pomaka vibracija



Slika 6.21. Dijagram brzine vibracija



Slika 6.22. Dijagram ubrzanja vibracija



Slika 6.23. Dijagram envelope ubrzanja vibracija

Iz dijagrama pomaka vibracija (sl. 6.20.) se vidi da su najveći pikovi vibracija amplitude 10,20 [mm] na 12,5 [Hz], 7,99 [mm] na 8,12 [Hz], 5,27 [mm] na 16,25 [Hz], te 2,67 [mm] na 180,6 [Hz]. Može se zaključiti da se radi o maloj neizbalansiranosti ulaznog vratila „A“ čija joj osnovna frekvencija vrtnje 16,42 [Hz] te se očituje i frekvencija ozubljenja z_1 i z_2 180,62 [Hz] čija je amplituda u granicama normalnog.

Iz dijagrama brzine vibracija (sl. 6.21.) se vidi da je najveći pik vibracija amplitude 1,31 [mm/s] na 180,6 [Hz] koji potiče od ozubljenja z_1 i z_2 čija amplituda ne prelazi granicu određenu ISO normama.

Iz dijagrama ubrzanja vibracija (sl. 6.22.) se vidi da je najveći pik vibracija amplitude 0,162 [g], odnosno 1,59 [mm/s²] na 180,6 [Hz] koji potiče od ozubljenja z_1 i z_2 čija amplituda ne prelazi granicu određenu ISO normama.

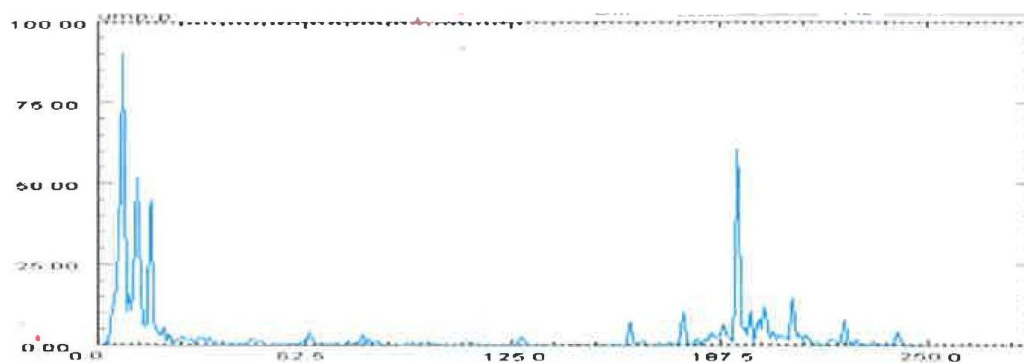
Iz dijagrama envelope ubrzanja vibracija (sl. 6.23.) demoduliranog signala ubrzanja vibracija niske frekvencije u opsegu od 0 do 500 [Hz] se vidi da je najveći pik vibracija amplitude 0,046 [g], odnosno 0,45 [mm/s²] na 180,6 [Hz] koji potiče od ozubljenja z_1 i z_2 čija amplituda ne prelazi granicu određenu ISO normama. Na ovom dijagramu se još uočava niska vrednost „tepih“ vibracija što dovodi do zaključka da se komponente reduktora dobro podmazuju.

Iz navedenih dijagrama može se zaključiti da su komponente reduktora mernog mesta broj 5 kao i kompletan reduktor u vrlo dobrom stanju, te se može izvršiti ocena mehaničkog stanja istog i predvideti moto časove koje može da odradi pre prvog servisa ili remonta.

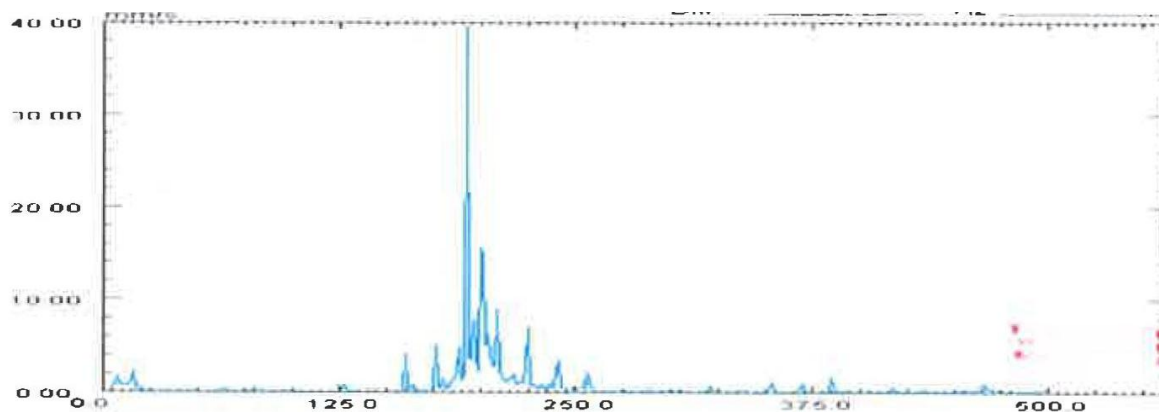
Ekperimentalno merenje vibracija izvršeno je na mernom mestu broj 7 (sl. 6.19.) na trostepenom reduktoru pogona tračnog gumenog transportera, gde je isti odradio 1800 radnih sati. Merenje je izvedeno u vertikalnoj ravni. Karakteristične frekvencije mernog mesta za $n_{ob} = 242,5$ [°/min] su sledeće:

Vratilo B:	15,90 [Hz]
Vratilo C:	4,04 [Hz]
Sprezanje zupčanika z_3 i z_4	731,14 [Hz]
Sprezanje zupčanika z_5 i z_6	214,22 [Hz]
Ležaj („SKF“):	
BPMI:	36,65 [Hz]
BPMO:	24,97 [Hz]
FTF:	1,66 [Hz]
BSF:	10,83 [Hz]
REF:	21,65 [Hz]

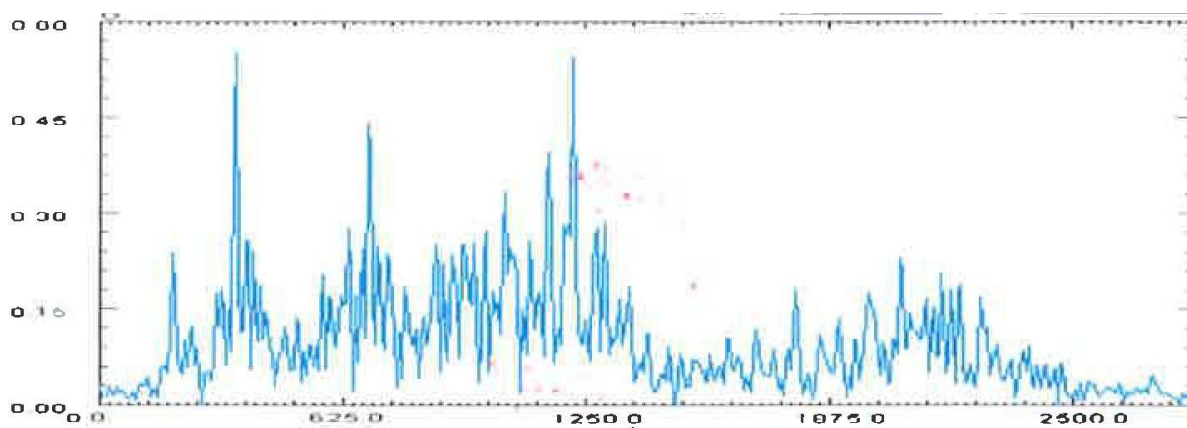
Na sledećim slikama dati su dijagrami pomaka, brzine, ubrzanja i ubrzanja envelope vibracija za merno mesto broj 7 trostepenog reduktora.



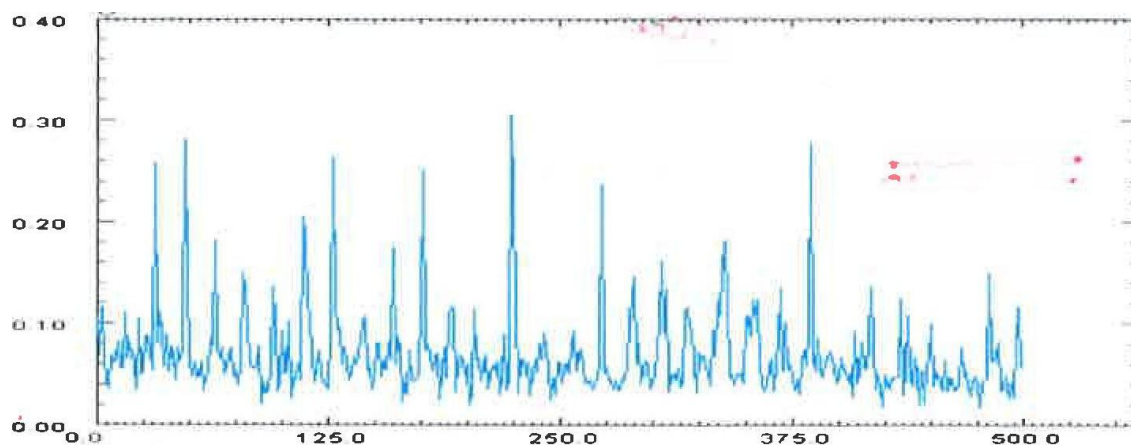
Slika 6.24. Dijagram pomaka vibracija



Slika 6.25. Dijagram brzine vibracija



Slika 6.26. Dijagram ubrzanja vibracija



Slika 6.27. Dijagram envelope ubrzanja vibracija

Iz dijagrama pomaka vibracija (sl. 6.24.) se vidi da su najveći pikovi vibracija amplitude 90,6 [mm] na 6,5 [Hz]; 62,8 [mm] na 191,4 [Hz]; 57,2 [mm] na 8,125 [Hz], te 44,42 [mm] na 16 [Hz]. Može se zaključiti da se radi o veoma velikim amplitudama vibracija čiji je uzrok puknuće neke od komponenata reduktora čije frekvencije nisu pronađene u dijagramu pomaka vibracija odnosno da je izražena amplituda od 62,8 [mm] na 191,4 [Hz] kao prirodna frekvencija kompletnog sistema (ležaj, vratilo zupčanik, ležište).

Iz dijagrama brzine vibracija (sl. 6.25.) se vidi da je najveći pik vibracija amplitude 39,67 [mm/s] na 191,4 [Hz] koji potiče od prirodne frekvencije f_n , kompletnog sistema (ležaj, vratilo zupčanik, ležište).

Iz dijagrama ubrzanja vibracija (sl. 6.26) se vidi da su najveći pikovi vibracija amplitude 0,56 [g], odnosno 5,49 [mm/s²] na 385 [Hz]; 0,44 [g], odnosno 4,32 [mm/s²] na 675 [Hz]; 0,55 [g], odnosno 5,39 [mm/s²] na 1185 [Hz] koji potiču od pulzacija (udara) kao posledica napuknuća nekih od komponenata reduktora.

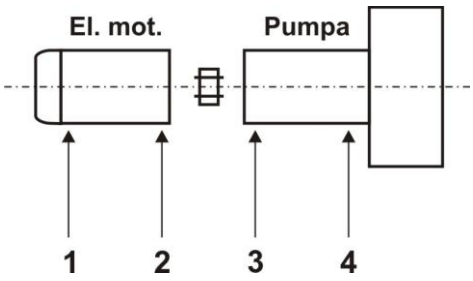
Iz dijagrama envelope ubrzanja vibracija (sl. 6.27) demoduliranog signala ubrzanja vibracija niske frekvencije u opsegu od 0 do 500 [Hz] se vidi da pik vibracija BPFi amplitude 0,27 [g], odnosno 2,65 [mm/s²] na 35,65 [Hz] koji je u dijagramu izražen na 2x, 3x, 4x, 5x, 6x potiče od labavosti unutarne košuljice ležaja u sklopu sa vratilom. Može se zaključiti da je došlo do napuknuća unutrašnje košuljice ležaja.

Iz navedenih dijagrama može se zaključiti da se reduktor nalazi u veoma lošem stanju te je neophodna hitna intervencija kako bi se izvršila defektaža i sanacija oštećenja. S obzirom da je reduktor odradio 1800 m.č. pod opterećenjem očekivano je da se neke komponente nalaze u lošem stanju to jest u ovom slučaju ležajevi II poprečnog vratila drugog stepena prenosa. Kasnijom demontažom reduktora utvrđeno je da su na oba ležaja pukle unutrašnje košuljice.

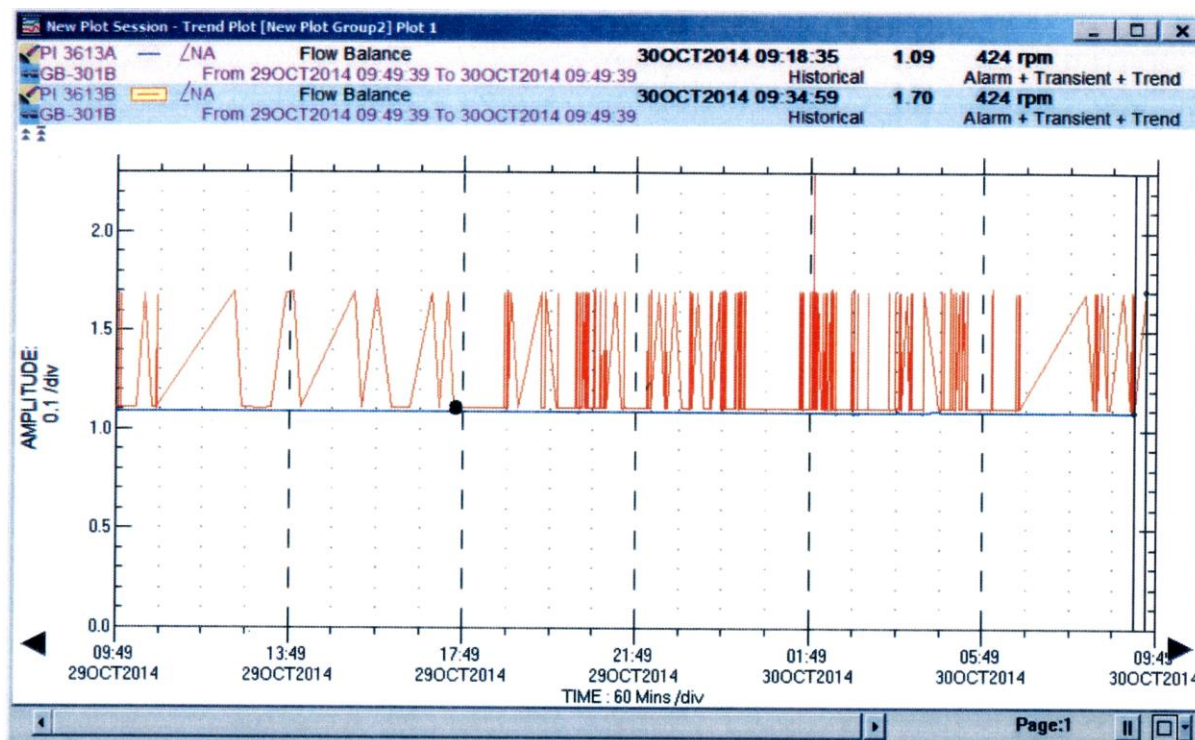
6.10. Analiza vibracija pumpi

Ovde je prikazana analiza kontrole vibracija centrifugalnih pumpi u Železari Smederevo.

1. Osnovni podaci o opremi i analiza vibracija

OSNOVNI PODACI					
Proizvođač i tip instrumenta korišćenog za merenje:					
Standard za ispitivanje i prihvatljivost ISO 10816-3 i 7					
				vibraciona brzina (mm/s rms)	
				za motor	za pumpu
zona A	Stanje za nove ispravne mašine			0-1,5	0-2,6
zona B	Uglavnom prihvatljivo za duži vremenski period			1,5-2,9	2,6-4,1
zona C	Stanje nezadovoljavajuće za duži neprekidni rad. Rad vremenski ograničen.			2,9-4,6	4,0-6,7
zona D	Stanje koje može dovesti do oštećenja mašine.			>4,5	>6,6
SKICA		REZULTATI MERENJA (RMS)			Zona prihvatljivosti
Vreme (h)	MT	HORIZ. (mm/s)	VERTIK. (mm/s)	AKSIJ. (mm/s)	
	1	2,4	1,0		B
	2	2,8	0,81	1,2	B
	3	5,8	1,92		C
	4	2,7	1,61	0,99	A
Izmereni broj obrtaja: n=50,0 Hz					

Slika 6.28. Rezultati merenja vibracija pumpi



Slika 6.29. Analiza vibracija

2. Zaključak

Na osnovu izvršenih merenja, brzine oscilovanja i frekventne analize konstatuje se:

Uočene nepravilnosti:

- Prisutna elektromagnetna nepravilnost motora – moguće da potiče od nepravilnog naleganja motora na postolje-temelj.
- Oštećenje ležaja pumpe, najverovatnije kod MT 3.

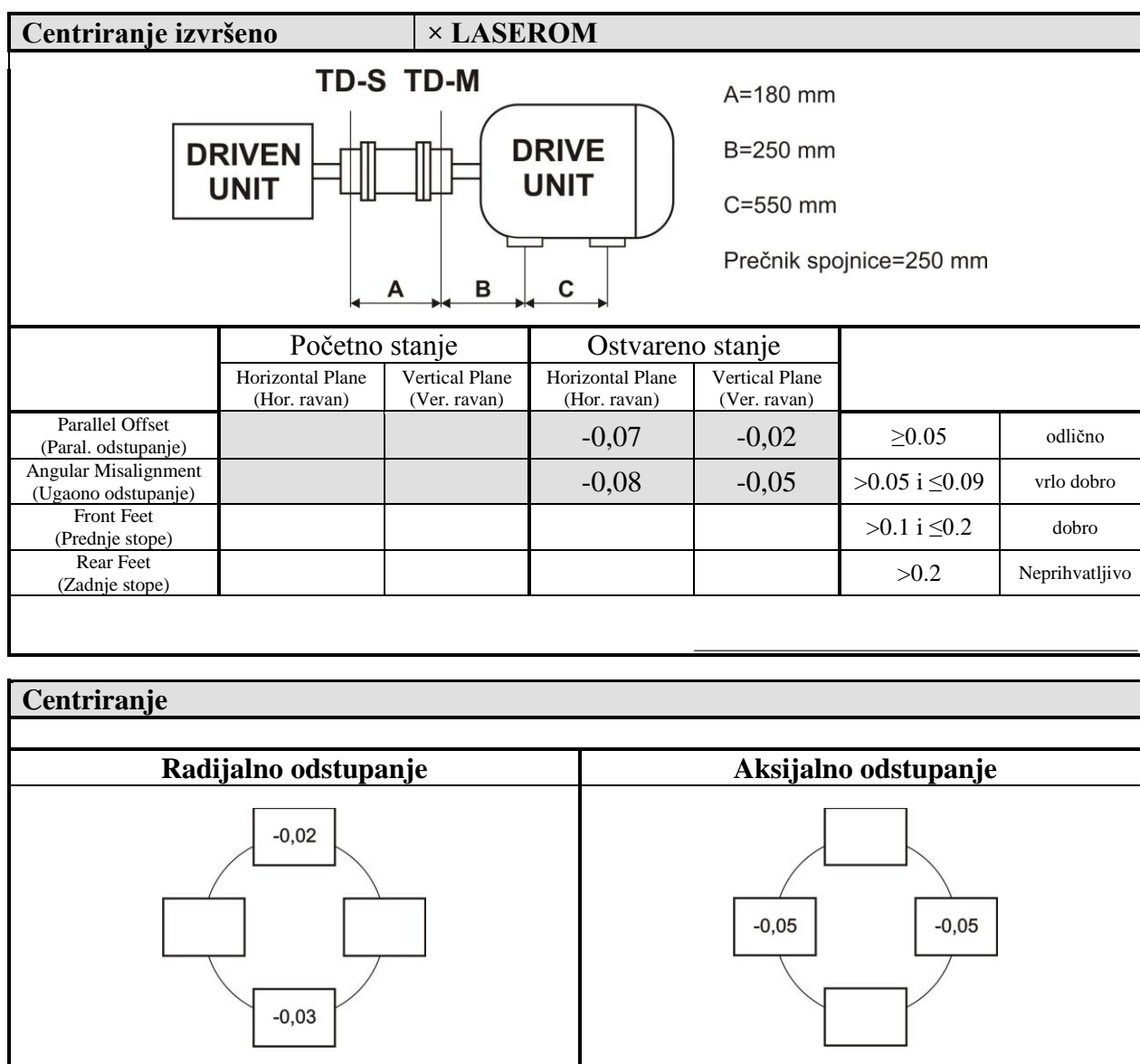
Preporuka – procenjeni preostali resurs

Zameniti ležajeve pumpe. Proveriti naleganje motora na postolje, kao i centričnost sklopa motor-pumpa. Planirati defektaciju motora. Kontrola po obavljenoj intervenciji.

Sledeće plansko merenje vibracija: Kontrola po obavljenoj intervenciji.

Napomena: obavezno obavestiti Službu za vibrodiagnostiku kada se steknu uslovi za kontrolu i merenje vibracija.

3. Centriranje pumpe



Slika 6.30. Podaci o centriranju pumpe

4. Zaključak

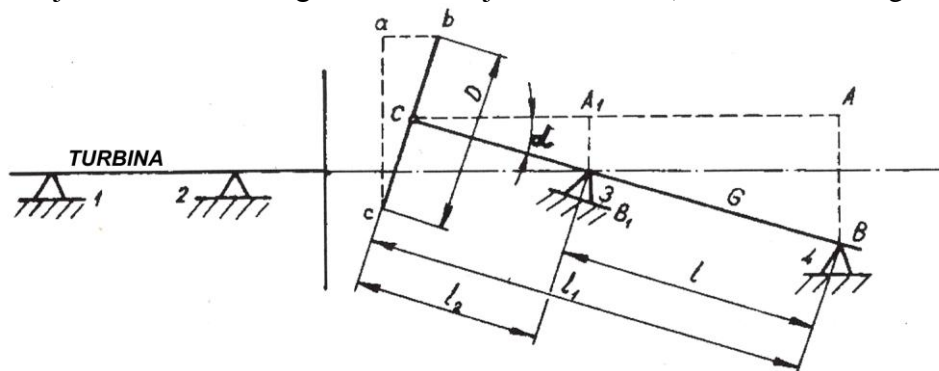
Na osnovu izveštaja o merenju vibracija došlo se do zaključka da je potrebna zamena ležajeva na pumpi i provera naleganja elektromotora na postolje.

Na pomenutom agregatu urađeni su remontni radovi po traženoj specifikaciji i nakon montaže pumpe i saniranja naleganja elektromotora na postolje urađeno je centriranje pumpe i elektromotora.

6.11. Otklanjanje povišenog nivoa vibracija rotora turbogeneratorsa usled rascentriranosti

1. Centriranja turbogeneratorsa u železari Smederevo

Posle utvrđivanja debalansa na generatoru, pristupilo se centriranju istog. Položaj osovina turbine i generatora dat je na sl. 6.31. (T – turbina, G – generator):



Slika 6.31. Položaj rotora generatora u odnosu na rotor turbine [247]

Iz trouglova abc , ABC i $A_1B_1C_1$, imajući u vidu neparalelnost čela spojnice u vertikalnoj i horizontalnoj ravni, dobijaju se (D je prečnik spojnice):

$$A_V = \frac{b_1 - b_3}{D} \quad A_H = \frac{b_2 - b_4}{D}$$

Pri radijalnom centriranju:

$$P_V = \frac{a_1 + a_3}{D} \quad P_H = \frac{a_2 - a_4}{D}$$

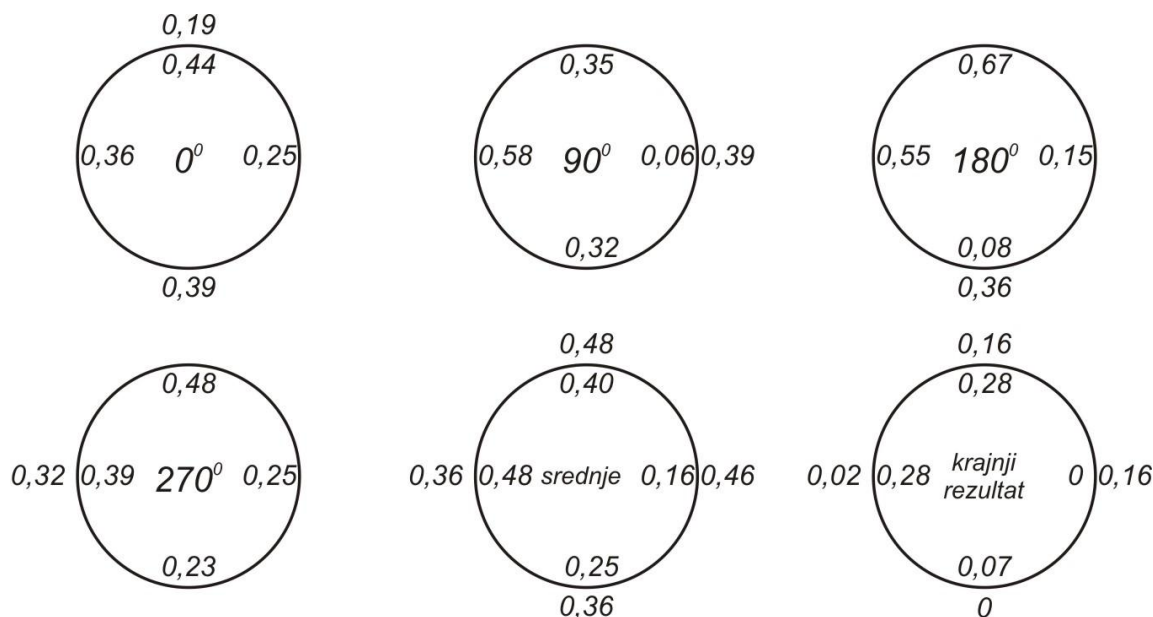
dobijaju se sledeće relacije:

$$AB = \frac{ab \cdot AC}{ac} = \frac{b_1 - b_3}{D} \cdot l_1 = A_V \cdot l_1$$

$$A_1B_1 = \frac{ab \cdot A_1C}{ac} = \frac{b_1 - b_3}{D} \cdot l_2 = A_V \cdot l_2$$

Zapisivanja se mogu izvoditi kao na sl. 6.32.

[247] Vulović, S., Savić, N., Vulović, M., Adamović, Ž., Otklanjanje povišenog nivoa vibracija-debalansa turbogeneratorsa, Časopis „Održavanje mašina“, Smederevo, 2017.,



Slika 6.32. Izmerene vrednosti „a“ i „b“

Za konkretne veličine (kao na sl. 6.32.) $l_1 = 5m$, $l_2 = 0,6m$ i $D = 0,6m$ dobija se:

1. Čela rotora u vertikalnoj ravni su neparalelna i imaju izlom na 1 metar prečnika spojnice:

$$A_v = \frac{b_1 - b_3}{D} = \frac{0,26 - 0,07}{0,7} = 0,29mm$$

Za otklanjanje izloma neophodno je:

- a) zadnji ležaj generatora podići za

$$AB = A_v l_1 = 0,29(5 + 0,6) = 1,59mm$$

- b) prednji ležaj generatora podići za

$$A_1 B_1 = A_v l_2 = 0,29 \cdot 0,6 = 0,18mm$$

2. Veličina gornjeg radijalnog zazora veća je od donjeg, pa se rotor turbine nalazi iznad rotora generatora za veličinu (sl. 6.33. T – turbina, G – generator)

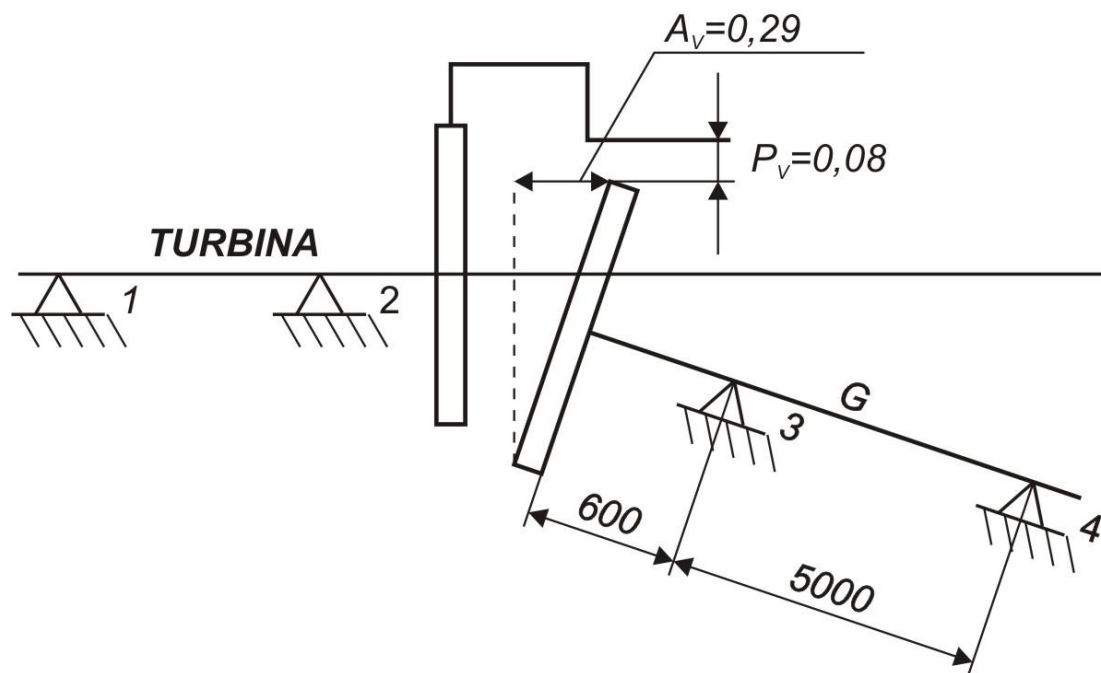
$$P_v = \frac{a_1 - a_3}{2} = \frac{0,16 - 0}{2} = 0,08 mm$$

Za odstranjivanje ovoga potrebno je oba ležaja generatora podići za 0,08 mm.

S obzirom na ovo, za odstranjivanje izloma i položaja rotora u vertikalnoj ravni neophodno je:

- a) zadnji ležaj generatora podići za veličinu

$$A_v = l_1 + P_v = 1,59 + 0,08 = 1,67 mm$$



Slika 6.30. Položaj generatora u odnosu na turbinu

- b) prednji ležaj generatora podići zaveličinu

$$A_v = l_2 + P_v = 0,18 + 0,08 = 0,26 \text{ mm}$$

3. Čela rotora u horizontalnoj ravni su neparalelna i imaju izlom na jedan metar prečnika spojnice

$$A_H = \frac{b_2 - b_4}{D} = \frac{0 - 0,29}{0,6} = 0,47 \text{ mm}$$

Za odstranjivanje ovoga izloma neophodno je:

- a) zadnji ležaj generatora pomeriti ulevo za:

$$A_H \cdot l_1 = -0,47(5 + 0,6) = -2,68 \text{ mm}$$

- b) prednji ležaj generatora pomeriti ulevo za:

$$A_H \cdot l_2 = -0,47 \cdot 0,6 = -0,28 \text{ mm}$$

4. Veličina desnog radijalnog zazora veća je od levog i u vezi s tim, što je spona za centriranje postavljena na poluspojnicu rotora turbine, neophodno je rotor generatora pomeriti udesno za veličinu:

$$P_H = \frac{a_2 - a_4}{2} = \frac{0,11 - 0,02}{2} = 0,05 \text{ mm}$$

Radi otklanjanja izloma i radijalnog položaja rotora u horizontalnoj ravni neophodno je:

- a) zadnji ležaj generatora pomeriti ulevo za veličinu:

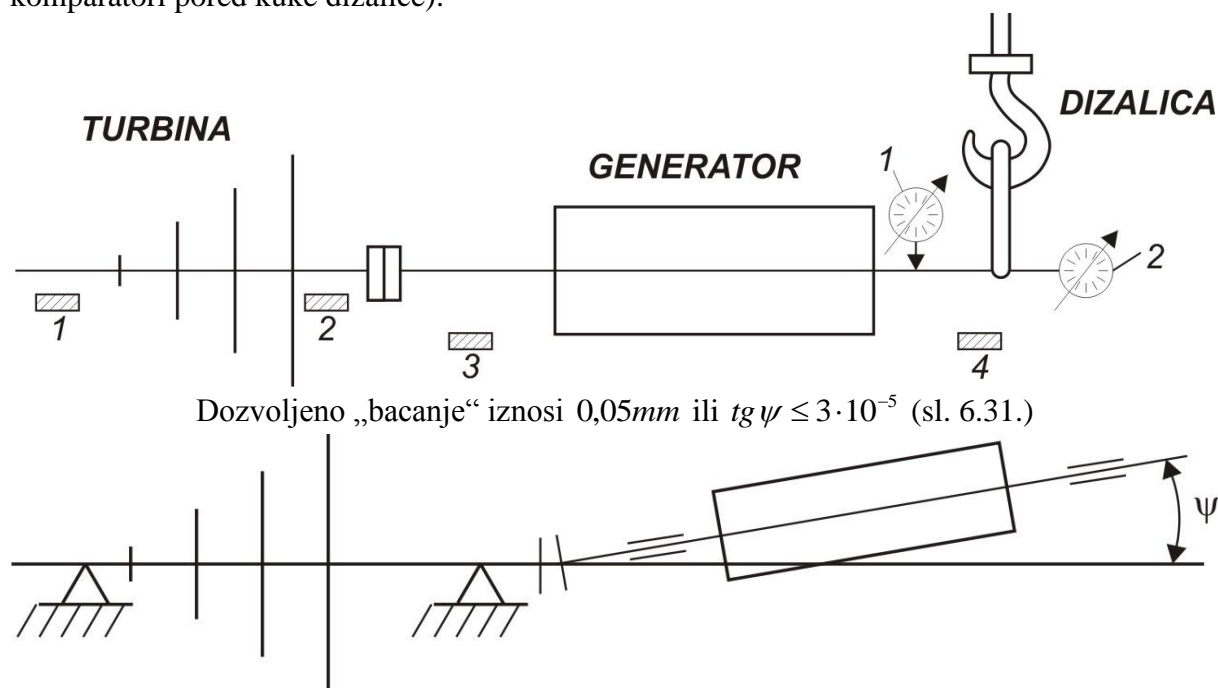
$$A_H \cdot l_1 + P_H = -2,68 + 0,05 = -2,63 \text{ mm}$$

b) prednji ležaj generatora pomeriti ulevo za veličinu:

$$A_H \cdot l_2 + P_H = -0,28 + 0,05 = -0,23 \text{ mm}$$

2. Provera odstupanja zadnjeg rukavca generatora

Provera „bacanja“ zadnjeg rukavca generatora vrši se prema sl. 6.34. (1 i 2 su komparatori pored kuke dizalice):



Slika 6.34. „Bacanje“ zadnjeg ležaja generatora

Laganim okretanjem oba rotora agregata (spojnica je stegnuta podešenim zavrtnjevima), čitaju se mere na komparatoru 2, dok komparator 1 služi za kontrolu održavanja rotora u istom položaju tokom okretanja za jedan obrtaj.

Sva merenja unose se u tabelu 6.7.

Tabela 6.7. Pokazivanja komparatora

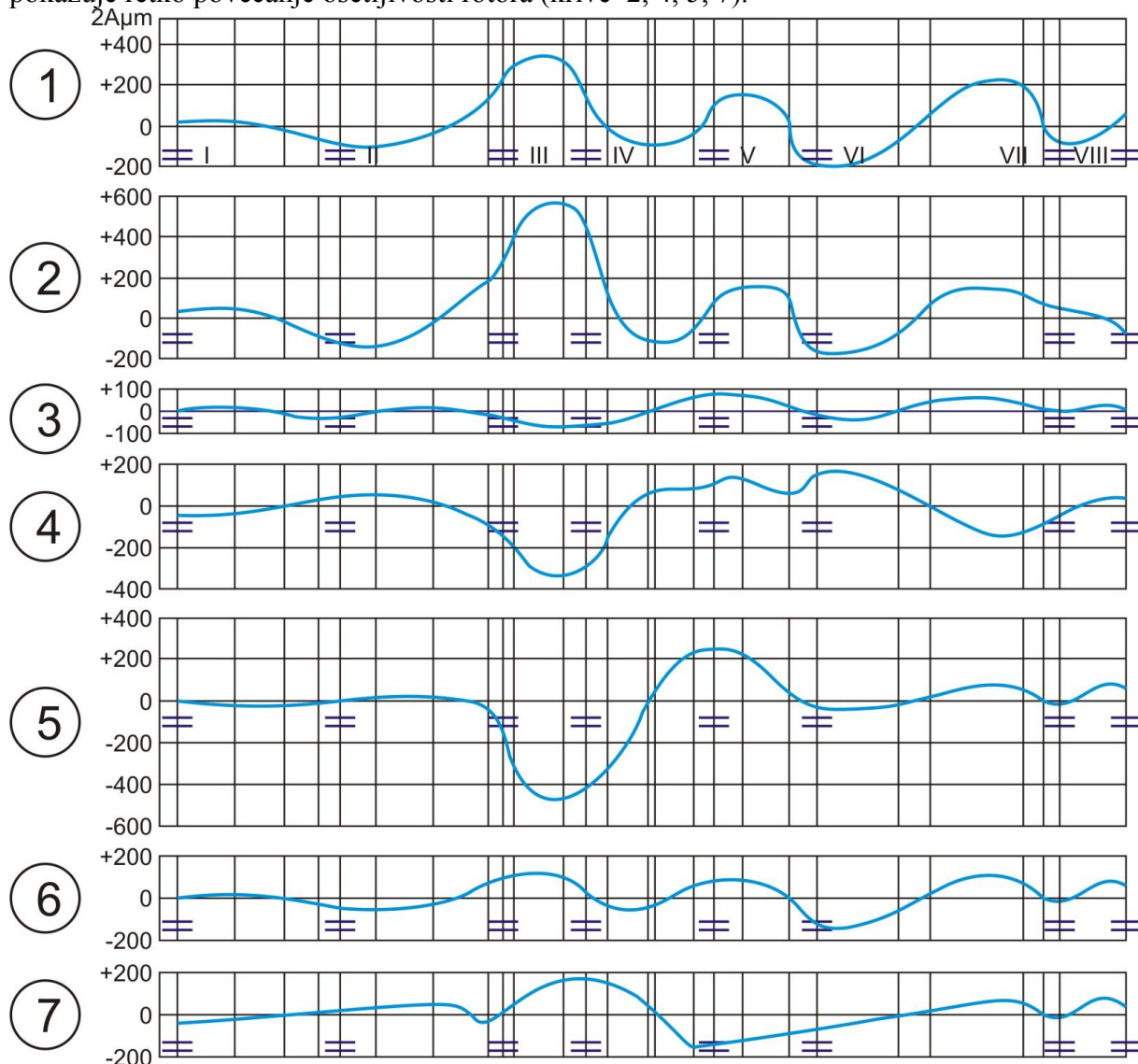
Pokazivanje	MESTA MERENJA										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1
Pokazivanje komparatora 0,01 mm	0	+0,73	-10,2	-14,6	-11,1	-3,6	-1,55	-7,1	-13,1	-7,54	0,1
„Bacanje“ repa 0,01 mm	+3,4	+2,20	-3,2	-1,6	-3,6	-3,6	-2,20	+3,1	+1,52	+3,53	+3,6

„Bacanje“ u tački 8 je $X_8 - X_3 = -7 - (-10) = +3,0\text{mm}$.

6.12. Eksperimentalna istraživanja neuravnoteženosti rotora u TE Kostolac

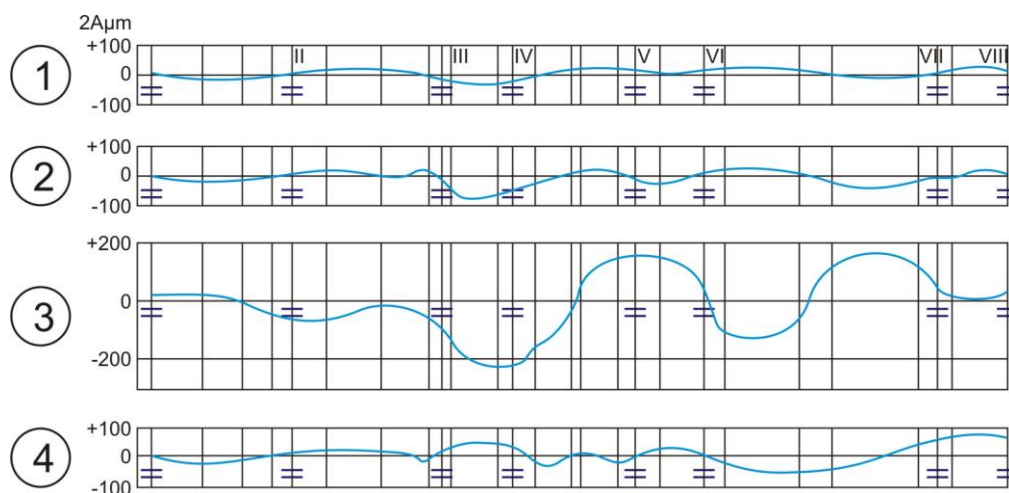
1. Uticaj opterećenja na vibracije turbomašine

Postavljanje kososimetričnog sistema opterećenja (sl. 6.35.) u tangencijalnoj ravni RNP (rotor niskog pritiska) manje je uspešan, a taj sistem opterećenja (kriva 3) ispoljiće svoju uspešnost tek pri balansiranju. Postavljanje kososimetričnog opterećenja u tangencijalnu ravan rotora generatora pokazuje uticaj na kompletan rotor (kriva 6). Takođe kao i za simetrične sisteme, pomeranje jednog od opterećenja kososimetričnih sistema na spojnici pokazuje retko povećanje osetljivosti rotora (krive 2, 4, 5, 7).



Slika 6.35. Uticaj kososimetričnih opterećenja na vibracije turbomašine pri 3000 o/min.

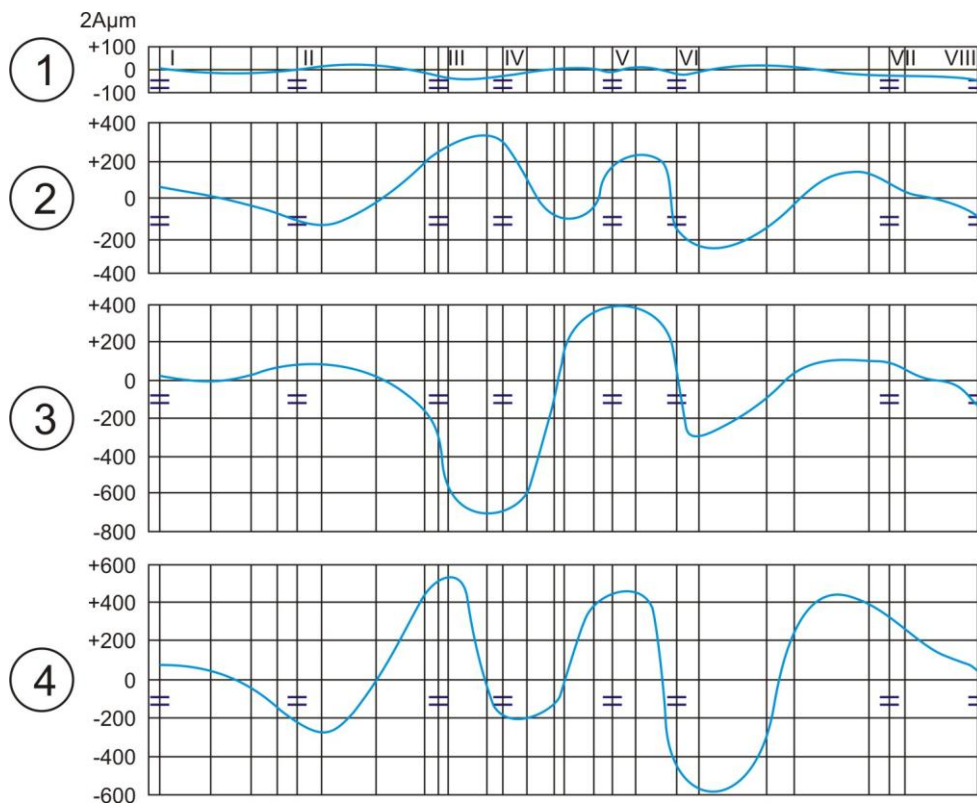
Na slici 6.36. prikazani su rezultati proračunskog uticaja rasporeda simetričnog u jednom opterećenju jednako pravilnog disbalansa na vibracije rotora.



Slika 6.36. Uticaj rasporeda simetričnog disbalansa na vibracije sistema turbomašine pri 3000 o/min. (RVP – rotor visokog pritiska, RSP – rotor srednjeg pritiska, RNP – rotor niskog pritiska)

1 – 4 odgovarajući disbalans RVP, RSP i RNP turbine i rotora generatora; I – VIII oslonci (ležaji)

Bolji značaj za dati rotor ima kososimetrični oblik disbalansa (sl. 6.37.). Bitan je njegov uticaj na RNP i dalje na rotor generatora, pri čemu bolju osetljivost ka kososimetričnom disbalansu ima RNP turbine. Neizbalansiran RNP pokazuje bolji uticaj na rotor generatora. Disbalans rotora generatora prikazuje prilično jednak uticaj na sve delove rotora.



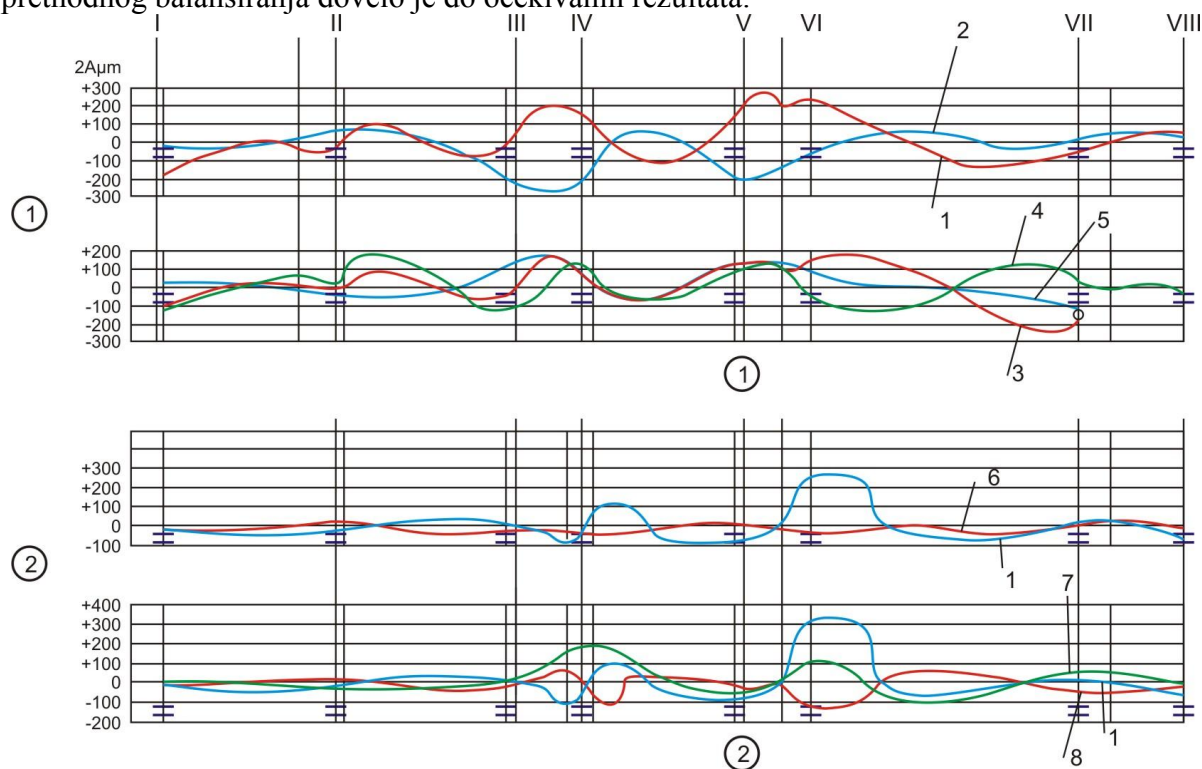
Slika 6.37. Uticaj raspoređivanja kososimetričnog disbalansa na vibracije sistema turbomašine pri 3000 o/min.

1- 4 odgovarajući disbalans RVP, RSP i RNP turbine i rotora generatora; I – VIII oslonci (ležaji)

2. Balansiranje turbogeneratorsa

Prilikom balansiranja javljaju se najčešće izmerene vibracije oslonca, koje sprovode merenja relativnih vibracija rotora na nekoliko udaljenosti od oslonca (sl. 6.38.). podaci tih merenja dopunjavaju se podacima o vibraciji rotora u ravni oslonca.

Oni dozvoljavaju tačnost za celo balansiranje, tačnost crtanja elastičnih linija rotora pre i posle balansiranja. Pored balansiranja turbomašinom elastične linije imaju oblik prikazan na slici 6.38. (kriva 1). Najbolji krajnji oblik imaju elastične linije, dozvoljavajući uticaj dva simetrična opterećenja na spojnicama (kriva 2 na slici 6.38. – 1). Turbomašina je nakon određenog rada morala da se zaustavi da bi se na nju postavio par simetričnih opterećenja po 0,90 kg na spojnice RNP i što je dovelo do snižavanja elastičnog ugiba rotora (kriva 3, slika 6.38. – 1) i sopstvenih vibracija oslonaca. Moglo se zaključiti da je za završno balansiranje potrebno bilo opterećenje od 0,80 kg (krive 4 i 5 na slici 6.38. – 1). U drugom slučaju je primenjen oblik elastičnih linija rotora i imali su oblik predstavljen krivom 1 na slici 6.38. – 2. Najbolji bliski oblik ima uticaj opterećenja na spojnici RSP-RNP (kriva 7 na slici 6.38. – 2). Puštanje u rad turbomašine sa opterećenjem od 0,40 kg, sastavljenog ranije, nakon prethodnog balansiranja dovelo je do očekivanih rezultata.



Slika 6.38. Balansiranje turbogeneratorsa

1 – disbalans RNP i rotora generatora (RG); 2 – disbalans RNP turbine; I – VIII opterećenja postavljena na uređaju pomeranja rotora; 1 – 2 linije rotora u postupku balansiranja

Uticaj vibracija na rotor turbogeneratorsa ispoljava se kroz raznolika dejstva. Gledajući iz ugla čvrstoće elementa moguće su takve deformacije koje vremenom dovode do zamora materijala, pa uz koncentraciju i radni napon do loma i dovođenje tehničkog sistema u stanje u otkazu.

Istraživanja u TE Kostolac su pokazala da ako je turbogenerator eksploatisan sa povišenom vibracijom, onda u procesu glavnog remonta treba da budu izvršeni radovi na snižavanju vibracije. Ukoliko može da se izvrši neophodnost u produžavanju roka remonta ili u obavljanju specijalnih pripremnih radova, vibracijsko istraživanje se vrši ne manje od dva meseca pre početka remonta. Preduzeće koje obavlja remont treba ranije da traži obaveštenje

o nivou vibracije turbogeneratora. Ako ovakvi podaci izazivaju sumnju treba blagovremeno izvršiti ili ponoviti vibracijsko istraživanje turbogeneratora. Potrebno je postići dovođenje vibracija do mogućeg minimalnog nivoa, ne ograničavajući se snižavanjem amplitude vibracije ležišta do graničnih dozvoljenih značenja, koja se određuju efektivnim normama.

Za potpunu dijagnozu o vibracijskom stanju turbogeneratora treba, uporedo sa vibracijom ležaja, meriti oscilacije rotora po dužini na mestima koja su dostupna. Materijali takvih merenja predstavljaju veliku dragocenost pri rešavanju pitanja o potpunijem i pravilnom normiranju vibracije turbogeneratora. Raspon oscilacija kontaktnih prstenova (karika), koje se nalaze na konzolnom delu rotora generatora ne treba da premašuju 290 μm .

Prilikom ocene vibracijskog stanja turbogeneratora treba obratiti pažnju na nivo vibracije ležišta i vratila na čitavom dijapazonu brzina, koje su prolazne pri njihovom puštanju i zaustavljanju. Vibracijsko stanje turbogeneratora može se okarakterisati potpuno zadovoljavajućim, ako na kritičnim brzinama dvojna amplituda oscilacija ležišta ne premašuje 55 μm , a vratila na izlasku iz ležišta 155 μm .

Ako merna sredstva omogućavaju da se neposredno izmeri ekvivalentna vibrobrzina ili da se izvrši amplitudno-frekventna analiza poliharmonijske vibracije, korisno je oceniti nivo vibrobrzine. To daje dopunske osnove za donošenje odluke o neophodnosti obavljanja radova na poboljšanju vibracijskog stanja turbogeneratora. Ako vibracija bar jednog od ležišta turbine ili generatora imaju niskofrekventnu komponentu sa rasponom koji prelazi 18 μm , onda se vibracijsko stanje turbogeneratora potvrđuje kao nezadovoljavajuće.

Ocenjujući nivo vibracije turbogeneratora, potrebno je uzimati u obzir vibracijsko stanje fundamenta. Vibracijsko stanje turbogeneratora može se potvrditi zadovoljavajućim, ako amplituda oscilacija gornjeg sklopa fundamenta (izuzimajući konzolne delove) čini ne više od 0,25 – 0,45 od amplitude vibracije ležišta.

Dinamička nosivost svih kliznih ležaja je dobra. Ne postoje tragovi uljnog vrtloženja. Uljni film valjano vrši svoju funkciju. Geometrijske mere i zazori kliznih sklopova su dobri. Isto važi kada je reč i o tribološkim karakteristikama korišćenog turbinskog ulja i njegovim postavljenim tehnološkim parametrima.

Rezultati su pokazali da su najčešći uzroci nastanka vibracija podeljeni u različitim naučnim disciplinama. Najznačajniji uzroci nastanka vibracija mogu se bazirati na sledećim osnovama: dinamički poremećaji, poremećaji mehaničkog karaktera, elektromagnetne sile kao uzrok vibracija, slabljenje karakteristika sistema (konstrukcija, karakteristike materijala itd.), rezonantne pojave dvojne obrtne frekvencije, pobudne niskofrekventne vibracije.

Najznačajniji rezultati na polju neutralisanja i otklanjanja vibracija dobijeni su eksperimentalnim istraživanjima primenom različitih metoda: uravnoteženjem rotora, dinamičkim apsorbovanjem vibracija, metodom višeravnog uravnoteženja, toplotnim balansiranjem.

Svim navedenim istraživanjima dokazana je radna hipoteza jer su dobijeni rezultati koji su pokazali svršishodnost dobijenih rezultata na polju smanjenja vibracionog dejstva turbogeneratora u termoenergetskim sistemima

Karakteristike brzina predstavljaju se u obliku grafikona zavisnosti amplitude i faze vibracije istraživanog elementa u zavisnosti od brzine obrtanja rotora. Poseban akcent se stavlja na promenu oscilacija obrtne frekvencije. Zbog toga je potrebno prilikom obrade rezultata merenja dvojne amplitude i faze obrtne frekvencije da budu frekvencije izdvojene, putem vibromernog aparata u postupku samog merenja. Povremeno je potrebno da se brzinska karakteristika konstruiše kao zavisnost od brzine obrtanja neke od komponenti vibracije. Ako postoji interesovanje za promenu vibracije obrtne frekvencije, potrebno je konstruisati na jednom grafikonu zavisnost $2A$, $\varphi(n)$ za dva ležaja rotora ili za oba kraja njegovog vratila.

Na osnovu analize vremenskih zavisnosti mogu biti konstruisani grafikoni funkcionalnih zavisnosti. Ovi grafikoni povezuju promenu nekog od parametara vibracije sa promenom određenog režimskog faktora.

Pri sačinjavanju vremenskih i funkcionalnih zavisnosti potrebno je posmatrati vibraciju kao vektor, čija se promena karakteriše promenom dužine (amplitude) i pravca (faze).

Konturne karakteristike predstavljaju se u obliku grafikona promene vibracije po visini ili parametru osnove istraživanog sistema.

U slučaju da se radi o merenjima prema obimu, tada se na apcise dodaju linearne veličine a na ose ordinata parametri vibracije. Kada se izvodi obrada rezultata ispitivanja i konstruisanja, potrebno je uzimati u obzir greške u merenju i preciznost očitavanja parametara vibracija (preciznost mernog uređaja). Ako su npr. tri uzastopna merenja koja su obavljena aparatom (maksimalna amplituda grešaka na frekvenciji 50 Hz čini $\pm 5\%$), pokazala su 95, 100, 105 μm onda slična promena vibracija može da se odnosi na uticaj režima rada turbogeneratora. Odstupanje mernih veličina od srednje vrednosti od 95 μm , ima vrednost $\pm 3,8 \mu\text{m}$.

Što se tiče faznih merenja, disperzija uglova je u granicama $\pm 2^\circ$ može se odnositi na račun greške u merenju. Pri izboru razmera grafikona treba da se uzme u obzir apsolutna značenja i granice vibracije predstavljenih veličina i preciznost njegovih merenja. Osnovni rezultat obrade eksperimentalnih materijala istraživanja su vibracione karakteristike turbogeneratora. Analiza karakteristika se sastoji od izdvajanja režimskih ili drugih faktora koji imaju najveći uticaj na vibraciju turbogeneratora. Još je neophodno povezati promenu ovih faktora sa pojavom sila smetnji slabljenjem tvrdoće i približavanjem turbogeneratora koji vibrira rezonansi.

Poznavanje ponašanja sinhrono nebalansirane i iznuđene reakcije promene faze sa brzinom rotacije mašine može predstavljati važan alat za balansiranje i dijagnostiku mnogih problema u postrojenju.

Bez očitavanja faze, pojedinačno balansiranje, a posebno balansiranje više oblasti je praktično nemoguće.

Korišćenje vremenske tačke, dakle, dozvoljava praćenje amplitude i faze radi određivanja kritičnih brzina, faktora amplifikacije i balansiranja.

Bez odgovarajućeg referentnog signala veoma je teško odvojiti sinhrono od asinhronog kretanja rotora, a ovo izuzetno otežava problem balansiranja postrojenja.

Metoda koja se koristi za određivanje faktora amplifikacije sistema jeste određivanje stepena promene faznog ugla pri kritičnoj brzini. Što je veći izmereni stepen promene faze dok prolazi kroz kritičnu brzinu veći je i faktor amplifikacije.

7. ZAKLJUČNA RAZMATRANJA

7.1. Doprinos istraživanja

7.1.1. Privredni, teorijski, društveni i naučni doprinos

Bilo kakva procena stanja ispravnosti rotacione mašine zahteva poznavanje osnovnih fizičkih karakteristika mašine kao što su geometrija, težina, zazor, itd. Međutim, razumevanje osnovnih faktora kod mašina ide iznad poznavanja ovih karakteristika. Ono podrazumeva i shvatanje dinamičkog ponašanja mašine tokom svog rada. Da bi se ovaj cilj postigao, podaci o dizajnu moraju biti dostupni korisniku mašine, a podaci o radu i vibracijama morali bi biti pribavljeni veoma rano, još tokom testa prihvatljivosti i puštanja u rad. Različite metode kao što su kontrolisano testiranje reakcije na disbalans (sinhrone smetnje) i testiranje asinhronim smetnjama koriste se radi beleženja reakcije rotora tokom stabilnog stanja (u radu pod delimičnim i punim opterećenjem) i prelaznih (pokretanje, zaustavljanje) uslova. Ovaj proces obezbeđuje osnovne podatke za uvid u:

- Prirodne frekvencije sistema i oblike režima, posebno onih kod rotora,
- Količinu efikasnog prigušivanja u sistemu,
- Granicu bezbednosti protiv nestabilnosti u rotorskom sistemu,
- Veze opterećenja i vibracija,
- Prihvatljive granice vibracija.

Analitički modeli dinamičkog ponašanja mašina – posebno modeli bazirani na modalnom pristupu – su od ogromnog značaja za buduće dijagnostičke procedure. Veoma je važno uključiti ove analitičke modele u bazu podataka mašine kod velikih kritičnih mašina ili kod mašina kod kojih postoji istorija problema vezanih za vibracije. Osnovne analitičke informacije kao i podaci o testiranju potrebni su radi upoređivanja prethodnog i trenutnog stanja mašine kada se na mašini dogodi otkaz. Takođe se mogu koristiti i nakon što se problem reši radi verifikacije opravdanosti korekcije.

Monitoring rada mašine i njenih varijabli u procesu rada morali bi biti međusobno povezani sa simultanim monitoringom vibracionog ponašanja mašine. Funkcionisanje mašina je dinamički proces i da bi podaci o tom procesu bili od značaja oni moraju uključivati dinamičke komponente. Promene u procesu ili pomoćnim varijablama (npr. promene temperature ležajeva ili promene u potrošnji struje) mogu predstavljati prve signale upozorenja za predstojeće probleme sa vibracijama. Vibracije na mašinama, budući da su simptomi otkaza, dešavaju se kao reakcija na promene funkcije ulazne sile ili promene dinamičke krutosti mašine (funkcije transfera). Vibracije su takođe i nosioci informacija o karakteru i mogućim uzrocima otkaza. Bilo bi idealno da podaci o procesu i o vibracijama budu usmereni ka formatima međusobnih korelacija koristeći bilo koje unakrsne korelacije koje mogu obezbediti relevantne informacije.

Dok obavljaju osnovnu funkciju u rotacionim mašinama rotori su veoma skloni mehaničkim vibracijama i oni su glavni izvor vibracija. Većina otkaza potiče od direktnog prenosa rotacione energije rotora u vibracionu energiju različitih režima. Vibracije rotora eventualno se prenose na postolja, kućište i osnovu. Evidentno je da merenje vibracija „na mestu nastanka“ postaje od vitalnog značaja za pravilnu procenu stanja mašina.

Istraživanja postupaka vibrodijagnostike rotacionih mašina pružaju niz značajnih rezultata koji u velikom stepenu omogućavaju potpuno sagledavanje problema i načina rešavanja modela u fazi praćenja stanja generatora.

Naučni doprinos ove disertacije se ogleda u izvršenoj analizi parametara koji se koriste u modelima za određivanje vibrodijagnostike stanja delova generatora kao i brojnih faktora uslovljenih pri korišćenju modela. Takođe, optimalni model određuje optimalni period postupaka izvođenja vibrodijagnostike stanja sastavnih komponenata rotacionih mašina.

Primenom vibrodijagnostičkog modela praćenja frekventne analize rada analiziranih sklopova i uvođenjem postupaka preventivnog održavanja direktno se utiče na praćenje njihovog ispravnog rada. Ovim modelom mogu se optimizirati postupci vibrodijagnostike, i ispravnost stanja rada sklopova u granicama dozvoljenog rizika čime se postiže ušteda koja se manifestuje u većoj proizvodnosti i pouzdanosti rotacionih mašina.

Sigurnost funkcionisanja je određena uvođenjem algoritma vibrodijagnostike, opisuje procedure dobijanja referentnih krivih sigurnosti za slučaj praćenja stanja komponenata generatora sa postupcima održavanja prema stanju i bez njih. Na osnovu vrednosti svih parametara kao učinak (koji su određeni analitičkim ili eksploatacionim putem) u formiranju modela rada sastavnih sklopova rotacionih mašina prema izabranim mernim mestima izvršena je analiza modela sigurnosti rada analiziranih sklopova. Analitičkim pristupom određeni su matematički izrazi podmodela koji su obuhvaćeni lokacijskim mernim mestima nivoa mehaničkih oscilacija i izvršeno je njihovo međusobno povezivanje na osnovu strukturnih blok šema. Formiranjem vibrodijagnostičkih modela određuju se vrednosti frekventnih sigurnosti rada analiziranih sklopova u svakom eksploatacionom vremenu rada i na osnovu toga mogu se predvideti njihova radna stanja u budućnosti.

U toku primene vibrodijagnostičkog modela na turbogeneratorima u TE Kostolac i hidroelektrani Gazivode postignuti su sledeći indikativni održavanja:

1. Ukupni troškovi održavanja postrojenja u celini smanjeni su za 5,5%,
2. Troškovi održavanja po jedinici proizvedenog megavata struje smanjeni su za 2,2%,
3. Rapoloživost postrojenja je povećana za 11%,
4. Procentualno učešće troškova održavanja u ukupnim troškovima proizvodnje smanjeni su za 2,9%
5. Procenat neplaniranih (urgentnih) aktivnosti održavanja u ukupnim aktivnostima održavanja (mereno kroz radne sate i troškove), smanjena je za 8,9%,

Istraživanja su pokazala da poznavanje preciznih podataka o stanju vitalnih komponenti mašina (istoriji grešaka, alarmu i sl.) omogućava pravovremeno generisanje konkretnih zahteva za izvođenje onih aktivnosti koje zavise od vrednosti vitalnih parametara mašina. U periodu istraživanja nisu evidentirane nepotrebne intervencije, što je omogućilo optimalnije planiranje aktivnosti na održavanju tehničkih rotacionih mašina.

Na ovaj način su sprovedenom tehno-ekonomskom analizom, na konkretnom primeru vibrodijagnostičkih ispitivanja mašina u realnim pogonskim uslovima, dokazane merljive finansijske koristi od primene predloženog novog modela vibrodijagnostičkog održavanja.

Postavljeni ciljevi i hipoteze su dokazani na konkretnom primeru dijagnostičkih ispitivanja mašina u realnim pogonskim uslovima, čime je dokazana mogućnost praktične primene novog modela u dijagnostičkim ispitivanjima rotacionih mašina.

Istraživanja su pokazala svu kompleksnost i značaj problematike uticaja vibrodijagnostičkih ispitivanja na pouzdanost rada rotacionih mašina, čime je ostvaren konkretan doprinos istraživanjima u oblasti dijagnostičkih ispitivanja mašina.

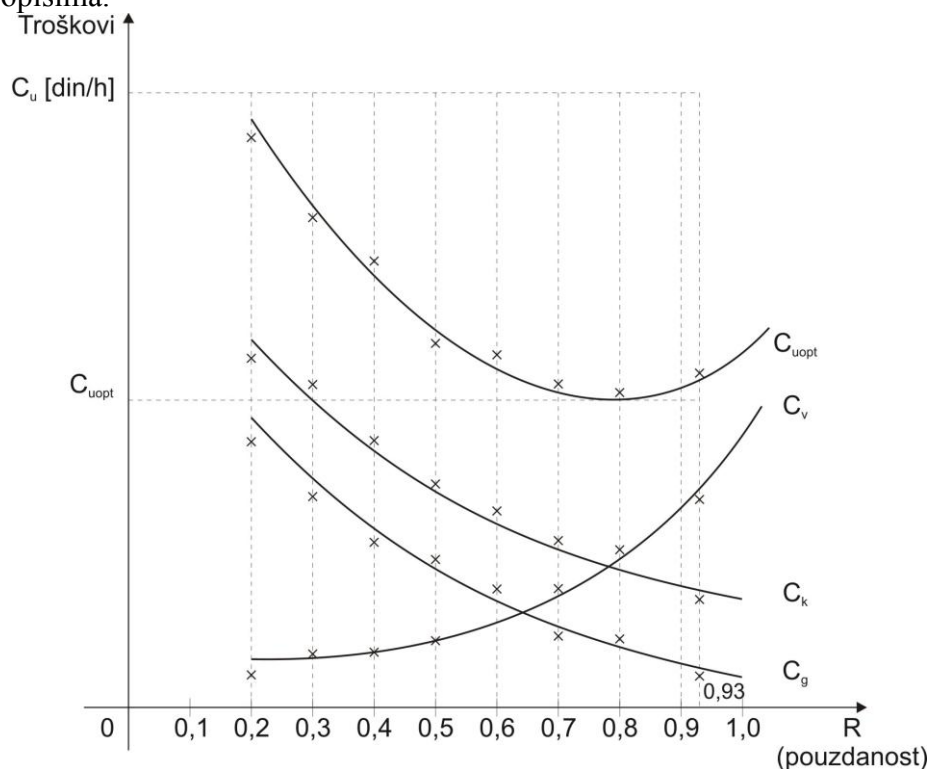
Naučni doprinos disertacije

Rezultati dobijeni istraživanjima sprovedenim u okviru ove disertacije, potvrdili su postavljene hipoteze i predstavljaju značajan naučni doprinos, koji se ogleda u sledećem:

- predložen je novi pristup održavanju rotacionih mašina odnosno novi model vibrodijagnostičkog sistema (podmodeli: 4.9; 4.11; 5.17), zasnovan na primeni savremenih informaciono komunikacionih tehnologija u dijagnostičkim ispitivanjima mašina, koji doprinosi povećanju pouzdanosti rada mašina, uz istovremeno smanjenje

troškova održavanja i optimalnije planiranje aktivnosti održavanja, što je potvrđeno praktičnom primenom tog modela na konkretnom primeru vibrodijagnostičkih ispitivanja rotacionih mašina u realnim pogonskim uslovima (slika 7.1. i slika 7.2.) (Podmodel 4.9; 4.10; Podmodel 4.11; Podmodel 4.12.3; 4.13; Podmodel 5.17),

- razvijen je poseban matematički model za procenu stanja mašina na osnovu vibracija, kao i periodičnost kontrole vibracija,
- razvijen je model za analizu vibracija u zavisnosti od geometrijskog oblika posteljice kliznog ležaja turbine,
- navedene su prednosti i ograničenja razvijenog modela vibrodijagnostičkog održavanja,
- prezentovana su brojna istraživanja publikovana u vrhunskim međunarodnim časopisima.



C_k - troškovi korektivnih aktivnosti održavanja

C_v - troškovi kontrole nivoa vibracija

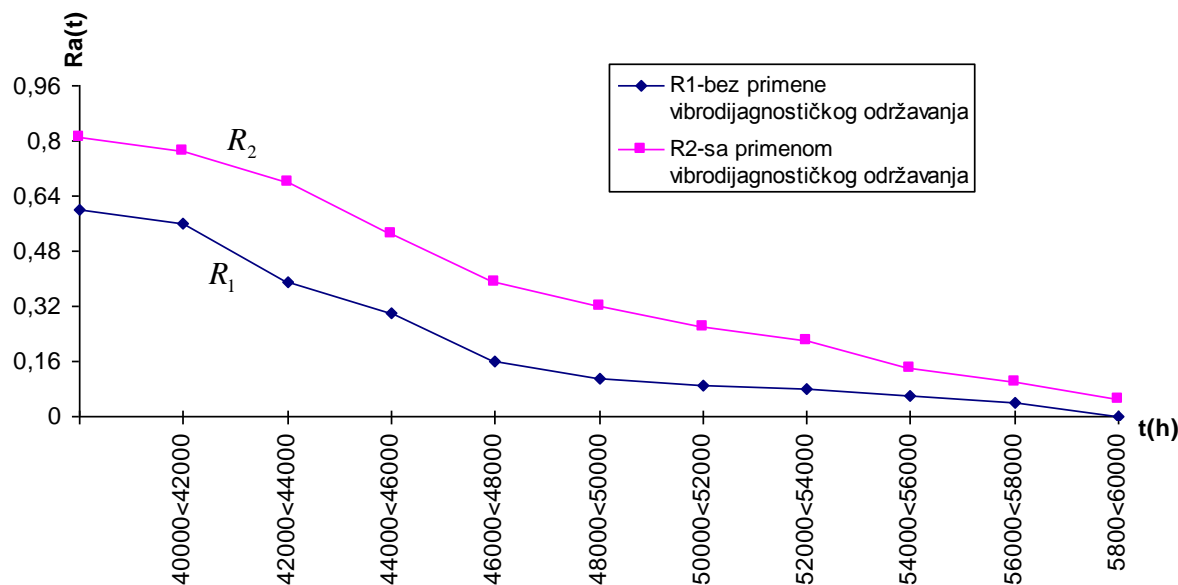
C_{uopt} - optimalni troškovi

C_g - gubici u proizvodnji

$C_u \left[\frac{din}{h} \right]$ - ukupni troškovi

C_{uopt} - optimalni troškovi za nivo pouzdanosti 0,7 – 0,93

Slika 7.1. Funkcionalna zavisnost troškova proizvodnje i troškova za kontrolu nivoa vibracija



Slika 7.2. Dijagram pouzdanosti u eksploatacionim uslovima sa primenom vibrodijagnostičkog održavanja stanja turbogeneratorskog sistema u TE Kostolac

- izvršena je komparativna analiza odnosno utvrđene su sličnosti i razlika između već realizovanih modela dijagnostike mašina u cilju projektovanja najpodesnijeg i najefikasnijeg novog modela automatizovanog dijagnostičkog sistema za rotacione mašine,
- predočena je tendencija razvoja dijagnostičkih sistema u budućnosti, koji će na najefikasniji i najekonomičniji način omogućiti dijagnostička ispitivanja rotacionih mašina,
- formulisan je novi pristup u razmatranju smetnji pri radu dijagnostičkih sistema.

Privredni doprinos istraživanja koja su sprovedena u okviru izrade ove disertacije ogleda se dobijenim rezultatima istraživanja, koji predstavljaju značajan doprinos rešavanja konkretnih praktičnih problema u različitim granama industrije. Sagledane su sve mogućnosti praktične primene novog modela vibrodijagnostičkog sistema u različitim granama industrije, uzimajući u obzir sve njegove prednosti i ograničenja.

Teorijski doprinos ove doktorske disertacije se ogleda u tome da je prikupljanjem i proučavanjem relevantne domaće i međunarodne literature izvršena sinteza brojnih saznanja do kojih su došli eminentni stručnjaci u ovoj oblasti.

Društveni doprinos ovih istraživanja se ogleda u njihovoj široj društvenoj aktuelnosti i značaju, jer napredak nauke i tehnike značajno utiču na ekonomski i ukupni društveni razvoj i progres.

Doprinos eksperimentalnih istraživanja u okviru doktorske disertacije čine predstavljeni rezultati istraživanja koji potkrepljuju i detaljnije objašnjavaju definisane hipoteze.

Istraživanja, u ovoj doktorskoj disertaciji, dostigla su određeni nivo, ali tu se sigurno ne treba stati. U ovom trenutku može se uočiti mogućnost za dalja istraživanja na temu potpuno integrisanih sistema kao dodatne (sastavne) softverske podrške četvrtoj generaciji sistema održavanja.

Dobro projektovan potpuno integrisan sistem održavanja i dijagnostička rešenja u realnom vremenu trebala bi da smanje dvosmislenosti, verovatnoću pojave stanja „u otkazu“ svedu na 0%, a nivo dijagnosticiranja tehničkim sistema postave na maksimum.

Danas, već sa sigurnošću može se reći da nema sumnje da u potpunosti integrisan sistem predstavlja put kojim je potrebno ići. Kreiranje modela i tehnologije koja će obezbediti stvaranje finansijski pristupačnih potpuno integrisanih sistema je cilj koji predstavlja primat za sisteme upravljanja funkcijom održavanja u budućnosti.

Ne može se reći da već danas nema sumnje u gotove softverske proizvode koje njihovi tvorci predstavljaju kao predstavnike klase potpuno integrisanih sistema, ali pitanje koliki je stepen njihove funkcionalnosti neće se realizovati sa potpuno jasnim odgovorom. Najčešće su zastupljeni sledeći nedostaci:

- nedostaci jedinstvene baze podataka,
- servisno orijentisane arhitekture koja treba da obezbedi svakom drugom sistemu u organizaciji da bude integrisan u njega,
- ne omogućavaju sinergiju podataka koja bi trebalo da proistekne na osnovu funkcionalnosti aplikacija koje bi trebalo da se nalaze u jezgri potpuno integrisanog sistema,
- ne pružaju potpunu funkcionalnost organizacije (npr. funkcija održavanja → računovodstvo → nabavka rezervnih delova → proizvodni proces → aktivnosti održavanja → itd.), itd.

Da bi se sve navedeno, kao nedostaci prevazišlo, i postiglo stvaranje potpuno integrisanog sistema, koji u sebi ne bi imao navedene nedostatke, potrebno je uložiti još puno rada u detaljna istraživanja, razvoj, analizu i kreiranje novih softverskih rešenja, a to će sigurno biti predmeti nekih drugih, novih istraživanja.

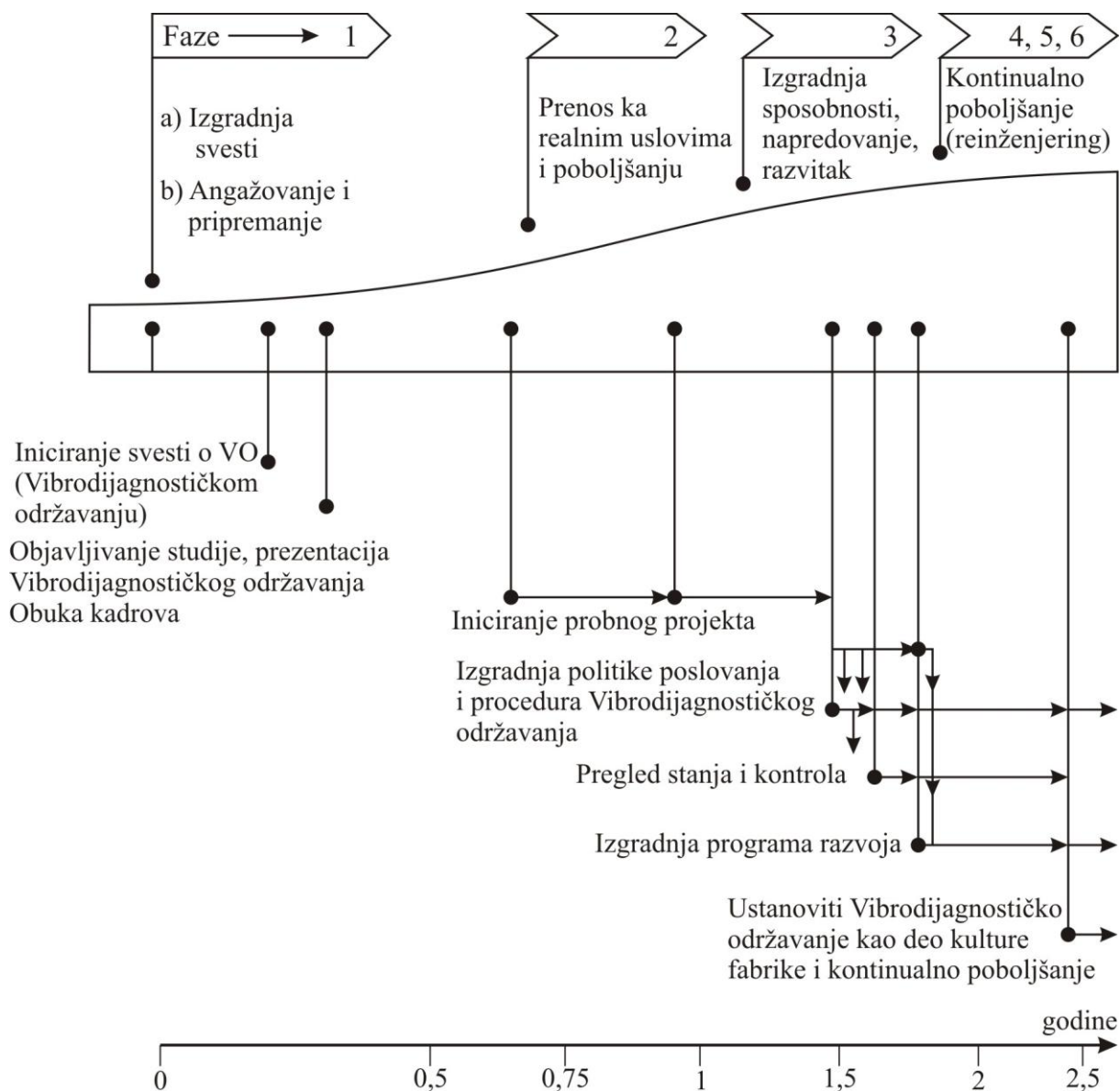
Primenom predloženog koncepta vibrodijagnostičkog održavanja ostvaruju se sledeći vitalni ciljevi:

- povećanje ukupne raspoloživosti tehničkih sistema,
- *on-line* praćenje stanja tehničkih sistema sa aspekta povećanja vibracija, opterećenja i zamora materijala,
- sprečavanja oštećenja i havarija na tehničkim sistemima (generatorima i dr.),
- smanjenje broja otkaza i vremena zastoja potrebnih u cilju sprovođenja redovnih remonta (tabela 7.1.),
- optimalno planiranje zastoja radi korektivnih aktivnosti održavanja,
- smanjenje potrebnih rezervnih delova i zaliha istih.

Odnosno:

- prelazak sa preventivnog na prediktivno (proaktivno) održavanje, sa osnovnom bitnom karakteristikom da je održavanje zasnovano na vibrodijagnostici stanja postrojenja, gde se aktivnosti svode na korektivne mere prema prethodno tačno definisanom programu. Ovaj koncept nalazi u svetu široku primenu u svim granama industrije i dovodi do kapitalnih ušteda i povećanja efikasnosti rada. Vibrodijagnostika postaje sastavni deo, odnosno osnova održavanja;
- usaglašavanje izlaznih parametara sa regulativom definisanom grupom standarda DIN 22261 i ostalim relevantnim propisima u pojedinim segmentima koji su predmet praćenja tehničkih sistema;
- povećanje bezbednosti osoblja, doškolavanje i obuka osoblja koje je zaduženo za operativnu gotovost tehničkih sistema;
- sprečavanje havarijskih stanja i smanjenje ukupnih troškova eksploatacije uz povećanje operativne gotovosti tehničkih sistema.

Istraživanja u ovoj disertaciji doprinela su da se može razviti program implementacije vibrodijagnostičkog održavanja u industriji (slika 7.3.) za period od 2,5 godine (korišćena su iskustva SKF firme).



Slika 7.3. Implementacija Vibrodijagnostičkog održavanja (VO)

Tabela 7.1. Broj ukupnih otkaza na sastavnim komponentama analiziranih sklopova turbogeneratora u TE Kostolac (pre i posle primene vibrodijagnostičkog modela održavanja) za period 2013-2016.

R. br.	Naziv sastavne komponente turbogeneratora	Broj otkaza pre primene vibrodijagnostičkog modela	Broj otkaza posle primene modela
1.	Prednji ležaj C.V.P. (N_1)	18	8
2.	Zadnji ležaj C.V.P. (N_2)	14	5
3.	Prednji ležaj C.V.P. (N_3)	28	14
4.	Zadnji ležaj C.V.P. (N_4)	28	11
5.	Prednji ležaj generatora (N_5)	14	8
6.	Zadnji ležaj generatora (N_6)	29	11
7.	Prednji ležaj budilice (N_7)	31	11
8.	Zadnji ležaj budilice (N_8)	20	7

Analizom primene vibrodijagnostičkog modela održavanja rotacionih mašina može se zaključiti da je primenom modela korisnik nakon izvršenog remonta dobio potpuno urađenu rotacionu mašinu u ugovorenom stanju. Upotrebom modela održavanja, postigli bi racionalizovano poslovanje, unapređenje performansi rotacionih mašina i produžen međuremontni period u planiranom obimu. Savremenim reinženjeringom aktivnosti, u projektnoj organizaciji realizacije remonta, skratili bi vreme trajanja remonta. Primenom modela održavanja i primenom ekspertnih znanja projektnog tima i ostalih učesnika u realizaciji projekta, produžen bi bio životni vek rotacione mašine i doveli bi je u stabilno stanje. Ovaj model održavanja, s obzirom da podrazumeva i poštuje revizorske preporuke o stanju performansi pouzdanosti, pogodnosti održavanja i logističke podrške održavanju, dao bi mogućnost ekonomičnom poslovanju i ostvarilo bi značajne uštede zbog eliminacije gubitaka.

Razvijen model vibrodijagnostičkog održavanja u odnosu na postojeći model, beleži određene prednosti u sledećem:

1. Smanjen je broj remonta u 5- godišnjem remontnom ciklusu sa 8 na 2;
2. Povećan je međuremontni period sa 0,5 - 1 na 4 godine;
3. Smanjeno je trajanje remonta s 5020 h/g na 750 h/g;
4. Produžen vek eksploatacije za 20 godina sa 30% troškova;
5. Povišen je nivo pouzdanosti sa 88,8 na 98,6%;
6. Povećana raspoloživost sa 86,5 na 90,2%.

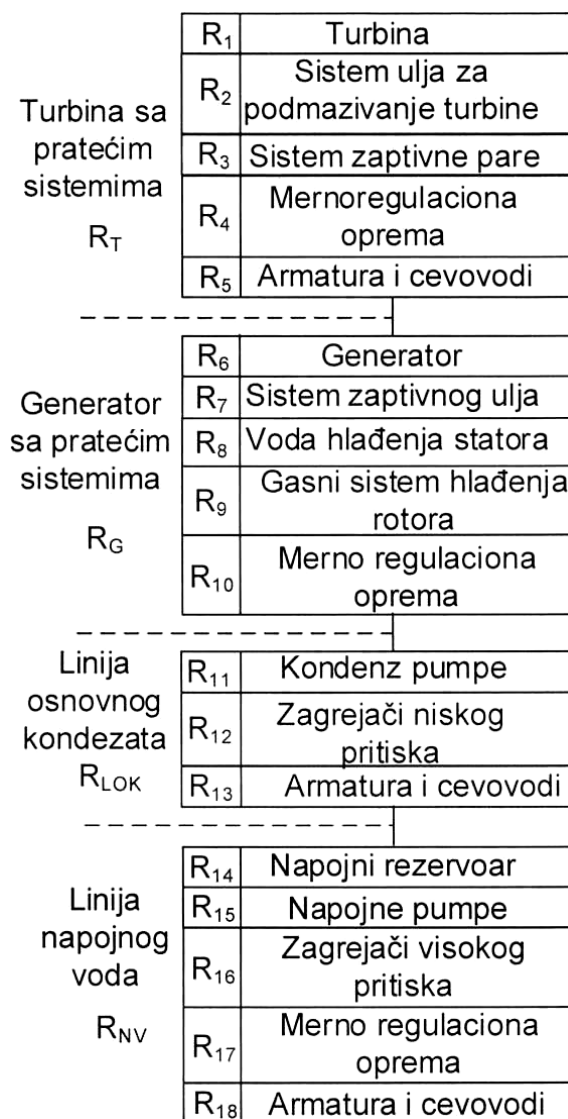
Vibrodijagnostički model održavanja rotacionih mašina je obuhvatan i u potpunosti je ostvario ciljeve istraživanja i zahteve postavljene hipoteze. Razvijeni model održavanja rotacione mašine je adaptivan i predstavlja doprinos daljem razvoju funkcija održavanja i treba da je paradigma održavanja rotacionih mašina.

7.1.2. Istraživanje formiranja programa održavanja za odeljenje turbinskog postrojenja termoelektrane Kostolac

U sastav odeljenja turbinskog postrojenja spada više međusobno zavisnih delova i to (sl. 7.4.):

- parna turbina sa sistemima za podmazivanje, regulacionim uljem, armaturom sa cevovodima i mernoregulacionom opremom,
- generator sa sistemima zaptivnog ulja, vode za hlađenje statora, gasom za hlađenje rotora generatora i mernoregulacionom opremom,
- linija osnovnog kondenzata sa kondenzatorom, kondenz pumpama, zagrejačima niskog pritiska, pratećom armaturom, cevovodima i mernoregulacionom opremom,
- napojni vod sa napojnim rezervoarom, napojnim pumpama, zagrejačima visokog pritiska, cevovod, armatura i mernoregulaciona oprema.

Analiza bezotkaznosti sastavnih delova (podсистема) turbogeneratorskog postrojenja (система) se može obaviti na osnovu statističkih podataka, dobijenih za vreme eksploatacije. Cilj obrade statističkih podataka je otkrivanje zakona raspodele rada do otkaza svih podсистема. Razbijanjem navedenih podсистема na svoje sastavne delove, takođe se može izvršiti analiza bezotkaznosti svih sastavnih delova podсистема.



Slika 7.4. Šema turbogeneratorskog postrojenja

Ukupna pouzdanost turbogeneratorskog postrojenja R_{TG} može se izraziti jednačinom (sl. 7.4.):

$$R_{TG} = R_T R_G R_{LOK} R_{NV}$$

Kod formiranja varijanti modela održavanja turbogeneratorskog postrojenja pošlo se od toga, da su troškovi korektivnog i preventivnog održavanja (direktni i indirektni) uvek veći od troškova preventivnog i vibrodijagnostičkog održavanja.

Rezultati analize bezotkaznosti sastavnih delova sistema turbogeneratorskog postrojenja, kao i predloženi modeli održavanja dati su u tabeli 7.2.

Iz tabele 7.2. je vidljivo da od 12 razmatranih sastavnih delova turbogeneratorskog postrojenja za 11 se predlaže primena održavanja prema stanju, a 4 za vibrodijagnostičko održavanje.

Izvršena analiza i izbor modela održavanja za svaki sastavni deo posebno, omogućuju formiranje standarda održavanja.

Ocena efektivnosti formiranih varijanti modela održavanja vršena je putem njihovog upoređivanja sa baznim pokazateljima efektivnosti (za korektivno i preventivno održavanje). Pri tome su dobijeni sledeći rezultati:

- operativna gotovost turbogeneratorskog sistema povišena je za 6,9 – 8,1%,
- pouzdanost turbogeneratorskog postrojenja povišena je za 4 – 8,5%,
- specifični troškovi održavanja (direktni i indirektni) smanjeni su za 14 – 21%,
- godišnji ekonomski efekat od primene modela održavanja iznosi $(18 - 22) \cdot 10^6$ din.

Ovi rezultati se odnose i za razvijene modele održavanja za sastavne delove pojedinih podsistema turbogeneratora.

Uticaj broja formiranih modela održavanja (procenat obuhvaćenih sastavnih delova sistema) na pouzdanost turbogeneratorskog postrojenja prikazan je na slici 7.5. Pri tome se uočava polje povećanja relativne promene pouzdanosti koje je dostignuto na današnjem nivou odabranih programa održavanja (40% svih obuhvaćanih delova turbogeneratora). Promena gotovosti postrojenja od vremena u radu data je na slici 7.6.

Tabela 7.2. Rezultat analize i predloženih modela održavanja za sastavne delove turbogeneratorskog postrojenja u TE Kostolac

Poz. sastav. dela	Naziv sastavnog dela turbogeneratorskog postrojenja	Zakon raspodele bezotkaznog rada i njegovi parametri	Karakter promene inteziteta otkaza	Predložena primena modela održavanja
1	Kondenz pumpe	eksponencijalna $\lambda = 204 \cdot 10^{-6}$	$\approx const.$	OPS-KV
2	Merno regulaciona oprema	Vejbulova $R = e^{-\left(\frac{1}{6294}\right)^{1,95}}$	raste	OPS-KNP
3	Armatura i cevovodi	Vejbulova $R = e^{-\left(\frac{1}{5893}\right)^{1,68}}$	$\approx const.$	OPS-KNP
4	Turbina	normalna $m = 9864, \sigma = 3869$	raste	OPS-KV
5	Sistem ulja za podmazivanje	normalna $m = 8434, \sigma = 3904$	raste	PO
6	Napojne pumpe	Eksponencijalna $\lambda = 1,86 \cdot 10^{-6}$	$\approx const.$	OPS-KV
7	Generator	Erlangova II reda $\lambda = 4,15 \cdot 10^{-6}$	$\approx const.$	OPS-KV
8	Gasni sistem hlađenja rotora	normalna $m = 8868, \sigma = 3338$	raste	OPS-KNP
9	Zagrejači niskog pritiska	Vejbulova $R = e^{-\left(\frac{1}{4682}\right)^{1,95}}$	raste	OPS-KNP
10	Zagrejači visokog pritiska	Vejbulova $R = e^{-\left(\frac{1}{4468}\right)^{1,95}}$	raste	OPS-KNP
11	Sistem zaptivne pare	Erlangova II reda $\lambda = 2,22 \cdot 10^{-6}$	raste	OPS-KNP
12	Napojni rezervoar	Vejbulova $R = e^{-\left(\frac{1}{45682}\right)^{1,55}}$	raste	PO

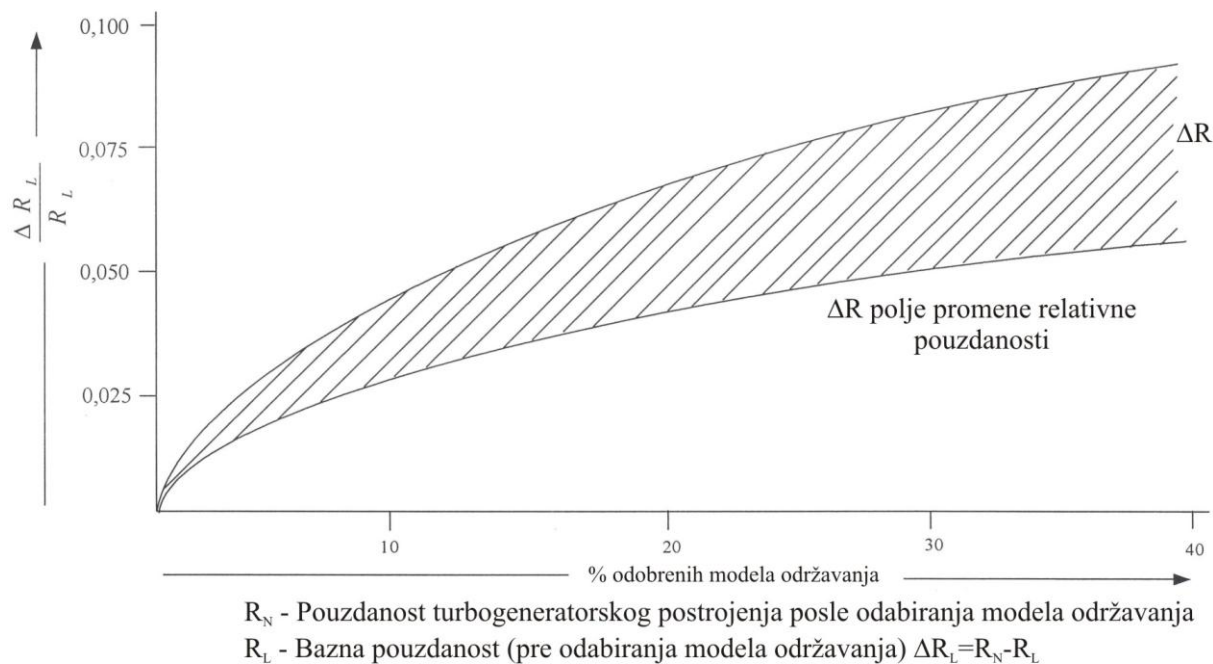
PO - Preventivno održavanje po konstantnoj trajnosti

OPS - KV - Održavanje prema stanju sa kontrolom vibracija (vibrodiagnostičko održavanje)

OPS - KNP - Održavanje prema stanju sa kontrolom nivoa pouzdanosti

Na osnovu tabele 7.2. zapaža se da je za 4 dela sistema turbogeneratora predložen model održavanja na bazi vibracija (OPS-KV).

Na slici 7.5. data je promena nivoa pouzdanosti turbogeneratorskog postrojenja usled uvođenja novih modela održavanja.



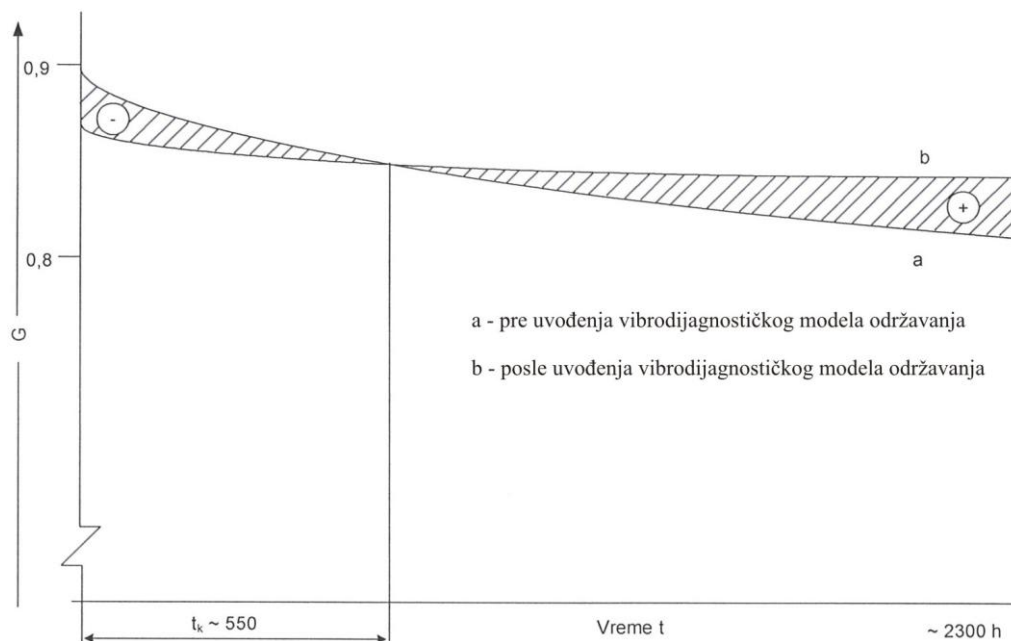
Slika 7.5. Promena nivoa pouzdanosti turbogeneratorskog postrojenja usled uvođenja novih modela održavanja (TE Kostolac)

Nastajanje perioda t_k (sl. 7.6) se može obrazložiti činjenicom: ranije se zamena rezervnih delova vršila bez dovoljnog korišćenja rezerve upotrebljivosti i uglavnom su delovi bili iz uvoza. Danas se koriste domaći rezervni delovi čija je bazna (projektovana) pouzdanost nešto niža od pouzdanosti uvoznih delova.

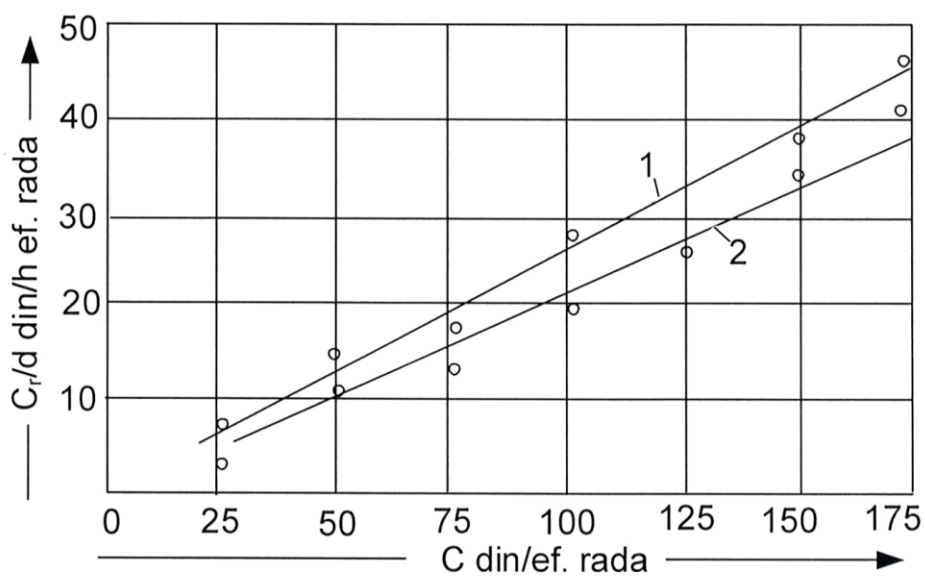
Uvođenjem određenih modela održavanja turbogeneratorskog postrojenja smanjeni su i specifični troškovi rezervnih delova (sl. 7.7).

Neke koristi dobijene su i uvođenjem modela održavanja i date su na slici 7.8.

Za celovito rešavanje modela održavanja treba izvršiti obradu, po navedenoj metodologiji svih sastavnih delova koji u toku eksploatacije stare.



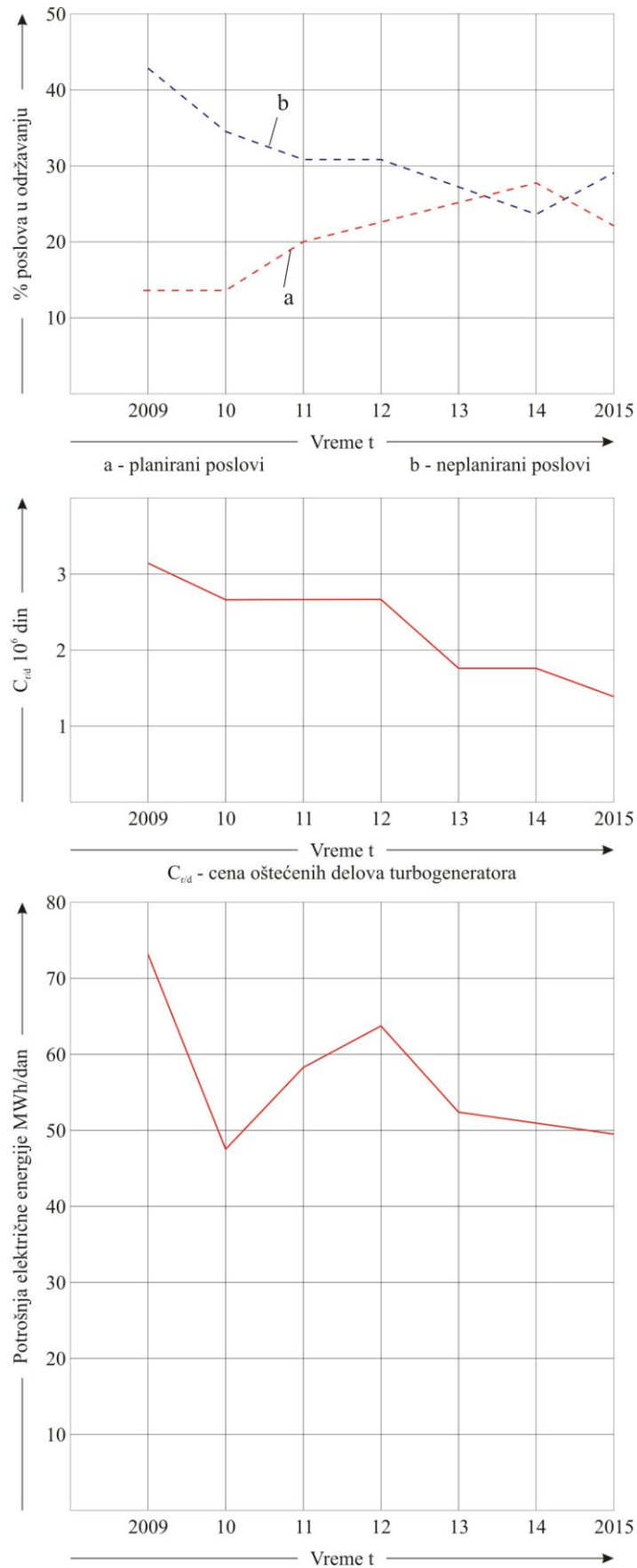
Slika 7.6. Promena gotovosti (raspoloživosti) turbogeneratorskog postrojenja (TE Kostolac)



1 - Model preventivnog održavanja C - specifični troškovi održavanja

2 - Model održavanja prema stanju sa kontrolom vibracija C_{r/d} specifični troškovi rezervnih delova

Slika 7.7. Specifični troškovi rezervnih delova u zavisnosti od specifičnih troškova održavanja turbogeneratorskog postrojenja (TE Kostolac)



Slika 7.8. Koristi od uvođenja modela održavanja turbogeneratorskih postrojenja (TE Kostolac)

Uvođenjem integrisanog modela održavanja može se:

- povećati gotovost (raspoloživost) turbogeneratorskog i cele elektrane,
- povisiti efikasnost turbogeneratorskog i cele elektrane,
- smanjiti ukupan trošak održavanja (specifični troškovi rezervnih delova),
- poboljšati organizacija poslova proizvodnje i održavanja,
- smanjiti potrošnja električne energije u elektrani,
- povisiti nivo motivisanosti radnika za rad,
- povisiti nivo planiranih poslova u održavanju i drugo.

7.2. Dokazivanje glavne hipoteze

Primena predloženog Integrisanog modela održavanja na bazi vibracija (vibrodijagnostičkog održavanja) dijagnostičkim ispitivanjima mašina doprinosi povišenju nivoa pouzdanosti tih mašina, odnosno doprinosi smanjenju broja otkaza i vremena u otkazu mašina, koji su posledica otkaza njihovih delova, što omogućava mašinama da efikasnije obavljaju funkciju za koju su namenjene i da obezbeđuju stabilnost elektroenergetskog sistema u Srbiji.

Istraživanje je pokazalo da primena predloženog vibrodijagnostičkog modela u dijagnostičkim ispitivanjima mašina, doprinosi povišenju nivoa pouzdanosti što je i dokazano poređenjem pouzdanosti i raspoloživosti mašina u periodu od 2 godine, pre i nakon primene tog modela, odnosno istraživanje je pokazalo da primena novog modela doprinosi značajnijem smanjenju broja otkaza i vremena u otkazu mašina na godišnjem nivou, koji su posledica otkaza njihovih delova i što je detaljno obrazloženo u disertaciji.

Primena predloženog vibrodijagnostičkog modela održavanja mašina u dijagnostičkom ispitivanju doprinosi smanjenju troškova održavanja.

Naučno istraživanje u okviru doktorske disertacije imalo je za cilj istraživanje odnosno rano otkrivanje promene vibrodijagnostičkih parametara u sklopovima mašina. Nadalje, cilj je bio da se utvrdi kakav je uticaj pojedinih eksploatacionih parametara rada na pouzdanost mašina kako bi se mogla definisati pouzdanost mašina. U skladu sa navedenim ciljem i na osnovu obavljenih teorijskih i eksperimentalnih i eksploatacionih istraživanja na ispitivanju dijagnostike stanja sklopova mašina glavna hipoteza je potvrđena.

8. PREDLOG DALJIH ISTRAŽIVANJA

Primena modela vibrodijagnostičkog održavanja izvođenja postupaka održavanja tj. određivanja perioda promene stanja komponenata rotacionih mašina su veoma interesantna za dalja proučavanja, kako sa aspekta smanjenja troškova tako i povišenja nivoa pouzdanosti, što zavisi od izbora i promena parametara stanja.

Sam model vibrodijagnostike se može usavršiti kroz sledeće korake:

- definisati posebne parametre stanja komponenata rotacionih mašina koji se mogu menjati u funkciji vremena rada u praktičnim uslovima (u funkciji vremena),
- izvršiti izbor dijagnostičkih parametara stanja sklopova rotacionih mašina u slučaju kada se strukturni parametar određuje unapred sa kojim je povezan koeficijentom koji bi se odredio eksploatacionim ispitivanjem,
- odrediti matematička očekivanja, srednja kvadratna odstupanja parametra stanja koristeći podatke nepouzdanosti ili intenziteta otkaza,
- utvrditi po kojem zakonu raspodele proizilazi rastući intenzitet otkaza sastavnih komponenata rotacionih mašina,
- izrada posebnog modela tzv. teledijagnostike tehničkih sistema (termoelektrane i dr.) a samim tim i većeg dela privrede u zemlji.

Vibrodijagnostička ispitivanja vitalnih komponenti rotacionih mašina u istraživanju su bila koncipirana tako da se kontrole sprovode po periodičnim vremenskim terminima. Buduća istraživanja bi trebala da daju odgovor na pitanje da li bi efekti uvođenja neprekidnog praćenja vitalnih parametara bili uporedivi sa ulaganjima neophodnim za njegovu realizaciju.

Softverski vibrodijagnostički sistem u dijagnostičkim ispitivanjima mašina je veoma važan u smislu efikasnosti dijagnostičkog procesa. Zbog toga bi dalja istraživanja mogla ići u pravcu poboljšanja softverskih rešenja radi kvalitetnijeg praćenja parametara sistema i efikasnijeg donošenja dijagnostičkih odluka, odnosno povećanja pouzdanosti tehničkih sistema čiji se vitalni parametri prate.

Pravi ekspertski sistem mora biti sposoban da u potpunosti zameni ljudske eksperte u kontroli rada mašine, dijagnostici i korektivnim aktivnostima. Na polju dijagnostike otkaza mašina pravi ekspertski sistem bi morao biti sposoban da prepozna rane znakove bilo kakvog potencijalnog problema analizirajući tekuće podatke monitoringa vibracija i rada kontrolnih sistema, da hipotetiše o svim mogućim uzrocima problema, konstruiše serije parametrijskih ili testiranja rada pomoći smetnji i da razvije strategiju pribavljanja podataka radi prikupljanja neophodnih dodatnih informacija da bi se dokazala ili osporila svaka hipoteza, da sprovodi testove, prikuplja podatke, analizira rezultate koji se tiču određene mašine, da ih obradi, formira pouzdan zaključak i preduzme korektivne aktivnosti. Ekspertski sistem sposoban za izvođenje svih ovih funkcija bi morao znati da se nosi sa najtipičnijim problemima i uočenim simptomima na tradicionalnim mašinama. Ljudski eksperti sa svojim intuitivnim mogućnostima će verovatno uvek biti potrebni radi obezbeđivanja rešenja za probleme koji se veoma retko sreću ili za skoro sve otkaze koji ispoljavaju bilo kakve asimptomatične karakteristike.

9. LITERATURA

- [1]. Adamović, Ž., Ilić B., Nauka o održavanju tehničkih sistema, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013 (ISBN 978-86-89087-06-2)
- [2]. Adamović, Ž., Ašonja, A., Milošević, D., Paunjorić, P., Teledijagnostika mašina, Duga knjiga, Sremski Karlovci, 2011 (ISBN 978-86-86127-30-3)
- [3]. Adamović, Ž., Ašonja, A., Milošević, D., Vibrodijagnostika i tribodijagnostika mašina, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2012 (ISBN 978-86-89087-04-8)
- [4]. Adamović, Ž., Ilić, B., Stanković, N., Vulović, S., Vulović, M., Tehnička dijagnostika elektrana i toplana, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2014 (ISBN 978-86-83701-33-9)
- [5]. Adamović, Ž., Ilić, B., Vulović, M., Vulović, S., Prediktivno i proaktivno održavanje mašina, Srpska akademija energetske efikasnosti, Loznica, 2016 (ISBN 978-86-800270-0-5)
- [6]. Abu-Rub, H., Moin Ahmed, S., Iqbal, A., Tolivat, H. A., Rabiman, M. M., Incipient bearing detection for three-phase Brushless DC motor drive using ANFIS, IEEE, 2011.
- [7]. Adamović, Ž., Modelovanje održavanja na bazi stanja i njegov uticaj na povišenje efektivnosti tehničkih sistema u industriji čelika, Mašinski fakultet, Beograd, 1984.
- [8]. Adamović, Ž., Ilić, B., Meza, S., Vulović, M., Vulović, S., Energetska efikasnost, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2013 (ISBN 978-86-89087-09-3)
- [9]. Adamović, Ž., Josimović, Lj., Vulović, S., Ilić, B., Spasić, D., Vibrodijagnostičko održavanje tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2016 (ISBN 978-86-83701-39-1)
- [10]. Adamović, Ž., Josimović, Lj., Paunjorić, P., Petrov, T., Savić, N., Vulović, S., Restruktuiranje i preprojektovanje održavanja tehničkih sistema, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Smederevo, 2014 (ISBN 978-86-83701-31-5)
- [11]. Adamović, Ž., Josimović, Lj., Petrov, T., Savić, N., Vulović, S., Indikatori performansi održavanja mašina u kompanijama, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2013 (ISBN 978-86-91623-0-4)
- [12]. Ašonja, A., Dijagnostika stanja kotrljajnih ležajeva i njen uticaj na pouzdanost kardanskih vratila na poljoprivrednim mašinama (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2012.
- [13]. Adamović, Ž., Stanković, N.: Pouzdanost mašina i postrojenja, Stylos art, Novi Sad 2011.
- [14]. Adamović, Ž., Tehnička dijagnostika, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1998 (ISBN 978-86-17-06434-X)
- [15]. Adamović, Ž., Vulović, S., Menadžment održavanja u industriji, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2012 (ISBN 978-86-6251-002-0)
- [16]. Adamović, Ž., Vulović, S., Metodologija naučno-istraživačkog rada, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2011 (ISBN 978-86-6251-001-3)
- [17]. Adamović, Ž., Vulović, S., Reinženjering, Društvo za tehničku dijagnostiku Srbije, Beograd, 2011 (ISBN 978-86-6251-000-6)
- [18]. Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Indikatori performansi održavanja mašina, XI konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka Banja, 2015 (ISBN 978-86-83701-32-2)

- [19]. Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Model dijagnostičkog održavanja, XI konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka Banja, 2015 (ISBN 978-86-83701-32-2)
- [20]. Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Osnovni dijagnostički parametri u kontroli elektrana i toplana, XI konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka Banja, 2015 (ISBN 978-86-83701-32-2)
- [21]. Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Pouzdanost i proaktivno održavanje, XI konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka Banja, 2015 (ISBN 978-86-83701-32-2)
- [22]. Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Primena modela 4 stanja po Markovu u elektranama i toplinama, XI konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, 2015 (ISBN 978-86-83701-32-2)
- [23]. Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., Utvrđivanje uzroka neispravnosti tehničkog sistema, XI konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka Banja, 2015 (ISBN 978-86-83701-32-2)
- [24]. Adamović, Ž., Tehnologija održavanja, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 1998.
- [25]. Adamović, Ž., Vulović, S., Markov procesi u održavanju tehničkih sistema, Časopis „Održavanje mašina“, br. 1-2, Smederevo, 2013 (ISSN 1452-9688)
- [26]. Albert F. Criqui: False and misleading sources of vibration, Proceedings of the Twenty-Third Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 137-150 (1994).
- [27]. Antonelli, A., Boccatteli, C., Duni, G., Fabbri, G., Remote control and monitoring of an induction motor, Proceedings of Comaden, Faro, Portugal, 2007.
- [28]. Borić, S., Vulović, S., Adamović, Ž., Uzroci nastanka vibracija složenih tehničkih sistema u elektranama, Časopis „Tehnička dijagnostika“, Vol. XV, br. 1, str. 27-34, Beograd, 2016.
- [29]. Брановский, А., М., Исследования и устранение вибрации турбоагрегатов, Энергия, Москва, 1997.
- [30]. Barlow, R., Prochan, F., Mathematical Theory of Reliability, New York, 1995.
- [31]. Barron, R., Engineering, Condition Monitoring: Practice, Methods and Applications, Harlow: Longman, 1996.
- [32]. Barzilović, E. J., Modeli tehničkieskiiia obsluživanje složenii sistemi, Moskva, 1988.
- [33]. Bass, L., Wynholds, W. H., Porterfield, R. W., Fault Tree Graphics, Annual Reliability and Maintainability Symposium, 1975.
- [34]. Batkauskas, V., Adaption of a Remote Control System for Data Exchange using a Mobile Data Channel, Electronics and electrical Engineering, Kaunaas, 2007.
- [35]. Bednjak, M. H., Modelirovanie procesov tehničeskogo obsluživanja i remonta avtomobilei, Višaja škola, Kiev, 1999.
- [36]. Benjamin, T.S., Fundamentals of Topology, Macmillan Publishing Co. Inc., Gyor Hyngary, 1989.
- [37]. Bernev, E.R., „Vibracii gidroagregatov gidroelektričiskii stancii“, Energii, Moskva, 1989.
- [38]. Black, H., „Effects of Fluid-Filled Clearance Spaces On Centrifugal Pump and Submerged Motor Vibrations“. 8th International Turbomachinery Symposium, TAMU, Texas, 1979.
- [39]. Bercnereala, E. R., Vibracii gidrogeneratorov gidroelektričeskii stancii, Energia, Moskva, 1989.

- [40]. Burzić, M., Uticaj eksploatacionih uslova na integritet i preostali vek posuda pod pritiskom (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2008.
- [41]. Brennan, M., C., McGowan A., Piezoelectric Power Requirements for Active Vibration Control, NASA Langley Research Center, 2002.
- [42]. Balickii, F., Barkov, A., Barkova, N., Vibrodijagnostika, Mašinstroenie, Moskva, 2005.
- [43]. Babković, K., Višenamenski integrisani senzor sile i pomeranja (doktorska disertacija), Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2016.
- [44]. Bajrić, R., Prilog identifikaciji oštećenja zupčastih parova primenom tehnika analize signala mehaničkih vibracija (doktorska disertacija), Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2016.
- [45]. Carreras, C., Interval Methods For Fault-Tree Analysis In Robotics, IEEE Transactions Of Reliability, 2001., 50(1), 3-11.
- [46]. Castles, F.G., D.J. Murray, C.J. Polit and D.C. Potter (Ed.), Decisions, Organizations and Society (Selected readings), New York, 1986.
- [47]. Chen, Lu, Xiaochuang Tao., Machine integrated health models for condition-based maintenance, Tehnički vjesnik, 21, 6, 2014.
- [48]. Chorafas, D. N., Quality Control and Application, Springer, London, 2014.
- [49]. Cvetković, D., Praščević, M., Buka i vibracije, Fakultet zaštite na radu, Niš, 2005.
- [50]. Devis, B., Optimising the ATE Test Mix, reprinted from electronic production, 1980.
- [51]. Dimenberg, F. N., Kolesnikov, K. S., Vibracii v tehnike, spravočnik tom 3, Mašinstroenie, Moskva, 1989.
- [52]. Dixon, L. C. W., Nonlinear Optimization, The English Universities Press Ltd, London, 1982.
- [53]. Dreyfus, S. E. and A. M. Law., The Art and Theory of Dynamic Programming, Academic Press, New York, 1989.
- [54]. Duboka, Č., Tehnologije održavanja vozila 1, Mašinski fakultet, Beograd, 1992.
- [55]. Duckstein, L. and R. Krzusztofowicz., „A Utility Criterion for Real-Time Reservoir Operation“, Proc. of the Arizona Academy of Science, Las Vegas, Nevada, 1987.
- [56]. Duckstein, L., and S. Opricović., „Multiobjective Optimization in River Basin Development“, Working paper, The University of Arizona, Tucson, 1991.
- [57]. Duckstein, L., S. Opricović and I. Bogardi., „Multiobjective Control of Karstic Aquifer Dewatering for Mining“, Proc. of the International Symposium on Karst Hydrology, Budapest, Sept. 1989.
- [58]. Đurić, Ž., Model obezbeđenja kvaliteta ključnih performansi industrijskog preduzeća (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2010.
- [59]. Fišer, R., Lavrič, H., On-line Detection and Diagnostics of Induction Motor Rotor Faults Using Spectral Analyses of Stator Current, International Symposium, 2008.
- [60]. Gasich, V., The system concept and the design engineer, Automatike engineering, vol. 94, No.11. 1991.
- [61]. Gawronski, W., Advanced structural dynamics and active control of structures, Springer, 2004.
- [62]. Gaylo, B., A perctical reliability and availability program for power plants, Combustion, september, 1989.
- [63]. Gembicki, F. W. and Y. Y. Haimes., „Approach to Perfomance and Senzitivity Multiobjective Optimization: The Goal Attainment Method“, IEEE Transaction on Automatic Control, Vol. AC-20, No. 6, Dec. 1986.

- [64]. Gertsbakh, I. B., Model of preventive maintenance, North, Holand, New York-Oxford, 1987.
- [65]. Gilchrist, W., Modelling failures modes and effects analysis. International Journal of Quality & Reliability Management, 1993. 10(5), 16-23.
- [66]. Gill, E., Practical Optimization, London, Academic Press, 1989.
- [67]. Gunter, E., Understanding amplitude and phase in rotating machinery, Vibration institute, Harrisburg, 2009.
- [68]. Goodwin, G. G., P. V. Kabaila., „On the Optimization of Vector - Valued Performance Criteria“, IEEE Trans, on Automatic Control, Vol. AC - 20 No. 6, Dec. 1994.
- [69]. Govoruščenko, N. Я., Tehničkaja ekspluatacija avtomobilei, Višaja škola, Harkov, 1994.
- [70]. Haimes, Y.Y., W.A. Hali and H.T. Freedman., Multiobjektive Optimization in Water Resources Systems, Elsevier Scientific Publishing Company, New York, 1989.
- [71]. Haimes, Y.Y., W.A. Hali., „Multiobjectives in Water Resource Systems Analysis: The Surrogate Worth Trade off Method“, Water Resources Research, Vol. 10, No. 4, Aug. 1996.
- [72]. Hancock, W., „How to Control Pump Vibration“, Hydrocarbon Processing, pp. 107-113, 1974.
- [73]. Hartog, D., Mechanical vibrations, Mc Graw-Hill Book company, New York, 1956.
- [74]. Harwinder, S., Jafinder, P., implementation of Quality Control Tools, AV Akademik Verlag, 2014.
- [75]. Hasse, P., Overvoltage protection of low voltage systems, 2nd edition, The Institution of Electrical Engineers, England, 2000.
- [76]. Harazov, A. M., Krivenko, E. I., Diagnostirovanie leghkovih avtomobilei na stancijah tehničkoga obsluživanja, Višaja škola, Moskva, 2000.
- [77]. Heew, T., Handbook of Quality Control, ML Books International, 2015.
- [78]. Hill, C., An introduction to Chemical Engineering Kinetics and Thermoelectric Design, Free University, Amsterdam, 1989.
- [79]. Hofmann, D., Rechnergestützte Qualitätssicherung. Berlin: VEB Verlag Technik, Vol. 288, deg. 1988.
- [80]. Hoyland, A., Rausand, M., System reliability Theory: Models and Statistical Methods, New York: John Wiley & Sons, Inc. 1994.
- [81]. Ilić, B., Adamović Ž., Jevtić, N., Automatizovana dijagnostička ispitivanja u procesnoj industriji, Tehnička dijagnostika, Beograd, vol. 11, br. 3, str. 11-18, 2012.
- [82]. Ilić, B., Adamović Ž., Jevtić, N., Primena metoda veštačke inteligencije prilikom donošenja dijagnostičkih zaključaka o stanjima mašina u procesnoj industriji, Tehnička dijagnostika, Beograd, vol. 11, br. 3, str. 33-40, 2012.
- [83]. Ilić, B., Adamović Ž., Savić, B., Stanković, N., Automatizovana vibroakustička ispitivanja kliznih i kotrljajnih ležajeva, Časopis „Menadžment znanja“, Beograd, vol. 7, br. 1-2, str. 13-24, 2012.
- [84]. Ilić, B., Adamović Ž., Savić, B., Stanković, N., Razvoj modela automatizovanog dijagnostičkog sistema i njegov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema, Tehnička dijagnostika, Banja Luka, vol. 4, br. 1-2, str. 20-40, 2012.
- [85]. Ilić, B., Adamović Ž., Savić, B., Stanković, N., Primena automatizovanih dijagnostičkih sistema u dijagnostici stanja ležajeva mašina metodom spektralne analize struje statora, Časopis „Menadžment znanja“, Beograd, vol. 7, br. 1-2, str. 3-12, 2012.
- [86]. Ilić, B., Adamović Ž., Savić, B., Ašonja A., Automatizovani dijagnostički sistemi električnih mašina, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2012.

-
- [87]. Ilić, B., Adamović, Ž., Savić, B., Ašonja, A., *Automatizovani dijagnostički sistemi gasovoda*, Srpski akademski centar, Novi Sad, 2012.
- [88]. Ilić, B., Adamović, Ž., Vulović, S., Vulović, M., *Poređenje rezultata primene pojedinih metoda automatizovane dijagnostike i zaštite elektroenergetskih sistema*, Tehnička dijagnostika, br. 4, str. 56-61, Beograd, 2015.
- [89]. Ilonen, J., Kamarainen, J. K., Lindh, T., Aloha, J., Kalvianinen, H., *Diagnosis tool for motor condition monitoring*, IEEE, 2005.
- [90]. Ilić, B., *Automatizovani dijagnostički modeli i njihov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema (doktorska disertacija)*, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.
- [91]. International Standard of Organization ISO 1970/1 1986, *Mechanical vibration - balance quality requirements of rigid rotors-part 1: Determination of permissible residual unbalance*, ISO standard 1986.
- [92]. International standard of Organization ISO 1970-2 1986, *Mechanical vibration - Balance quality requirements of rigid rotors part 2: Balance errors*, ISO standard, 1986.
- [93]. International standard of Organization ISO 7919-1 , 1996, *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evolution criteria – Part General guidelines*, ISO standard 1996.
- [94]. International Standard Organization mechanical vibration – *Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors*, ISO standard 1994.
- [95]. International Standard of Organization ISO 10814:1996 *Mechanical vibration – Susceptibility and sensitivity of machines to unbalance*, ISO Standard, 1996.
- [96]. International Standard of Organization ISO 7927-2, *Mechanical vibration – Evolution of machine vibration by measurements on rotating shaft – part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50MW with normal operating speeds 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min*, ISO standard, 2001.
- [97]. International Standard of Organization ISO 10817-1: 1998, *measuring instruments and test equipment*, ISO standard, 1998.
- [98]. ISO 7626-2: 1990 *Mechanical vibration and shock – Experimental determination of mechanical mobility – Part 2: Measurements using single-point translation excitation with an attached vibration exciter*
- [99]. ISO 7626-5: 1994 *Mechanical vibration and shock – Experimental determination of mechanical mobility – Part 5: Measurements using impact excitation which is not attached to the structure*
- [100].ISO 10816-1: 1995 *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines*
- [101].ISO 10816-2: 2001 *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min*
- [102].ISO 10816-5: 2000 *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants*
- [103].ISO 7919-1: 1996 *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria – Part 1: General guidelines (ekv. ANSI S2.13)*
- [104].ISO 7919-2:2009 *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurement on rotating shafts – Part 2: Land-based steam turbines-end- generators*
-

- in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min
- [105].ISO 7919-5: 2005 Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurement on rotating shafts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants
- [106].ISO 1996-1: 2003 Acoustics – Description, measurement and assessment of environmental noise – Part 1: Basic quantities and assessment procedures
- [107].ISO 1996-2: 2007 Acoustics – Description, measurement and assessment of environmental noise – Part 2: Determination of environmental noise levels
- [108].International Electrotechnical Vocabulary, Ch. 191: Dependability and Quality of service, IEC standard 50(191), 1990.
- [109].IM priručnik - Mašinski sistemi, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, Beograd, 1987.
- [110].International Tribology Conference SITC 2002, 25 - 28. August 2002), pp. 311-318. ISSN 1425-1655.
- [111].Ivanović, A., Sinteza mernih sistema za monitoring rotornih bagera u realnom vremenu (magistarska teza), Tehnički fakultet „M. Pupin“, Zrenjanin, 2006.
- [112].Ivanović, G., Stanivuković, D., Pouzdanost sistema, Mašinski fakultet, Beograd, 1987.
- [113].Ivković, B., Osnovi tribologije, Građevinska knjiga, Beograd, 1983.
- [114].Keeney, R. L. and E. F. Wood., „An Illustrative Example of the Use of Multiattribute Utility Theory for Water Resource Planning“, Water Resources Research, Vol 13, No. 4, Aug. 1989.
- [115].Keeney, R. L. and G. W. KirkWood., „Group Decision Making using Cardinal Social Welfare Functions“, Management Science, Vol. 22, No. Dec. 1987.
- [116].Kolegaev, N. R., Opređenje optimalnoj dolođevnosti tehničkih sistem, Sovetskoe radio, Moskva. 1986.
- [117].Lathrop, J. W. and K. Chen., „Comprehensive Evaluation of Long - Range Research and Development Strategies“, IEEE Trans, on systems, man and cybernetics, Vol. SMC - 6, No. 1, Jan. 1992.
- [118].Lee, F., Gardner, J., Thomson, G., Maintainability aspects of process plant pipe joints, proc, Imashe Vol.201, No. A1, 1991.
- [119].Lemeš, S., Vibracije centrifugalnih pumpi u sistemima za hlađenje automobilskih motora (magistarski rad), Zenica, 2002.
- [120].Ličen, H., Zuber, N., Prediktivno održavanje rotirajuće opreme na bazi merenja i analize mehaničkih vibracija, Tehnička dijagnostika, Beograd, br. 1,2007.
- [121].Ličen, H., Zuber, N., Proaktivno održavanje hidroturbinske opreme primenom 01dB - Metravib OneproD koncepta, Tehnička dijagnostika, Beograd, Vol. 7, br. 1, str. 3-10, 2008.
- [122].Lifson, A., Simmons, H. and Smalley, A., „Vibration Limits for Rotating Machinery“, Mechanical Engineering, pp. 60-65, 1987.
- [123].Lin, J. G., „Maximal Vectors and Multi - Objective Optimization“, JOTA Vol. 18, No. 1, Jan. 1984.
- [124].Loucks, D. P., „An Application of Interactive Multi objective Water Resources Planning“, Interfaces, Vol. 8, No. 1, 1987.
- [125].Muždeka, S., Logistika – Logističko inženjerstvo – pouzdanost, pogodnost za održavanje, gotovost, TU SSNO, Beograd, 2000.
- [126].Matić, D., Detekcija otkaza tipa slomljene šipke kod asinhronih motora primenom metoda računarske inteligencije (doktorska disertacija), Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad 2012.

- [127].McKelvey, R. D. and R. E. Wendell., „Voting Equilibria in Multidimensional Choice Spaces“, Mathematics of Operations Research, Vol. 1, No 2, May 1989.
- [128].McNally B., „Centrifugal Pump & Mechanical Seal Reference Manual“, McNally Institute. 1998.
- [129].Malešević, D., Metodološki faktori obezbeđenja kvaliteta srednjeg stručnog obrazovanja i njihov uticaj na povišenje nivoa proizvodnje (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2011.
- [130].Mehdorn, H., Logistik im werksverbund, lokistik im unternehmen, Nov./Dez., 1990.
- [131].Meza, S., Spasić, D., Vulovic, S., Vulović, M., Merenje vibracija rotora hidrogeneratora na bazi beskontaktnih senzora, XI konferencija „Tehnička dijagnostika termoelektrana, solarnih elektrana, toplana i hidroelektrana“, Vrnjačka Banja, (ISBN 978-86-83701-32-2), 2014.
- [132].Meza, S., Spasić, D., Vulović, S., Vulović, M., Primena bezkontaktnih senzora u hidroenergetici, Naučni skup “Energetska efikasnost”, Beograd, 2015., (ISSN 2334-914X)
- [133].Mikić, D., Desnica, E., Ašonja, A., Vulović, S., Reliability analysis of ball bearing on the crankshaft of piston compressors, Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 22, No 4, pp, Sofia, Bulgaria, 2016.
- [134].Milošević, D., Adamović, Ž., Vulović, S., Izbor parametara i opreme za dijagnostiku hidrauličnih sistema, Časopis „Menadžment znanja“, Smederevo, 2016.
- [135].Mijailović, V., Nahman, J., Pouzdanost sistema za distribuciju električne energije, Akademska misao, Beograd, 2009.
- [136].Min-Chun Pan, Po-Ching Li, Yong-Ren Cheng., Remote online machine condition monitoring system, Measurement, Vol. 41, No. 8, pp. 912-921, 2008.
- [137].Milošević, D., Modeli obezbeđenja pouzdanosti složenih postrojenja u termoelektranama (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.
- [138].Nikolić, D., Razvoj sopstvenog modela optimizacije postupaka tehničke dijagnostike pri merenju mehaničkih vibracija hidroelektrane (zbornik radova), „Održavanje tehničkih sistema“ br.1. str. 38-50, Vrnjačka banja, 2007.
- [139].Minić, S., Arsenović, Ž.: Modeli održavanja tehničkih sistema, Vojnoizdavački zavod, Beograd, 1998.
- [140].Minić, S., Izbor modela održavanja tehničkih sistema po vremenu na bazi kriterijuma minimalnih troškova, Vojnotehnički glasnik, Beograd, 1995.
- [141].North Control d.o.o., North Lab, Subotica, 2008-2016.
- [142].Minić, S., Todorović, J., Izbor koncepcije i modela preventivnog održavanja prema stanju motornih vozila, Vojnotehnički glasnik, br. 4, Beograd, 1990.
- [143].Minić, S., Dinamički model preventivnog održavanja prema stanju motornih vozila, (Doktorska disertacija) Mašinski fakultet, Beograd, 1993.
- [144].Muszynka, A., Vibrational Diagnostics of Rotating Machinery Malfunctions, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 1, No 3-4, pp 237-266, Amsterdam, 1995.
- [145].Misra, B. K., Reliability Optimization of a Serias-Paral, Sistem, IEEE Trans, on Reliability, No. 4, 1982.
- [146].Moazzami, M., Hemmati, R., Haghghatdar Fesharaki, F., Rafiee Rad, S., Reliability evaluation for different power plant busbar layouts by using sequential Monte Carlo simulation, Electrical Power and Energy Systems, 53, 987-993, 2013.

- [147]. Mobley, R. K., An introduction to predictive maintenance, Butterworth Heinemann, 459 p, Boston, 2002.
- [148]. Monarchi, D. E., C. C. Kisiel and L. Duckstein., „Interactive Multiobjective Programming in Water Resources: A Case Study“, Water Resources Research, Vol. No. 4, 1987.
- [149]. Naess, A., Leira, B. J., Batsevych, O., System reliability analysis by Monte Carlo simulation, Structural Safety, 31, 349-355, 2009.
- [150]. Nijkamp, P., „Stochastic Quantitative and Quantitative Multi - Criteria Analysis for Environmental Design“, Research Memorandum No. 56, Department of Economics, Free University. Amsterdam, 1994.
- [151]. Nijkamp, P., and P. Rietveld., „Multi - Objective Programming Models: New Ways in regional Decision-Making“, Research Memorandum No. 43, Department of Economics, Free University, Amsterdam, 1995.
- [152]. Nikolić, D., Formiranje univerzalnog optimalnog modela na izabranim mernim mestima hidroelektrane pri merenju vibracija, Časopis „Tehnička dijagnostika“, br. 3. str. 61-66, Banja Luka, 2006.
- [153]. Nikolić, D., Primena tehničke dijagnostike i rezultati ispitivanja vibracionog stanja u hidroelektranama, Časopis „Tehnička dijagnostika“, br.1 str. 18-22, Banja Luka, 2005.
- [154]. Nestorović, G., Modeli projektovanja pouzdanosti mašina i njihov uticaj na proces eksploatacije (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2012.
- [155]. Knežević, J., Upravljanje procesima održavanja i obnavljanja tehničkih sistema na osnovu teorije pouzdanosti, Časopis „Održavanje mašina i opreme – OMO“, Beograd, 1983.
- [156]. Knuth, T., Rano otkrivanje oštećenja pomoću analize vibracija, Održavanje mašina i opreme-OMO, Beograd, 1988.
- [157]. Kodžopeljić, J., Prilog izučavanju politike održavanja motornih vozila za potrebe ONO (doktorska disertacija), Mašinski Fakultet, Beograd, 1981.
- [158]. Kucora, I., Radovanović, Lj., Milošević, D., Vulović, S., Kovačević, M., Otić, G., Adamović, Ž., Increasing Safety of Power plant Using a New Model of Reliability (UESB-2016-0082; DOI: 1080/15567249.2016.1185481), Energy Sources, Part B, WY 82070-7808, Laramie, USA
- [159]. Kutin, M., Optimizacija primene dijagnostičkih tehnika i njihov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2010.
- [160]. Keen, P. G. W., „The Evolving Concept of Optimality“, In Multiple Criteria Decision Making, Edited by M. K. Starr Amsterdam - New York, 1987.
- [161]. Kezunović, A., Xia, X., Wond, D., Improving circuit breaker maintenance management tasks by applying mobile agent software technology, IEEE, 2002.
- [162]. Klein, J., Strohmmer, F., Enzenhofen D., Investigation on Vibration of a Large Penstock, on the Sources of their Excitation and on Getting them under Control, 8 th AHR Symposium, Leningrad, 1986.
- [163]. Knežević, J., Prilog formiranju modela preventivnog održavanja mašinskih tehničkih sistema prema stanju, Časopis „Održavanje mašina i opreme-OMO“, 5/1, Beograd, 1983.
- [164]. Kucora, I., Dijagnostika oštećenja i procena preostalog veka cevi etilenskih peći (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2016.

- [165]. Josimović, Lj., Optimizacija postupaka vibrodijagnostike turbogeneratorskog postrojenja (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Univerzitet u Novom Sadu, 2012.
- [166]. Japikse, D., Marscher, W. D., and Furst, R. B., Centrifugal Pump Design and Performance, Concepts ETL Inc, Wilder, 1997.
- [167]. Jie, C., Guoxiang, G., Control-oriented system identification, John Wiley & Sons, Inc., 2000.
- [168]. Jie, C., Wang, W., Colnaraghi, An Enhanced Diagnostic Scheme for Bearing Condition Monitoring, IEEE, 2010.
- [169]. Jevtić, N., Dinamička simulacija elektrohidrauličkog servosistema za podešavanje zazora valjaka na petostanskoj tandem pruzi u Železari Smederevo (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2013.
- [170]. Jovanova, J., Shirrer, A., Gavriloski, V., Kozek, M., Multidisciplinary laboratory experiment for active vibration control with piezoelectric patches, IEEE EDICON Conference, Berlin, 2013.
- [171]. Janjić, N., Modeli dijagnostike stanja i njihov uticaj na pouzdanost motornih vozila (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2015.
- [172]. Rogres, L., Bichard, S., Thermography-expectations and achievement and analysis of present roles and inminent changes, National Conference on Condition monitoring, London, 1983.
- [173]. Roll, Y., Measuring the efficiency of maintenance units in the Israeli air Forces, Euro. J. Oper. Research, No. 43, 1998.
- [174]. Roth, P., Diagnosis of Automata Failures, IMB Journal of Research and Development, 10, 1979.
- [175]. Radovanović, Lj., Metodologija održavanja sa aspekta njihove primene u industriji (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2012.
- [176]. Roy, B., „Problems and Methods with Multiple Objective Functions“, Mathematical Programming 1, No. 2, 1991.
- [177]. Rumbek, S., Istraživanje učinka oštećenja kotrljajnog ležaja u eksplozivnoj atmosferi (doktorska disertacija), Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2009.
- [178]. Ro Tech, Izveštaj o vibrodijagnostici turbo-generatorskog postrojenja u TE Kostolac-Drmno, Blok 1, Beograd, 2016.
- [179]. Stanković, N., Vulović, S., Adamović, Ž., Milosavljević, B., Ašonja, A., Vulović, M., The model of five states and its implementations to reliability and steam turbines, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.
- [180]. Spasić, D., Radovamović, Lj., Vulović, S., Jovanov, G., Uticaj svojstava sistema upravljanja i efikasnost primene sistema havarijske zaštite dizel motora, 12. Međunarodno savetovanje „Rizik i bezbednosni inženjering“, Visoka tehnička škola strukovnih studija, Novi Sad, Kopaonik, 2017.
- [181]. Spasić, D., Vulović, S., Vulović, M., Otić, G., Radovanović, Lj., Vibrations as parameter sheet of machine, 25 International Conference „Noise and Vibration“, University of Niš, University of Timisoara, Tara, 2016.
- [182]. Studija: „Formiranje dijagnostičkog centra za realizaciju monitoringa parcijalnih pražnjenja u IS na generatorima u elektranama EPS“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2011.
- [183]. Studija: „Implementacija monitoringa parcijalnih pražnjenja kod generatora u elektranama EPS u jedinstveni dijagnostički centar“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2013.

- [184]. Studija: „Procena stanja i preostalog radnog veka generatora proizvodnih jedinica EPS – 1 faza“, Elektrotehnički institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2012.
- [185]. Смирнов, Н. Н., Ицкович, А. А., Обслуживание и ремонт авиационной техники по состоянию, Транспорт, Москва, 1980.
- [186]. Сушко, А. Е., Демин М. А., Вибродиагностика в системах технического обслуживания по фактическому состоянию оборудования металлургических производств// Вибрация машин: измерение снижение защита. 2005.
- [187]. Stefanović, S., Uticaj pojava mehaničkih oscilacija na sigurnost funkcionisanja sklopova u sistemu prenosa snage tekstilnih mašina (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2006.
- [188]. SPECTRA Schwingungsstechnik und Akustik GmbH Dresden Heidelberger, Dresden (Protokol br. 51/28.07.2015, for vibration analysis)
- [189]. Stadler, W., „Sufficient Conditions for Preference Optimality“ In Multiple Criteria Decision Making and Differential Games, Edited by G. Leitmann, Plenum Press, New York, 1991.
- [190]. Stanivuković, D., Tehnička dijagnostika, Institut za tehničke sisteme, Novi Sad, 1984.
- [191]. Stankov, S., Vulović, S., Adamović, Ž., Uzroci nastanka vibracija složenih tehničkih sistema u elektranama, Časopis „Tehnička dijagnostika“, Beograd, 2016.
- [192]. Stankov, S., Vulović, S., Borić, S., Struktura informacionog sistema održavanja, Majski skup održavalaca Srbije, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-43-8)
- [193]. Stefanović, S., Uticaj pojava mehaničkih oscilacija na sigurnost funkcionisanja sklopova u sistemu prenosa snage tekstilnih mašina (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2006.
- [194]. Studija: Monitoring hidroagregata sa elementima za dijagnostiku, Institut „Nikola Tesla“, Beograd, 2012.
- [195]. Stute, G., Programierbare Straurerungen fur Fertigungseeihri – chfungen, ind. Ferrierengung 64, Springer – Verlag, Munchen, 1984.
- [196]. Stute, D., Jeter H., Programierbare Steuerungen (PC) fur Fertigungseeinrichtungen, wt-Zindo Fertierengung 64, Springer-Verlag, Munchen, 1974.
- [197]. Sui, L., Xiong, X., Piezoelectric Actuator Design and Application on Active Vibration Control International Conference on Solid State Devices and Materials Science, 2012.
- [198]. Sun, Y., “Reliability Prediction Of Complex Repairable Systems: An Engineering Approach”, Thesis submitted in total fulfillment of requirements of the degree of Doctor of Philosophy, Faculty of Built Environment and Engineering, University of Technology, Queensland, 2006.
- [199]. Šaranović, I., Janković, N., Dijagnostika vibracionog stanja hidroturbina primenom koncepta veštačke inteligencije, Infoteh, Jahorina, 2002.
- [200]. Sargen, L., Principles of inventory, New York, 1963.
- [201]. Savić, V., Održavanje hidrauličkih komponenti i sistema, ELKOS, Novi Sad, 1997.
- [202]. Savić, V., Trošenje elemenata mašina - uzroci, posledice i uticaj na brzinu trošenja, Savetovanje održavalaca Podunavskog regiona, Smederevo 1985.
- [203]. Schmitendorf, W. E. and G. Moriarty., „A Sufficiency Condition for Coalitive Pareto-Optimal Solutions“, In Multicriteria Decision Making and Differential Games , Edited by G. Leitmann, Plenum Press, New York, 1989.
- [204]. Senčević, M., Mihajlović, M., Praćenje termičkog stanja postrojenja i opreme pomoću termovizije, XII konferencija YUMO, Beograd, 1986.

- [205].Shane, M., Johnson., Infrared thermography and thermoelastic stress analysis of composite materials and structural systems, A Thesis Georgia Institute of Technology, August 2006.
- [206].Sidnev, I., Tehničeskaja diagnostika, Mašinstroenie, Moskva, 1991.
- [207].SKF, Interactive Engineering Catalogue, Publication 5400 E/G, 2004.
- [208].SKF, Reliability Maintenance Institute, Osnove praćenja stanja, Croatia, Zagreb, 2009.
- [209].SKF, Rolling bearings in electric motors and generators, A handbook for the industrial designer and end-user, Publication 5230 E, 2004.
- [210].Smith D., Price S. M., Kunz F. K., „Centrifugal Pump Vibration Caused By Supersynchronous Shaft Instability, Use of Pumpout Vanes To Increase Pump Stability“, 13th International Pump Users Symposium. TAMU, Texas, 1996.
- [211].Smith, J., Reliability Engineering, Pitman Publishing, Parker Street, Kingston, London, 1987.
- [212].Smith, J., Reliability, maintainability and risk - practical methods far engineers, butterworth heinemann, 348 p, Oxford, 2001.
- [213].Sniedovich, M., On the Theory and Modeling of Dynamic Programming With Applications in Reservoir Operation, Ph. D. Dissertation, University of Ariyona, Tucson, USA, 1992.
- [214].Šćepanović, S., Efikasnost modela održavanja termoelektrana (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2006.
- [215].Takacs, G., Rohal-Ilkiv, B., Model Predictive Vibration Control, Springer, 2012.
- [216].Taylor, III B. W., Daviš R. K. and R. M. North., „Approaches to Multi - Objective Planning in Water Resource Projects“, Water Resources Bulletin, (AWRA), Vol. 12., No. 5, oct. 1991.
- [217].Thompson, G., The reduction of plant maintenance costs through desing, Maintenance, Vol. 7. No. 2. 1992.
- [218].Tiliman, A. F., Determing, Component Reolidacy for Optimum Sisiem, Reliability, IEEE Transcations on Reliability, Vol., R-26, No-3, 1987.
- [219].Todorović, J., Ispitivanje pouzdanosti, Vojno izdavački zavod, Beograd, 1998.
- [220].Todorović, J., Održavanje tehničkih sistema, Mašinski fakultet, Beograd, 1995.
- [221].Todorović, J., Zelenović, D., Efektivnost sistema u mašinstvu, Naučna knjiga, Beograd, 1981.
- [222].Третьяков, А. М., Практикум по диагностированию автотомбилей, Вишaja škola, Moskva, 2000.
- [223].Vas, P., Parameter Estimation, Condition Monitoring and Diagnosis of Electrical Machines, Oxford: Clarendon Press, 1996.
- [224].Vasques, C. M. A., Rodrigues, J. Dias., Active vibration control of smart piezoelectric beams: comparison of classical and optimal feedback control strategies, Computers and structures, pp 1402-1414, 2006.
- [225].Варфоломеев, В. Н., Научные основы построения и реализации технологии поддержания автотомбилей в работоспособном состоянии на базе диагностической информации: Автореферат дис. докт. техн. Наук. 32 с, - Киев, 1994.
- [226].Villemeur, A., Reliability, Availability, Maintainability and Safety Assessment, Vol. 1. Chichester: John Wiley & Sons, 1992.
- [227].Voskresenski, V., Daljinsko praćenje dijagnostičkih parametara i njihov uticaj na pouzdanost tehničkih sistema (doktorska disertacija), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2011.

- [228]. Voskresenski, V., Kenjić, Z., Vulović, S., Mobilni agregati u daljinskom praćenju sistema, Časopis „Tehnička dijagnostika“, 3 – 4, 2013, Banja Luka (ISSN 1840-4898)
- [229]. Vujanović, N., Teorija pouzdanosti tehničkih sistema, Naučna knjiga, Beograd, 1992.
- [230]. Vulovic, S., Metode proračuna parametara Vejbulove raspodele, XXXVIII Majski skup održavaoca Srbije, Vrnjačka Banja, 2013, (ISBN 978-86-83701-30-8)
- [231]. Vulovic, S., Vulovic, M., Pretvaranje solarne energije u toplotnu putem solarnih ploča i ekonomičnost solarnog grejanja, XXXVIII Majski skup održavaoca Srbije, Vrnjačka Banja, 2013, (ISBN 978-86-83701-30-8)
- [232]. Vulović, M., Vulović, S., Adamović, Ž., Pouzdanost i proaktivno održavanje, Naučni skup “Energetska efikasnost”, Beograd, 2015, (ISSN 2334-914X)
- [233]. Vulović, M., Stankov, S., Vulović, S., Ispitivanje kotlova vodenim pritiskom, Majski skup održavalaca Srbije, Vrnjačka banja, 2016.
- [234]. Vulović, S., Adamović, Ž., Đurić, Ž., Palinkaš, I., Model dijagnostičkog održavanja u elektranama i toplanama, Časopis „Tehnička dijagnostika“, Vol. XIV, br. 1, (30 – 38), 2015, Beograd (ISSN 1451-1975)
- [235]. Vulović, S., Adamović, Ž., Palinkaš, I., Paunjorić, P., Razvoj savremenih metodologija održavanja mašina u energetici, Časopis „Tehnička dijagnostika“, br. 4, Beograd, 2016.
- [236]. Vulović, S., Stankov, S., Borić, S., Janjić, N., Dijagnostika i pouzdanost tehničkih sistema, Majski skup održavalaca Srbije, Vrnjačka banja, 2016.
- [237]. Vulović, S., Jevtić, N., Spasić, D., Ivić, M., Adamović, Ž., Mathematical model of the system for regulation of rolling thickness on five strands twin train, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 2, Vol. 22, Sofia, Bulgaria, 2016.
- [238]. Vulović, S., Perović, B., Tehnoekonomska analiza pada napona u ruralnim distributivnim mrežama, Časopis „Menadžment znanja“, broj 1-2, Smederevo, 2012.
- [239]. Vulović, S., Stankov, S., Borić, S., Vibrodijagnostički model održavanja tehničkih sistema, Časopis „Tehnička dijagnostika“, Beograd, 2016.
- [240]. Vulović, S., Meza, S., Spasić, D., Vulović S., Organizacija službe za tehničku dijagnostiku, XI konferencija „Tehnička dijagnostika elektrana i toplana“, Skup održavalaca Srbije, Vrnjačka banja, 2014.
- [241]. Vulović, S., Meza, S., Josimović, Lj., Spasić, D., Adamović, Ž., Janjić, N., Integrated maintenance model based on control of turbogenerator vibrations in thermal power plants Kostolac, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 3, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.
- [242]. Vulović, S., Praćenje stanja i sistema zaštite u elektroenergetici, Simpozijum „Vibrodijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-45-2)
- [243]. Vulović, S., Vulović, M., Petrov, T., Savić, N., Adamović, Ž., Ocena vibracionog stanja generatora, Majski skup održavalaca Srbije, „Buka, vibracije i proaktivno održavanje mašina“ (uvodno predavanje), Vrnjačka banja, 2017.
- [244]. Vulović, S., Dijagnostika i prognostika stanja mašine, Simpozijum „Vibrodijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-45-2)
- [245]. Vulović, S., Model optimalnih troškova dijagnostike vibracija i neispravnosti tehničkih sistema, Simpozijum „Vibrodijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-45-2)

- [246]. Vulović, S., Vulović, M., Petrov, T., Adamović, Ž., Integrirani model održavanja zasnovan na kontroli stanja turbo i hidro generatora na bazi vibracija, Časopis „Održavanje mašina“, Smederevo, 2017.
- [247]. Vulović, S., Savić, N., Vulović, M., Adamović, Ž., Otklanjanje povišenog nivoa vibracija – debalansa turbogeneratora, Časopis „Održavanje mašina“, Smederevo, 2017.
- [248]. Vulović, S., Spasić, D., Vulović, M., Radovanović, Lj., Otić, G., Vibrodiagnostic automated systems, 25 International Conference „Noise and Vibration“, University of Niš, University of Timisoara, Tara, 27-29.10.2016.
- [249]. Vulović, S., Proces promene stanja tehničkih sistema, Simpozijum „Vibrodijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-45-2)
- [250]. Vulović, S., Aktivnosti vibrodijagnostičkog održavanja kao procenat ukupne aktivnosti održavanja, Simpozijum „Vibrodijagnostičko i tribodijagnostičko proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2016, (ISBN 978-86-83701-45-2)
- [251]. Vulović, S., Vulović, M., Josimović, Lj., Adamović, Ž., Vibracije na ležajima hidroelektrane Gazivode, Majski skup održavalaca Srbije, „Buka, vibracije i proaktivno održavanje mašina“ (uvodno predavanje), Vrnjačka banja, 2017.
- [252]. Vulović, S., Vulović, M., Petrov, T., Spasić, D., Josimović, Lj., Analiza vibracija pumpi, Majski skup održavalaca Srbije, „Buka, vibracije i proaktivno održavanje mašina“, Vrnjačka banja, 2017.
- [253]. Vulović, S., Otić, G., Radovanović, Lj., Adamović, Ž., Spasić, D., Vibrations of turborotor aggregate Smederevo iron works caused by oil film bearings, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 4, Vol. 22, Sofia, Bulgaria, 2016.
- [254]. Vuković, V., Vulović, S., Ivić, M., Vulović, M., Vuković, M., Adamović, Ž., New software for the simulation of reliability level increase of power plants, Journal of the Balkan Tribological Association, Book 1, Vol. 23, Sofia, Bulgaria, 2017.
- [255]. Vulović, S., Vulović, M., Adamović, Ž., Model dijagnostičkog održavanja, Naučni skup “Energetska efikasnost”, Beograd, 2015., (ISSN 2334-914X)
- [256]. Wang, M. H., Application of extension theory to vibration fault diagnosis of generator sets, IEE Proceedings-Generation, Transmission and Distribution, Vol. 151, No. 4, pp. 503-508, 2004.
- [257]. Wang, W., Tse, P.W., Lee, J., Remote machine maintenance system through Internet and mobile communication, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 31, No. 7-8, pp. 783-789, 2007.
- [258]. Weber, P., Jouffe, L., Complex system reliability modelling with Dynamic Object Oriented Bayesian Networks (DOOBN), Reliability Engineering and Safety, 91, 149-162, 2006.
- [259]. Wedler, G., Brink, A., Maierhofer, Ch., Röllig, M., Weritz F., and Wiggerhauser, H., Infrared thermography in civil engineering-quantitative analysis by numerical simulation, International Symposium (NDT-CE 2003) Non-Destructive Testing in Civil Engineering, 2003.
- [260]. Wiedenbrug, E. J., Ramme, A., Matheson, E., von Jouanne, A., Wallace, A. K., Modern online testing of induction motors for predictive maintenance and monitoring, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 38, No. 5, pp. 1466-1472, 2002.
- [261]. Williams, T. et al., Rolling element bearing diagnostics in run-to-failure lifetime testing, Mechanical systems and signal processing, Vol. 15, No 5, pp. 979-993, 2001.

- [262]. Woo Sohn, J., Seung-BokChoi., Vibration control of smart hull structure with optimally placed piezoelectric composite actuators, *International Journal of Mechanical Sciences*, vol.53 pp 647-659, 2011.
- [263]. Yasaky, E., *Fragments of computer history*, Dalmation, 1986.
- [264]. Young-Sup, L., Comparison of collocation strategies of sensor and actuator for vibration control, *Journal of Mechanical Science and Technology* vol.25/1 pp. 61-68, 2011.
- [265]. Zhu, H., Green, V., Sasic, M., Jakubik, A., ADWEL International, Toronto, Canada, Partial discharge database: its benefits and limitations on assessment of stator insulation deterioration, *IEEE Electrical Insulation Conference*, Cincinnati, October 16-18th, 2001.
- [266]. Zuber, N., Ličen, H., Mogućnosti primene metoda veštačke inteligencije u automatizaciji vibrodijagnostičkih metoda, *Časopis „Tehnička dijagnostika“*, Vol. 10, br. 2, str. 9-14, Beograd, 2011.
- [267]. Zuber, N., Šostakov, R., Daljinski monitoring stanja rotirajućih mašina, *Časopis „Tehnička dijagnostika“*, Vol. 11, br. 1, str. 9-16, Beograd, 2012.
- [268]. Zuber, N., Automatizacija identifikacije otkaza rotirajućih mašina analizom mehaničkih vibracija (doktorska disertacija), Univerzitet u Novom Sadu, Novi Sad, 2010.
- [269]. Popović, B., Kako odrediti optimalni interval kontrolisanja, *Časopis „Kvalitet“*, 11-12/2015, Beograd
- [270]. Petrović, S., Metodologija kontrole i otkrivanje vibracija na turbomašinama (master rad), Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“ Zrenjanin, 2016.
- [271]. Плахтин, В. Д., Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин, *Металлургия*, Москва, 1983.
- [272]. Pavlović, M., Opšta razmatranja o memnim sistemima i instrumentima, Institut za dokumentaciju zaštite na radu, Niš, 1980.
- [273]. Pejović, S., Hidrauličke vibracije, Mašinski fakultet, Beograd, 1979.
- [274]. Petitfrere, C., Proust, Analysis of ignition risk on mechanical equipment in ATEX, 4th Petroleum and Chemical Industry Conference Europe -Electrical and Instrumentation Applications, Paris, pp. 147-155, 2007.
- [275]. Petrov, T., *Dijagnostika rotornih bagera (magistarska teza)*, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2011.
- [276]. Petrović, R., *Specijalne metode u optimizaciji sistema*, Tehnička knjiga, Beograd, 1990.
- [277]. Pinkus, O., Sternlicht, B., *Theory of Hydrodynamic Lubrication*, Mc Graw – Hill, New York, 1961.
- [278]. Popović, B., *Procesna kontrola u sistemu kvaliteta – Process control*, Nauka, Beograd, 2002.
- [279]. Preumont, A., *Vibration Control of Active Structures, An Introduction*, 3rd ed., Springer, 2010.
- [280]. Paunjorić, P., *Metode održavanja i njihov uticaj na pouzdanost složenih mašina na površinskim kopovima (doktorska disertacija)*, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin, 2016.
- [281]. Rac, A., *Dijagnostika mašinskih sistema*, XIII konferencija VUMO, Beograd, 1988.
- [282]. Rac, A., *Dijagnostika mašinskih sistema na osnovu stanja maziva*, XIII Konferencija YUMO, Beograd, 1986.
- [283]. Rac, A., *Dijagnostika stanja maziva*, Seminar Tribologija u industriji, Simpozijum Motori i motorna vozila, Beograd, 1972.

- [284]. Radmanović, D., Vulović, S., Metode, alati i primeri primene reinženjeringa. XXXV konferencija poslovnih komunikacija i proizvodnog inženjerstva, Vrnjačka Banja (Zbornik radova), 2012, (ISBN 978-86-85391-07-1)
- [285]. Radmanović, D., Vulović, S., Problemi u sprovođenju reinženjeringa, XXXV konferencija poslovnih komunikacija i proizvodnog inženjerstva, Vrnjačka Banja (Zbornik radova), 2012, (ISBN 978-86-85391-07-1)
- [286]. Ramović, R., Pouzdanost sistema: elektronskih, telekomunikacionih i informacionih, Elektrotehnički fakultet, Beograd 2005.
- [287]. Rao, B. K. N., Handbook of Condition Monitoring, Oxford: Elsevier, 1996.
- [288]. Richard, F., Industrial Engineering, New York, 1986.
- [289]. Надежность и эффективность в технике, Справочник: В 10 т., Том 2, Машиностроение, Москва, 1987.
- [290]. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т./Под общ. ред. В.В. Клюева. Т.7: Кн.2: Вибродиагностика./Ф. Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. М.: Машиностроение, 2005.
- [291]. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.) М.: Машиностроение, 1978. Т.1. Колебания линейных систем/Под ред. В.В. Болотина, 1978.
- [292]. Pravila tehničkii eksploatacii „Električeskii stanicii i setii“. Energii, Moskva, 1989.
- [293]. Ерифанов Л. И., Епифанова Е. А., Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования - М. ФОРУМ, инфра, М., - 280 с: (Серия Профессиональное образование), Москва, 2001.
- [294]. Quality, Dependability and Statistic-Terms and definition, ISO/DIS 8042 (add. ISO/DIS 11853)
- [295]. Advances in Intelligent Systems and Computing, 2014.
- [296]. Journal of Systems and Information Technology, Volume 15, Issue 1 (2013-05-27)
- [297]. „Table of contents“, 8th IEEE Symposium on Diagnostics for Electrical Machines Power Electronics & Drives, 2011.
- [298]. International Journal of Clothing Science and Technology, Volume 25, Issue 5 (2013-10-12)
- [299]. Lecture Notes in Computer Science, 2006.
- [300]. Polyanin, „Nonlinear Partial Differential Equations“, Handbook of Mathematics for Engineers and Scientists, 2006.
- [301]. Vaimann, Toomas, Ants Kallaste, and Aleksander Kilk. „Sensorless Detection of Induction Motor Rotor Faults Using the Clarke Vector Approach“, Scientific Journal of Riga Technical University Power and Electrical Engineering, 2011.
- [302]. Volkovas, V., „329. Vibrodiagnostics and Dynamic Behaviour of Machinery in Small Hydroelectric Power Plants“, Journal of Vibroengineering/13928716, 20080101
- [303]. Choi, Chang-Ho, Jun-Gu Noh, Dae-Jin Kim, Soon-Sam Hong, and Jinhan Kim. „Effects of Floating Ring Seal Clearance on the Pump Performance for Turbopumps“, Journal of Propulsion and Power, 2009.
- [304]. COMPEL: The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering, Volume 32, Issue 5 (2013-09-07)
- [305]. Grasso, Marco, Massimo Goletti, Massimiliano Annoni, and Bianca Maria Colosimo. „A new approach for online health assessment of abrasive waterjet cutting systems“, International Journal of Abrasive Technology, 2013.

- [306]. V. V. Gotsulenko. „On the problem of decreasing self-oscillations of vibrating combustion“, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 03/09/2012
- [307]. Guberinic, Rade, and Ivan Milojevic. „Determination of the reliability function of motor vehicles as complex systems“, *Vojnotehnicki glasnik*, 2009.
- [308]. S. C. Glotzer. „Computational materials science and industrial R&D: accelerating progress“, *Computing in Science & Engineering*, 2001
- [309]. Giustolisi, O., and D. Savic. „Optimal Design of Isolation Valve System for Water Distribution Networks“, *Water Distribution Systems Analysis 2008*, 2009.
- [310]. Joanna Kur-Zalewska, Witold Tlustochowicz. „Recommendations for diagnosis and treatment Treatment of systemic lupus erythematosus. Part I. Guidelines for treatment of systemic lupus erythematosus“, *Reumatologia/Rheumatology*, 2012
- [311]. Dobratic, Predrag, Dragan Trifkovic, and Zivojin Petrovic. „The test programme and the methodology of analyzing the vibrations spectrum of a Proteus 52M/558 ship gas turbine“, *Vojnotehnicki glasnik*, 2009.
- [312]. Radonjic, Vojkan, Danko Jovanovic, and Milenko Ciric. „10.5937/vojtehg62-5031 = Optimal model of the concept of radio-relay equipment maintenance“, *Vojnotehnicki glasnik*, 2014.
- [313]. STEFANOVIĆ, Slobodan. “RESEARCH INTO THE CAUSES OF INACCURACIES OF COMPONENTS OF COMPLEX FOR COIL WINDING WITH FINISHED YERN AT OE”, *Metalurgia International*, 2013.
- [314]. Jasna Markovic-Petrovic, Mirjana Stojanovic. „Analysis of remote control service in networks in the power utility environment“, 2011 19th Telecommunications Forum (TELFOR) Proceedings of Papers, 2011
- [315]. Zenović, Ivona, and Ivan Bagarić. „TRENDOVI U OTVORENOM UČENJU NA DALJINU U SVETU I KOD NAS“, *Proceedings of the 1st International Scientific Conference – Sinteza 2014*, 2014.
- [316]. www.scribd.com
- [317]. tfzr.rs
- [318]. www.am.unze.ba
- [319]. www.trepro.rs
- [320]. www.researchgate.net
- [321]. bs.scribd.com
- [322]. www.tfzr.uns.ac.rs
- [323]. www.terotehnologija.ba
- [324]. trepro.rs
- [325]. www.znrfak.ni.ac.rs
- [326]. aliquantum.rs
- [327]. www.meste.org
- [328]. www.denikoo.com
- [329]. e2010.drustvo-termicara.com
- [330]. www.beljic.net
- [331]. infoteh.etf.unssa.rs.ba
- [332]. www.ieent.org
- [333]. www.rgf.bg.ac.rs
- [334]. journalepm.org
- [335]. annals.fih.upt.ro
- [336]. readgur.com
- [337]. rgf.bg.ac.rs
- [338]. www.readbag.com
- [339]. www.cogentoa.com

- [340]. www.reliabilitydirect.com
- [341]. www.huict.hr
- [342]. es.scribd.com
- [343]. pps.kaznu.kz
- [344]. file.scirp.org
- [345]. kalmer.si
- [346]. www.ktu.edu
- [347]. manyreferats.ru
- [348]. personal.lut.fi
- [349]. conf.uni-ruse.bg
- [350]. water-observatory.net
- [351]. smartech.gatech.edu
- [352]. www.cellularenterprise.rs
- [353]. issuu.com
- [354]. repositsc.nuczu.edu.ua
- [355]. irtme.fe.uni-lj.si
- [356]. www.infoteh.rs.ba
- [357]. kikakurui.com
- [358]. www.ftn.uns.ac.rs
- [359]. www.cris.uns.ac.rs
- [360]. bib.irb.hr
- [361]. www.hkptu.org
- [362]. documents.mx
- [363]. www.ifac-papersonline.net
- [364]. ttem.ba
- [365]. de.scribd.com
- [366]. research.sun.com
- [367]. hal.archives-ouvertes.fr
- [368]. www.comadem.com
- [369]. www.zjzpa.org.rs
- [370]. www.cqm.rs
- [371]. www.aejournal.com.cn
- [372]. www.unze.ba
- [373]. www.ee.ncku.edu.tw
- [374]. drugg.fgg.uni-lj.si
- [375]. repozitorij.pfos.hr
- [376]. www.quality.unze.ba
- [377]. www.me.rochester.edu
- [378]. www.hyke.org
- [379]. www.kia.rs
- [380]. www.mip.gov.me
- [381]. iris.uniroma1.it
- [382]. aseestant.ceon.rs
- [383]. web.efzg.hr
- [384]. scindeks-clanci.ceon.rs

PRILOG

Osnovne karakteristike postrojenja na kojima su vršena ispitivanja

I) Termoelektrane TE Kostolac

1. Blok A1

1.1.Parni kotao

- Tip: BK 3 200-100 Φ_B
- Produkcija vodene pare: 200 t/h
- Temperatura pregrejane pare: 540 °C
- Pritisak u boileru: 110 bar
- Gorivo: lignit

1.2.Parna turbina

- Tip: K-100-90 (BK 100-6)
- Snaga: 100 MW
- Broj obrtaja rotora: 3000 o/min
- Temperatura pare na ulazu u turbinu: 535 °C
- Pritisak pare na ulazu u turbinu: 90 bar
- Protok pare: 363 t/h

1.3.Generator

- Tip: TB Φ 110-2EY3
- Prividna snaga: 137,5 MVA
- Napon namotaja statora: 10.500 V
- Struja statora: 7560 A
- Učestalost: 50 Hz
- Aktivna snaga: 110 MW

2. Blok A2

2.1.Kotao

- Tip: ПП 660-140 (П165)
- Produkcija vodene pare: 600 t/h
- Temperatura pregrejane pare: 545 °C
- Radni pritisak: 140 bar
- Količina međupregrejane pare: 557 t/h
- Pritisak međupregrejane pare: 25,5 bar
- Gorivo: lignit

2.2.Parna turbina

- Tip: K-200-130-3
- Snaga: 210 MW
- Broj obrtaja rotora: 3000 o/min
- Temperatura pare na ulazu u turbinu: 540 °C
- Pritisak pare na ulazu u turbinu: 130 bar
- Protok pare: 628 t/h
- Pritisak međupregrejane pare: 24,8 bar

2.3.Generator

- Tip: TBB 200-2A
- Prividna snaga: 247 MVA
- Napon namotaja statora: 15.750 V

- Struja statora: 8620 A
- Učestalost: 50 Hz

3. TEKO B1 i B2 „Drmno“

3.1. Kotao (jednocevni)

- Tip: SULZER sa prinudnom cirkulacijom
- Max trajna parna snaga: 277,7 kg/s (1000 t/h)
- Pritisak pregrejane pare na izlazu iz pregrejača: 186 bar
- Temperatura pregrejane pare na izlazu iz kotla: 540 °C
(pri loženju: ugljem i mazutom)

3.2. Turbina

- Tip: 18K348 (ZAMECH – BBC)
(četvorocilindrična-jednoosovinska-reakciona-aksijalna-kondenzaciona-sa međupregrejačem)
- Nominalna snaga: 348,5 MW
- Broj obrtaja rotora: 3000 o/min
- Temperatura sveže pare – izlaz iz cilindra visokog pritiska: 338 °C
- Broj oduzimanja: 7

3.3. Generator

- Prividna snaga: 247 MVA
- Aktivna snaga: 348,5 MW
- Napon statora: 22 kV
- Struja statora: 10,77 kA
- Broj obrtaja: 3000 o/min

II) Hidroelektrane HE Gazivode

Turbina

- Proizvođač: LITOSTROJ, Slovenija
- Tip: Frensisova turbina
- Konstrukcioni pad: 89,5 m
- Snaga: 2×16675 kW
- Generator: 2×19500 kVA
(proizvođač Elin – Austrija)
- Napon: 6,3 kV
- Aktivna snaga po agregatu: 18 MW
- Broj obrtaja: 428 o/min
- Nominalna struja po fazi: 1,78 kA

III) Železara Smederevo

1. Turbogenerator TD-12

- Tip: PT-12 35/10 M
- Max brzina obrtaja: 3560 o/min
- Radni režim: 4-12 MW
- Pritisak pare: 37-32 bara
- Temperatura pare: 445-420 °C
- Proizvođač: Turbogeneratorski Gosudarstvenij Zavod, Lenjingrad

2. Turboduvaljka TD-12

- Proizvođač: Nevski zavod Lenjina
- Tip: AKV-12-V
- Snaga: 12 MW
- Max brzina obrtaja: 3600 o/min

- Radni broj obrtaja: 2550-3400 o/min
- Pritisak pare: 37-32 bar
- Temperatura pare: 445-420 °C