

ODRŽAVANJE STROJEVA ANALIZOM VIBRACIJA

Kosanović, Stefan

Master's thesis / Specijalistički diplomski stručni

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **Karlovac University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:530126>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-13**



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Repository / Repozitorij:

[Repository of Karlovac University of Applied Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
SPECIJALISTIČKI DIPLOMSKI STRUČNI STUDIJ STROJARSTVA
PROIZVODNO STROJARSTVO

STEFAN KOSANOVIĆ

**ODRŽAVANJE STROJEVA ANALIZOM
VIBRACIJA**

ZAVRŠNI RAD

KARLOVAC, 2022.

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
SPECIJALISTIČKI DIPLOMSKI STRUČNI STUDIJ STROJARSTVA
PROIZVODNO STROJARSTVO

STEFAN KOSANOVIĆ

ODRŽAVANJE STROJEVA ANALIZOM VIBRACIJA

ZAVRŠNI RAD

Mentor: Tomislav Božić dipl.ing.stroj.

KARLOVAC,2022.

ZADATAK ZAVRŠNOG / DIPLOMSKOG RADA

Ime i prezime	Stefan Kosanović		
OIB / JMBG			
Adresa			
Tel. / Mob./e-mail			
Matični broj studenta	0123417026		
JMBAG			
Studij (staviti znak X ispred odgovarajućeg studija)	preddiplomski	<input checked="" type="checkbox"/> specijalistički diplomski	
Naziv studija			
Godina upisa			
Datum podnošenja molbe			
Vlastoručni potpis studenta/studentice			

Naslov teme na hrvatskom: Održavanje strojeva analizom vibracija

Naslov teme na engleskom: Machine maintenance by vibration analysis

Opis zadatka: Završni rad sastoji se od dva dijela, teoretskog i eksperimentalnog. U teoretskom dijelu rada obraditi osnove održavanja sustava te dijagnostiku analizom vibracija. U nastavku rada obraditi modernizaciju sustava zaštite, a u eksperimentalnom dijelu rada na primjeru iz prakse objasniti „Trip Block“ sustav. Eksperimentalni dio rada popratiti foto dokumentacijom a rad napraviti sukladno pravilniku i uputama za pisanje završnih radova na Veleučilištu u Karlovcu.

Mentor:

Predsjednik Ispitnog povjerenstva:

IZJAVA:

Izjavljujem da sam ja – student Stefan Kosanović, matični broj: 0123417026, upisan na Veleučilište u Karlovcu smjer specijalistički studij proizvodnog strojarstva akademske godine 2017/2018., radio ovaj rad samostalno, koristeći se znanjem stečenim tijekom obrazovanja na Veleučilištu u Karlovcu i za vrijeme radnog staža u tvrtki TurboCom d.o.o. Ovim putem bih se želio zahvaliti mentoru Tomislavu Božiću na pomoći prilikom izrade diplomskog rada.

Stefan Kosanović ing. stroj.

Karlovac, 12.09.2022.

SAŽETAK

Cilj ovog rada je razumijevanje općih principa mjerenja i analize vibracija, te upotreba analize prilikom dijagnosticiranja kvara stroja. Prediktivnim mjerenjem vibracija možemo produžiti vijek trajanja strojeva i njihovu efikasnost. Ovim radom su prikazani neki od glavnih uzročnika povišenih amplituda vibracija i kako ih prepoznati putem frekvencijskog spektra, valne duljine i vremenskog trenda vibracija. Snimljeni signali vibracija znaju biti dosta zbunjujući i dosta je teško interpretirati stupanj i mjesto oštećenja putem vibracija bez adekvatnog školovanja, stoga bi mjerenje i analizu vibracija trebala vršiti za to certificirana osoba.

Pod smislom održavanja strojeva definitivno spada i modernizacija sustava zaštita. Ukratko sam objasnio značenje sustava zaštite (od prekomjerne brzine vrtnje), te izvedbu modernizacije sustava koji se pokazao kao iznimno kvalitetan i siguran za rad.

Ključne riječi: Održavanje analizom vibracija, sustavi zaštite

SUMMARY

The goal of this work is to understand the general principle of vibration measurement and analysis, and when analysis is used to diagnose machine failure. By predictive vibration measurement, we can extend the life of machines and their efficiency. This paper presents some of the main causes of increased vibration amplitudes and how to recognize them through the frequency spectrum, waveform and time trend of vibrations. Recorded vibration signals can be quite confusing and it is quite difficult to interpret the degree and location of damage without adequate training, therefore the measurement and analysis of vibrations should be performed by a certified person.

Machine maintenance definitely includes the modernization of the protection system. I briefly explained the meaning of the protection system (against excessive rotation speed), and the performance of the modernization of the system, which proved to be extremely high-quality and safe to operate.

Keywords: Maintenance by vibration analysis, protection systems

Sadržaj:

1. Uvod u održavanje strojeva	11
1.1. Načini održavanja	13
2. Nadzor i dijagnostika analizom vibracija.....	15
2.1. Osnovi pojmovi o vibracijama	15
2.1.1. Amplitude vibracija	15
2.1.2. Perioda i frekvencija.....	17
2.1.3. Upoznavanje sa fazom u vibracijama	18
2.1.4. Udaljenost, brzina i akceleracija.....	20
2.1.5. Mjerne jedinice u vibracijama i njihova pretvorba.....	21
2.1.6. Frekvencijski spektar	23
2.2. Razumijevanje signala dobivenih mjerenjem vibracija.....	25
2.2.1. Prvo pravilo : Sinusoida	25
2.2.2. Drugo pravilo : Harmonici	27
2.2.3. Treće pravilo : Buka	28
2.2.4. Četvrto pravilo : Amplitudna modulacija i bočne trake („sidebands“)	29
2.3. Obrada signala	30
2.3.1. Filteri	30
2.3.2. Broj uzoraka („Sample rate“).....	31
2.4. Prikupljanje podataka	34
2.4.1. Pretvarači pomaka („displacement transducers“)......	34
2.4.2. Pretvarači brzine („velocity transducers“)......	36
2.4.3. Pretvarači akceleracije („accelerometers“)......	37
2.4.4. Mjesto mjerenja vibracija	38
2.5. Proces analize vibracija.....	40
2.5.1. Proces analize	40

2.5.2.	Trend vibracija	41
2.5.3.	Prezentacija prikupljenih podataka	42
2.6.	Dijagnosticiranje neravnoteže	43
2.6.1.	Statička neravnoteža	43
2.6.2.	Dinamička neravnoteža	44
2.6.3.	Neravnoteža visećeg rotora	44
2.6.4.	Primjer neravnoteže visećeg rotora (eksperimentalni dio analize vibracija).....	45
2.7.	Dijagnosticiranje necentričnosti spojki	48
2.7.1.	Paralelna necentričnost	49
2.7.2.	Kutna necentričnost	49
2.8.	Savijena osovina (rotor).....	50
2.9.	Labavost.....	50
2.10.	Analiza ležajeva rukavca (radijalni, klizni ležajevi)	51
2.10.1.	Primjer 2 analiza ležajeva rukavca turboagregata (eksperimentalni dio) ..	52
3.	Eksperimentalni dio - modernizacija sustava zaštite	61
3.1.	Stari sustava zaštite od prevelike brzine vrtnje „UIZ.....	62
3.2.	TRIP BLOCK (TB) – opis novog sustava zaštite	62
3.3.	Implementacija novog sustava zaštite	68
4.	Analiza rezultata	70
5.	Zaključak	80

Popis slika:

Slika 1. Životni vijek opreme [1]	12
Slika 2. Učestalost kvarova u funkciji vremena [1].....	12
Slika 3. Proces održavanja [1]	14
Slika 4. Amplituda [3].....	15
Slika 5. Podjela amplitude vibracijskog signala [3]	16
Slika 6. Trag vibracija u vremenu (1 sek) [3].....	17
Slika 7. Perioda [3]	18
Slika 8. Jedan ciklus je jednak 360 stupnjeva [3].....	18
Slika 9. Primjer mjerenja sa tahometrom [4].....	19
Slika 10. Usporedba signala [4]	19
Slika 11. Usporedba jedinica i faznog kuta [4].....	20
Slika 12. Sonde relativnog pomaka u radijalnom ležaju	21
Slika 13. Odnos istih podacaka u različitim mjernim jedinicama [4].....	22
Slika 14. FFT - ventilatora koji radi na 10 Hz.....	24
Slika 15. Vibracijske frekvencije po komponentama [4].....	24
Slika 16. Sinusoida [3]	25
Slika 17. Frekvencije 160 i 140 Hz [3]	26
Slika 18. Harmonici.....	27
Slika 19. Buka [3,4].....	28
Slika 20. Amplitudna modulacija [3].....	29
Slika 21. Filteri [4].....	31
Slika 22. Ts – vrijeme između uzoraka [3]	32
Slika 23. Poduzorkovanje ("Aliasing") [4].....	32
Slika 24. Rezolucija ; Izvorno autor	33
Slika 25. Valni oblik i frekvencijski spektar [4].....	33
Slika 26. Pretvarač pomaka ; Izvorno autor	35
Slika 27. Pretvarač brzine ; Izvorno autor	36
Slika 28. Pretvarač akceleracije [3].....	37
Slika 29. Put mehaničkog prijenosa vibracija [3].....	39
Slika 30. Shema mjernih mjesta elektromotor – pumpa ; Izvorno autor.....	40
Slika 31. Efekt "ski-slope" na početku spektra ; Izvorno autor	41

Slika 32. Trend apsolutnih vibracija kućišta u vremenu ; Izvorno autor	41
Slika 33. Shema statičke neravnoteže ; Izvorno autor	43
Slika 34. Shema dinamičke neravnoteže ; Izvorno autor	44
Slika 35. Shema neravnoteže visećeg rotora ; Izvorno autor.....	44
Slika 36. Slika mjernih mjesta ventilatorskih sistema ; Izvorno autor.....	46
Slika 37. Shema paralelne necentričnosti sa pripadajućim frekvencijskim spektrom ; Izvorno autor	49
Slika 38. Shema kutne necentričnosti i pripadajućeg frekvencijskog spektra ; Izvorno autor	49
Slika 39. Savijena osovina (rotor) i pripadajući frekvencijski spektar ; Izvorno autor	50
Slika 40. Labavost i pripadajući frekvencijski spektar ; Izvorno autor	51
Slika 41. Shema mjernih mjesta ; Izvorno autor	52
Slika 42. 3D model rotora predmentne turbine ; Izvorno autor	54
Slika 43. Oblik vibriranja rotora turbine ; Izvorno autor	55
Slika 44. "Bently Nevada" 3500 - sustav zaštite strojeva od vibracija ; Izvorno autor.....	61
Slika 45. UIZ - sklopni nacrt [5].....	62
Slika 46. Shema rada "trip blocka" ; Izvorno autor.....	63
Slika 47. Sklopni nacrt "trip blocka" ; Izvorno autor	63
Slika 48. Korak 1 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor	65
Slika 49. Korak 2 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor	65
Slika 50. Korak 3 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor	66
Slika 51. Korak 4 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor	66
Slika 52. Dio popisa dokumentacije ; Izvorno autor	67
Slika 53. RHA (Risk and Hazzardus) - tablica rizika i postupaka smanjenja rizika ; Izvorno autor	67
Slika 54. Slika starog "UIZ-a" i postojećeg uljovoda ; Izvorno autor	68
Slika 55. Novougrađeni "TRIP BLOCK" sa preradom uljovoda ; Izvorno autor.....	69
Slika 56. Grafički prikaz testiranja kanala ; Izvorno autor	79

Popis tablica:

Tablica 1. Primjer tabličnog prikaza vibracija ; Izvorno autor	42
Tablica 2. Vibracije prije uravnoteženja ; Izvorno autor	47
Tablica 3. Vibracije poslije uravnoteženja ; Izvorno autor	47
Tablica 4. Referentni dokument ISO 20816-3:2021(E) ; Izvorno autor	48
Tablica 5. Procedura ispitivanja TRIP BLOCK ; Izvorno autor	79

Popis dijagrama:

Dijagram 1. Relativne vibracije prilikom prvog starta turboagregata ; Izvorno autor	56
Dijagram 2. Apsolutne vibracije kućišta prilikom prvog starta turboagregata ; Izvorno autor	56
Dijagram 3. Drugi start turboagregata relativne vibracije, opterećenje i propuhivanje ; Izvorno autor	57
Dijagram 4. Drugi start turboagregata apsolutne vibracije, opterećenje i propuhivanje ; Izvorno autor	57
Dijagram 5. FFT - relativne vibracije ; Izvorno autor	58
Dijagram 6. FFT - apsolutne vibracije ; Izvorno autor	58
Dijagram 7. Relativne vibracije prilikom ispada turboagregata iz rada ; Izvorno autor	59
Dijagram 8. Apsolutne vibracije prilikom ispada turboagregata iz rada ; Izvorno autor	59
Dijagram 9. Promjena faznog kuta prilikom ispada ; Izvorno autor	60
Dijagram 10. Relativne vibracije na turboagregatu kod starta, ovisno o vremenu ; Izvorno autor	71
Dijagram 11. Relativne vibracije na turboagregatu uz dostizanje nominalne brzine vrtnje, ovisno o vremenu ; Izvorno autor	72
Dijagram 12. Relativne vibracije na turboagregatu kod sinkronizacije, ovisno o vremenu ; Izvorno autor	73
Dijagram 13. Relativne vibracije na turboagregatu kod opterećenja i uključenih reguliranih oduzimanja ; Izvorno autor	74
Dijagram 14. Podizanje rotora kod starta turboagregata ; Izvorno autor	75
Dijagram 15. Frekvencijski spektar kod punog opterećenja i uključenih oduzimanja ; Izvorno autor	76

Popis fizikalnih veličina

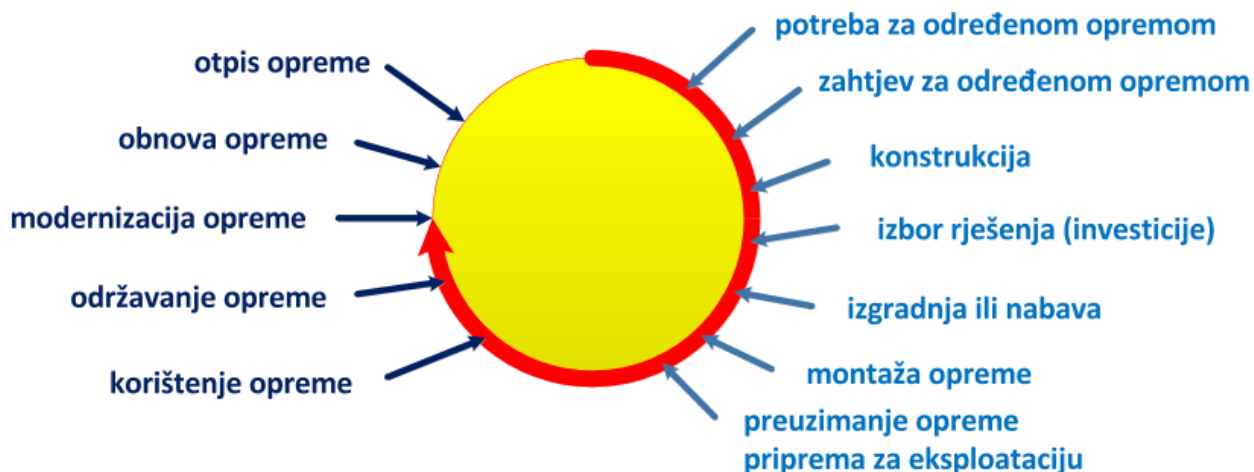
Oznaka	Jedinica	Opis
P	sek	Perioda
F	Hz	Frekvencija
D	$\mu\text{m Pk-Pk}$	Udaljenost
V	mm/sec RMS	Brzina
A	g rms	Akceleracija
n	$\text{min}^{-1}/\text{RPM}$	Broj okretaja
m	kg,g	Masa
F	N	Sila

1. Uvod u održavanje strojeva

Održavanje strojeva jedna je od najbitnijih stavki svake proizvodne industrije, naravno uz samu proizvodnju, jer dobrim planom održavanja strojeva produžuje se radni vijek istih, smanjuju se gubici uzrokovani kašnjenjem i smanjuje se rizik stradavanja kako strojeva i opreme tako i ljudi koji njime upravljaju. Točna definicija održavanja strojeva prema EFNMS-u (European Federation of National Maintenance Societies) glasi: „Održavanje je funkcija poduzeća kojoj su povjerene stalna kontrola nad postrojenjima i obavljanje određenih erminipopravaka i revizija, čime se omogućava stalna funkcionalna sposobnost i očuvanje proizvodnih i pomoćnih postrojenja te opreme“ [1].

Danas u vrijeme globalne recesije i krize svaka ozbiljna proizvodna tvrtka mora razmišljati o konkurentnosti na tržištu i smanjenju troškova, stoga su primoreni „rezati“ troškove gdje stignu. Iz radnog iskustva mogu reći da su to uglavnom poslovi održavanja, revizija i modernizacije strojeva koje su na kraju prepuštene „vanjskim“ tvrtkama specijaliziranim za takvu vrstu poslovanja. Tim potezom tvrtke su prepustile vođenje računa o održavanju vlastitih strojeva drugome, koliko je to profitabilno i dugoročno održivo vrijeme će pokazati. Naravno kod kompleksnijih strojeva, pogotovo onih pod garancijom proizvođača, pojedine komponente pa i cijeli sustavi se ne smiju otvarati bez prisutnosti ovlaštenog servisera, jer u protivnom se garancija automatski poništava.

Sposobnost održavanja je mogućnost popravka radnog sredstva u slučaju nastanka kvara. Troškovi održavanja ovise o količini održavanja. Što je održavanje češće, troškovi su veći, no ako uskratimo održavanje radnim strojevima broj kvarova i zastoja će se povećati, a samim time i troškovi zastoja i kvarova. Stoga bi svaka tvrtka trebala težiti i odrediti svoj princip ekonomičnog održavanja.

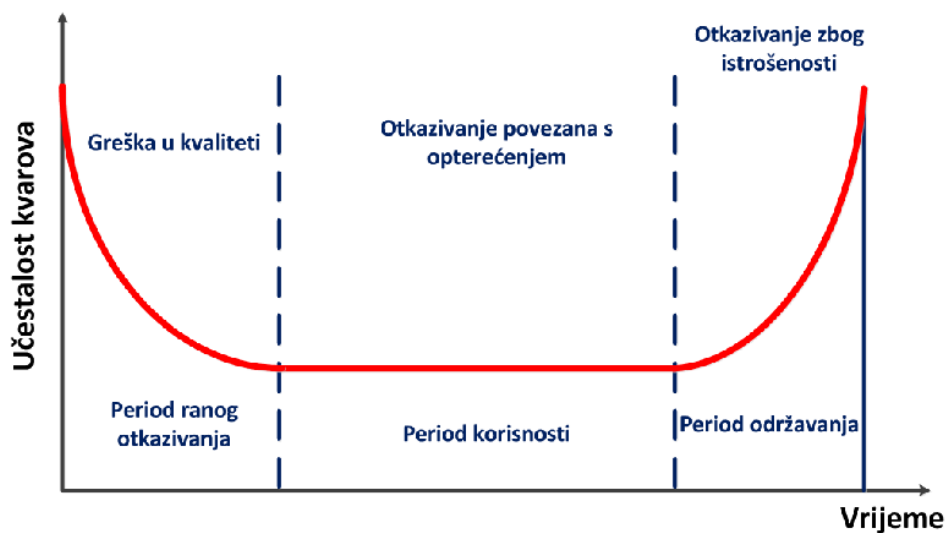


Slika 1. Životni vijek opreme [1]

Kod održavanja najčešće se koriste sljedeći termini:

Otkaz ili **kvar** – prestanak sposobnosti nekog sustava ili stroja za izvršavanje svoje funkcije. Pojam otkaza bitno je povezan s pojmom funkcije kriterija jer se definiranjem funkcije kriterija može promijeniti i kvalifikacija otkaza.

Funkcija kriterija – funkcija koja određuje prihvatljivi izlaz nekog sustava. Najčešće je to granica koja definira najmanji prihvatljivi nivo izlaza realiziranog radom sustava, ali može biti i definirano polje prihvatljivih izlaza i to statičko i dinamičko. [1]



Slika 2. Učestalost kvarova u funkciji vremena [1]

Na slici 2 prikazana su tri razdoblja učestalosti kvarova u funkciji vremena. Podjela vremena je u tri faza, a one glase:

- **Prvo razdoblje ili razdoblje ranih kvarova** – uglavnom nastaju nakon stavljanja nekog sustava u rad, a ovi kvarovi su uzrokovani greškama u proizvodnji, materijalu, oštećenjima u transportu, pogreškama prilikom montaže i sl.
- **Drugo razdoblje ili razdoblje „konstantnog“ intenziteta kvara** je razdoblje normalnog rada gdje su kvarovi uglavnom slučajni. On je različit za određene tipove komponenata, a važan je za prognoziranje i ocjenu pouzdanosti.
- **Treće razdoblje ili razdoblje dotrajalosti komponenata** je razdoblje u kojem intenzitet kvara raste brzo s vremenom. Na početku tog razdoblja, kvarovi nastaju zbog dotrajalosti elemenata te ih je potrebno zamjeniti [1].

1.1. Načini održavanja

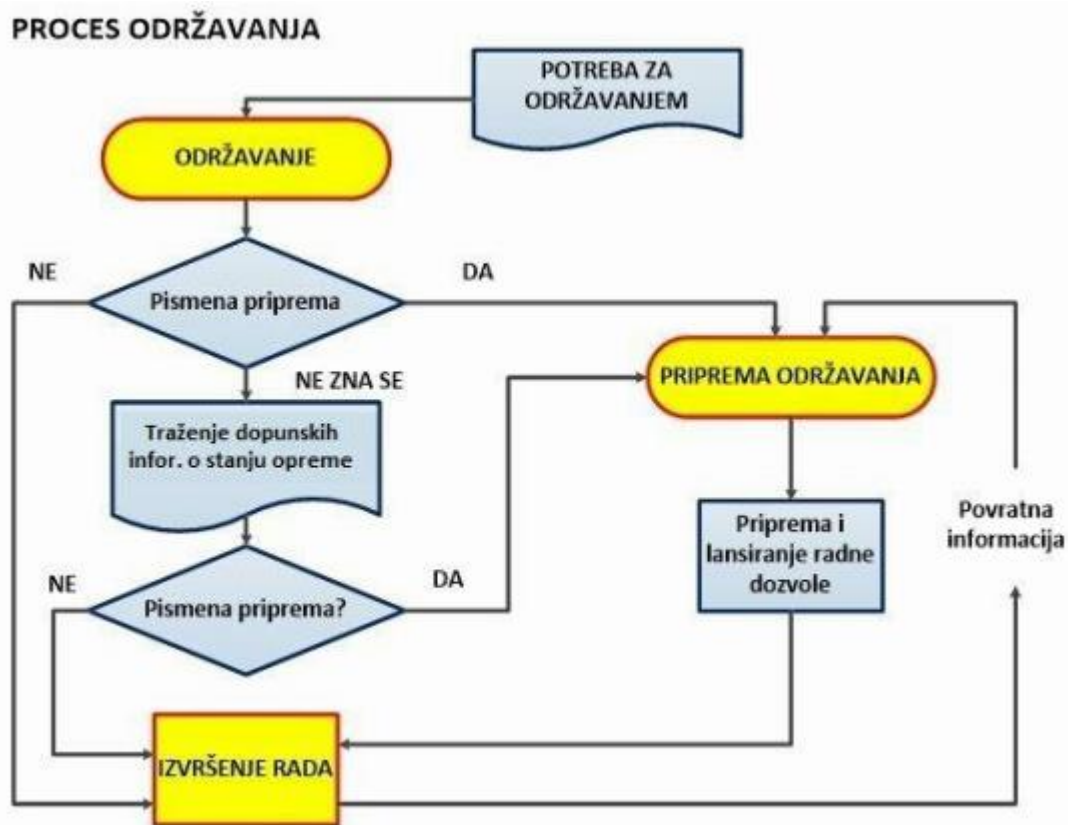
Zadatak održavanja je osigurati kontinuiranu raspoloživost strojeva i sustava u proizvodnji uz pružanje sigurnih radnih uvjeta. U proizvodnim procesima pridaje se velika važnost kontinuiranom praćenju rada sustava i svih radnih parametara kako nebi došlo do oscilacija koje mogu uzrokovati poremećaje pri samoj proizvodnji ili smanjenu kvalitetu proizvoda. Klasifikacija strojeva po važnosti za odvijanje proizvodnih procesa dijelimo na:

- **Kritične strojeve** – strojevi važni za proizvodni proces, u slučaju kvara ovakih strojeva proizvodnja staje
- **Bitne strojeve** – strojevi potrebni za proizvodni proces, ovaj tip strojeva ima rezervu koja može trenutačno ili dovoljno brzo ući u proces proizvodnje te omogućiti daljni nesmetani radi proizvodnog procesa
- **Strojevi opće namjene** – strojevi čija neraspoloživost ne utječe na sami proces proizvodnje [1]

Kao što sam već spomenuo zadatak održavanja je osigurati kontinuirani rad procesnog postrojenja te postoje različite strategije u osiguranju toga zadatka, a one glase:

- **Preventivno održavanje** – na temelju broja radnih sati/ciklusa
- **Prediktivnim održavanjem** – prema mjerenim pokazateljima

- **Proaktivnim održavanjem** – praćenjem procesnih veličina
- **Reaktivnim održavanjem** – u slučaju kvarova



Slika 3. Proces održavanja [1]

Od nabrojanih metoda održavanja u ovom završnom radu fokus će biti na prediktivnom održavanju analizom vibracija strojeva. Uz sva navedena održavanja (preventivno, reaktivno) posebnu pozornost treba obratiti na prediktivno održavanje analizom vibracija rotacionih strojeva jer to je budućnost pogotovo uz sve nove tehnologije i mogućnosti analize prikupljenih podataka od kuće. Naravno uvijek će postojati potreba za terenskim radom, jer svaki od rotacionih strojeva neće imati instalirani sustav za kontinuirano mjerenje vibracija prvenstveno jer su to skupi uređaji koji se ugrađuju u skupocijene strojeve kritične za proizvodni proces.

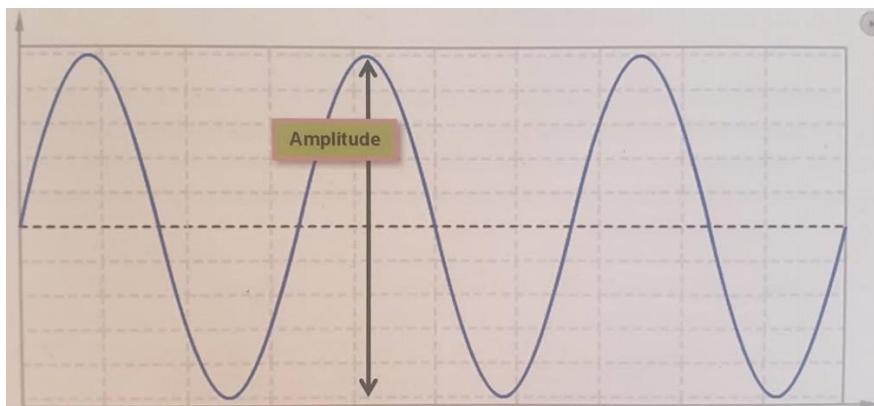
2. Nadzor i dijagnostika analizom vibracija

2.1. Osnovi pojmovi o vibracijama

Što su vibracije? Vibracije su periodičko ili cikličko gibanje mehaničkih sustava oko ravnotežnog položaja prouzročeno vanjskom periodičkom silom ili otklonom iz ravnotežnog položaja [2]. Rotacione mašine poput pumpi, ventilatora, motora i turbina vibriraju dok rade. Vibracije se u dosta slučajeva mogu čuti i prema zvuku se mogu prepoznati mehanički problemi ili greške, ali to je samo dio priče o vibracijama. Koristeći posebne senzore i uređaje namjenjene za prikupljanje podataka o vibracijama, vibracije nam daju rano upozorenje o širokom rasponu kvarova: oštećeni ležajevi, loša centričnost spojki, rotori sa prevelikim zaostalim neuravnoteženjem, labavi temelji i još puno različitih mogućih kvarova. Vibracije se mijenjaju kako se stanje promatranog stroja mijenja. Sile unutar stroja uzrokuju vibracije koje se prenose na ležajeve. Sile su rezultat rotacionih sila i sila trenja. Kada se vibracije mjere na ležajevima stroja, one su zapravo odgovor kućišta ležaja na sile stvorene unutar stroja.

2.1.1. Amplituda vibracija

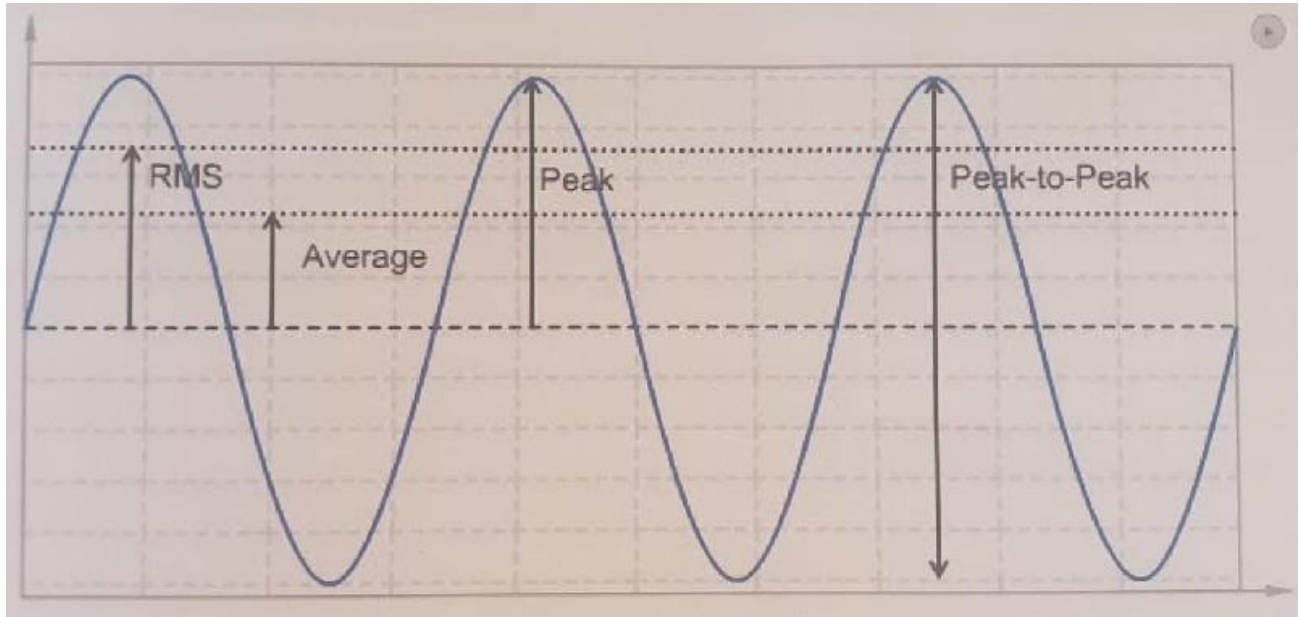
U pojmu vibracija amplituda je povezana sa ozbiljnošću problema. Ako je amplituda vibracija „velika“ znači da postoji neki ozbiljan problem sa strojem. Najlakši primjer vibracija i ujedno i najjednostavniji primjer je masa na opruzi koja se pomiče gore-dolje. Kada bi na tu masu zavezali penkalu dobili bi savršenu sinusoidu, amplituda u tom slučaju bila bi **udaljenost (displacement)** od jednog vrha sinusoide do drugog (vidljivo na slici 4.)



Slika 4. Amplituda [3]

Amplituda vibracijskog signala ima svoje podjele koje su prikazane na slici 5 i one glase:

- RMS (Root Mean Square)
- Average
- Peak
- Peak to peak

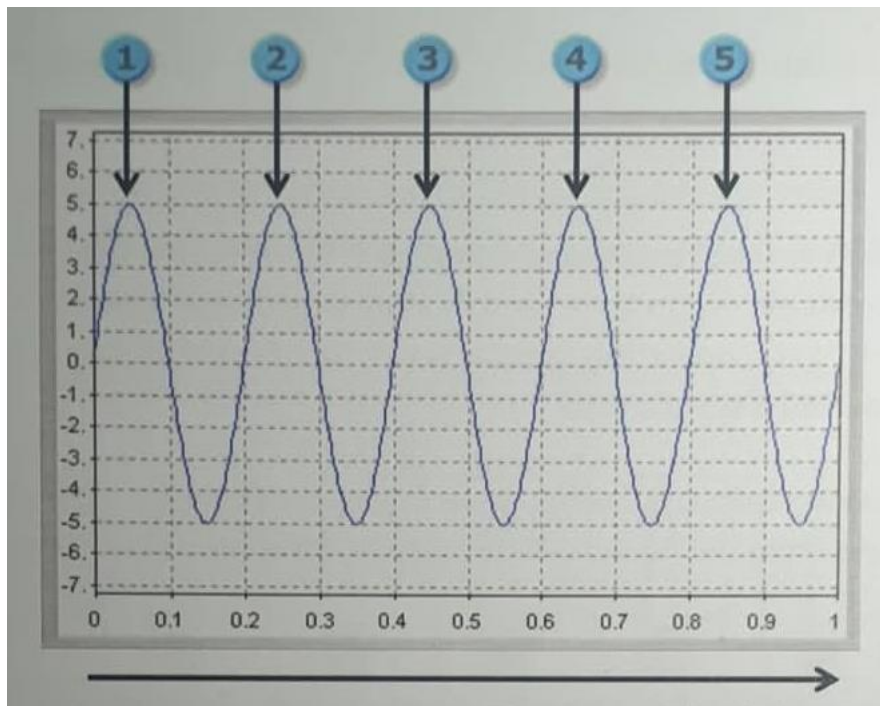


Slika 5. Podjela amplitude vibracijskog signala [3]

Od ove četiri podjele u praksi se uglavnom koriste RMS vrijednost i Peak to Peak (skraćeno napisano Pk-Pk) vrijednost amplitude vibracija. Pk-Pk vrijednost je ukupna udaljenost koja je napravljena, iz našeg primjera mase i opruge ona je ukupna vrijednost hoda mase od dna do vrha. RMS amplituda je najzastupljenija i ona nam govori koliko je prosječna količina energije sadržana u vibraciji.

2.1.2. Perioda i frekvencija

Frekvencija (F) nam opisuje koliko često se neki događaj dešava u određenom vremenskom periodu. U vibracijskom svijetu vremenski period je obično sekunda ili minuta. Kada govorimo o ciklusima u sekundi, koristimo termin „Hertz“ (Hz), a kada je riječ o ciklusima u minuti tada je termin „CPM“ (cycles per minute). Najlakše za objasniti frekvenciju je iz primjera. Na slici 6 je prikazan dijagram vrijeme amplituda, u dijagramu je vidljivo kako se u 1 sekundi pojavilo 5 vrhova (Pk-Pk), znajući da je Hz broj ciklusa u sekundi možemo zaključiti kako je u ovom primjeru 5 (Hz) ciklusa po sekundi. Iz toga možemo izračunati brzinu vrtnje koja je jednaka Hz x 60, a to je u našem slučaju 300 okretaja (RPM = rotations per minute).

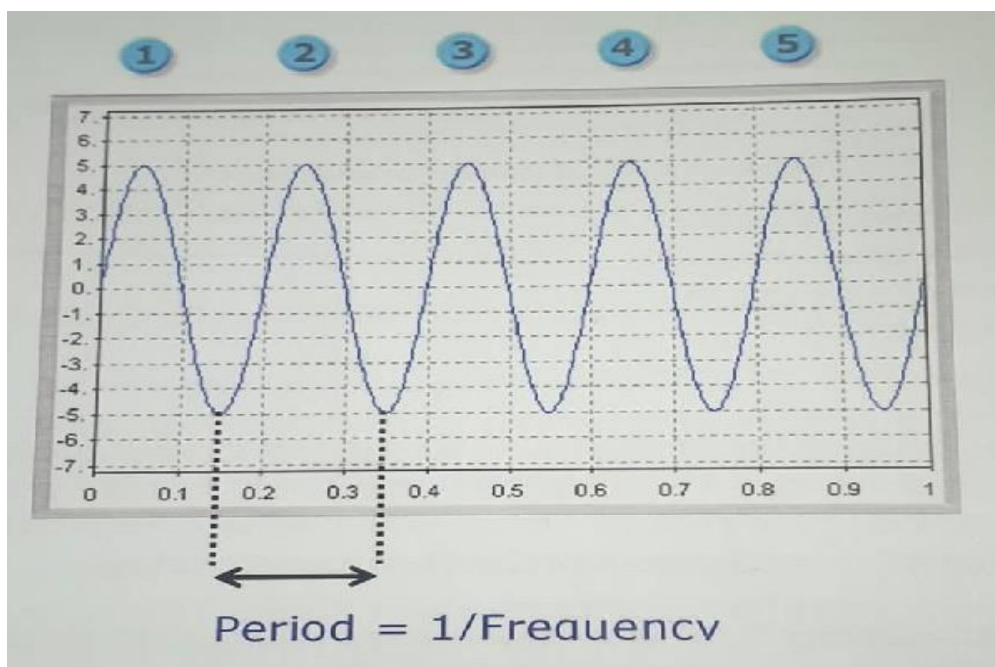


Slika 6. Trag vibracija u vremenu (1 sek) [3]

Uz frekvenciju veliki značaj ima pojam periode. Perioda (P) je ukupna količina vremena potrebna da se završi jedan ciklus. Perioda se obično mjeri u sekundama i milisekundama. Poveznica između periode i frekvencije je formula (formula 1.) [1] :

$$1. P = \frac{1}{F} [1]$$

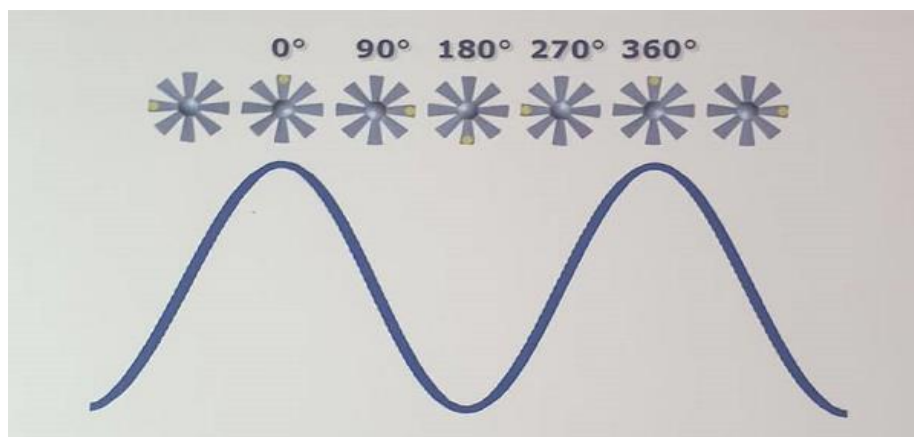
Kako bi lakše povezali periodu i frekvenciju koristit ću prijašnji primjer gdje je frekvencija 5 Hz. Koristeći formulu možemo uočiti kako je perioda u našem slučaju 0,2 sekunde (pogledaj sliku 7.)



Slika 7. Perioda [3]

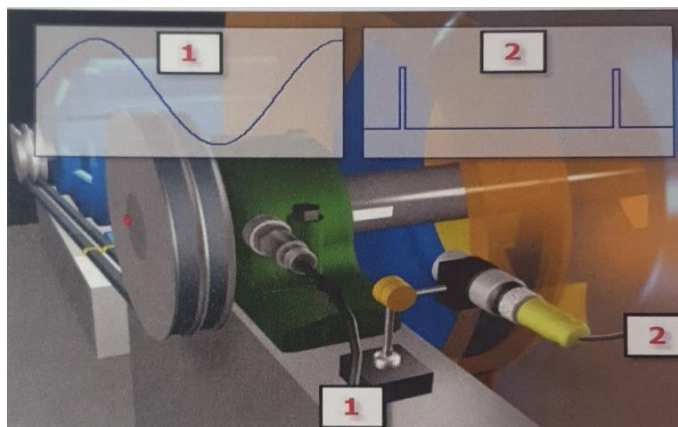
2.1.3. Upoznavanje sa fazom u vibracijama

Faza ili fazni kut je vrlo korisna kod dijagnosticiranja pogrešaka rotacionih strojeva. Bez faze bilo bi teško izvršiti uravnoteživanje strojeva. Faze nam pomažu razumjeti relativno gibanje različitih struktura. Kod rotacionih mašina jedna rotacija oko svoje osi (jedan ciklus rotiranja) jednak je 360 stupnjeva (vidljivo na slici 8.)

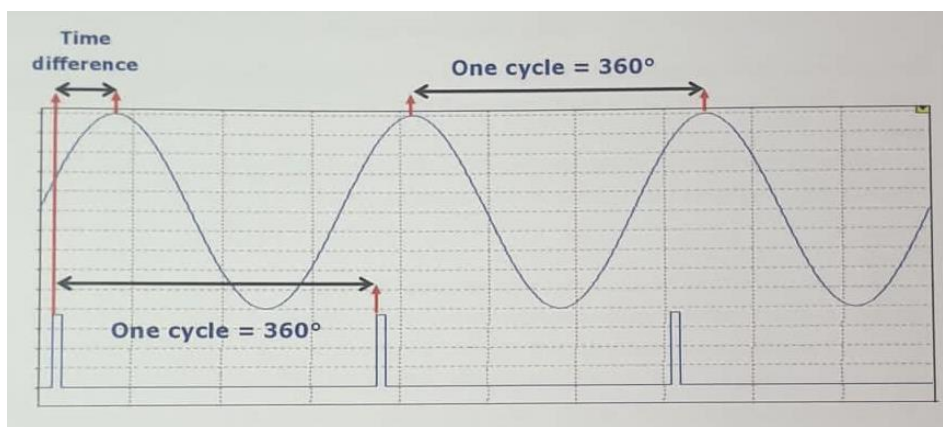


Slika 8. Jedan ciklus je jednak 360 stupnjeva [3]

Kako je već spomenuto faza ili fazni kut je veza između dvije točke mjerenja, kod mjerenja faze prilikom mjerenja vibracija rotacionih strojeva obično se koristi tahometar (brzinomjer). Ako koristimo tahometar kao uređaj za mjerenje faze rezultat dobivene faze se zove „**apsolutna faza**“, a ona je u vezi sa mjernim kanalom (vibracijskom senzorom koji koristimo prilikom mjerenja) i brzini vrtnje mjerene osovine. Kod novijih uređaja za mjerenje vibracija postoji mogućnost mjerenja dva kanala (dva vibracijska senzora ili čak četiri senzora) te se mjeri fazna veza između dva davača vibracija, ovaj termin se zove „**relativna faza**“. Na slici 9 možemo vidjeti tipični primjer mjerenja vibracija sa jednim kanalom (jednim davačem vibracija) i tahometrom. Komad reflektirajuće trake (na slici bijele boje) se postavlja na osovinu mašine. Kada reflektirajuća traka prolazi pored zrake emitirane iz tahometra stvara se puls (možemo vidjeti puls obilježen na slici sa brojem 2). Vibracijski senzor (obilježen na slici pod brojem 1) prikuplja podatke sa kućišta ležajeva. Vibracijski signal ima svoju amplitudu i frekvenciju, sada kada imamo i očitavanje apsolutne faze možemo usporediti dva dobivena signala i dobiti očitavanje faznog kuta vibracijskog signala.



Slika 9. Primjer mjerenja sa tahometrom [4]

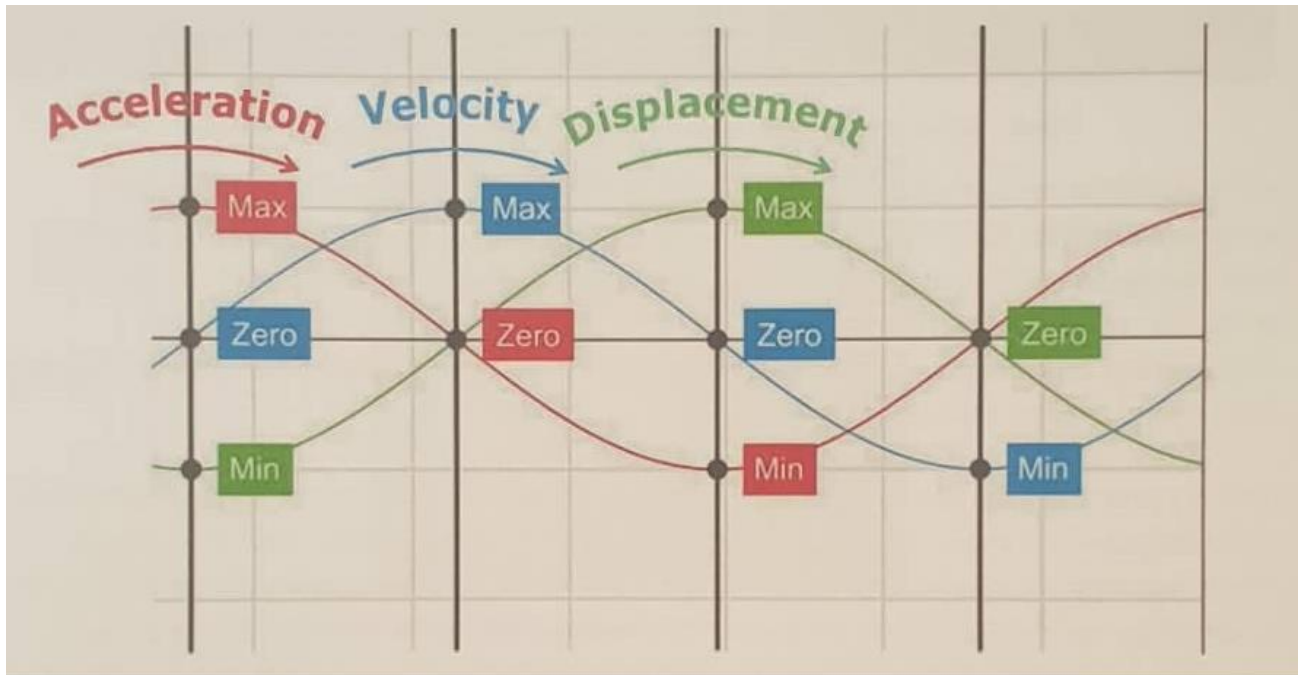


Slika 10. Usporedba signala [4]

2.1.4. Udaljenost, brzina i akceleracija

Amplituda vibracija može biti izmjerena na različite načine sa različitim sensorima za mjerenje vibracija. Također ona može biti i prikazana na različite načine, drugim riječima možemo mijenjati jedinice ili ih pretvoriti iz jedne jedinice u drugu. Kada pričamo o mjerenju vibracija postoje tri mjerne jedinice:

- **Udaljenost (Displacement)** - ona nam opisuje koju je udaljenost masa napravila u svom putovanju (Pk-Pk)
- **Brzina (Velocity)** – opisuje nam koliko brzo masa putuje u datom trenutku, ili koliko brzo prelazi udaljenost
- **Akceleracija/ubrzanje (Acceleration)** – opisuje nam kolika je stopa promjene brzine, ili nam govori koliko masa ubrzava ili usporava



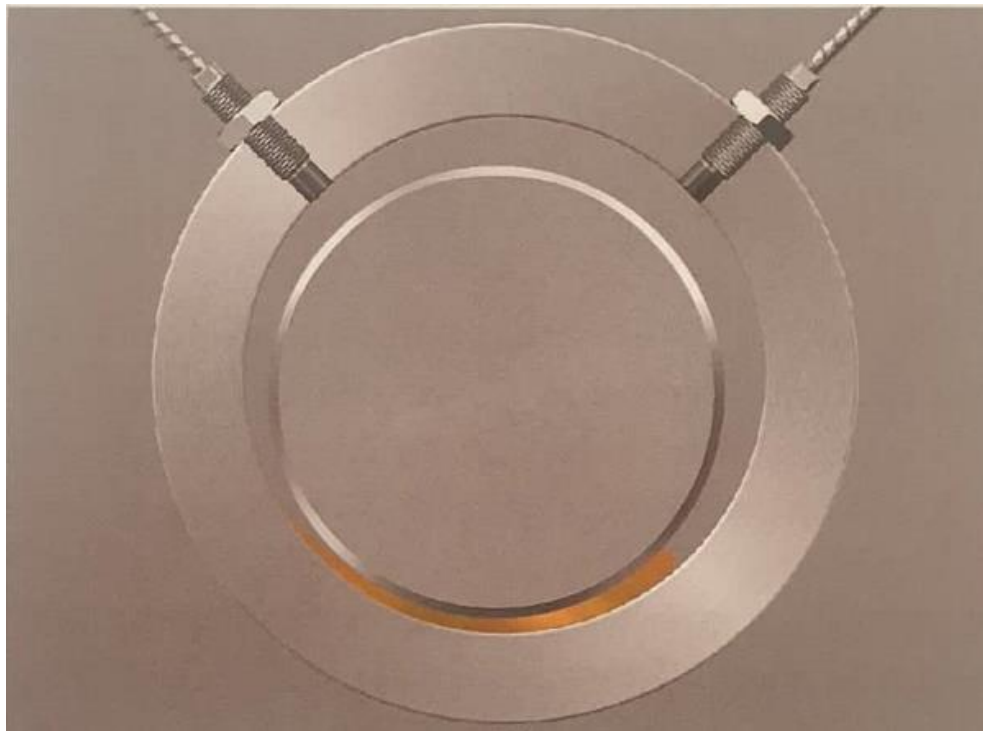
Slika 11. Usporedba jedinica i faznog kuta [4]

Odnos između ove tri mjerne jedinice je razlika u fazi. Akceleracija „vodi“ brzinu za 90° , dok brzina „vodi“ udaljenost za 90° , to je vrlo bitna informacija kod uravnoteživanja kako bi mogli odrediti poziciju početnog utega.

2.1.5. Mjerne jedinice u vibracijama i njihova pretvorba

Vibracijski senzor koji koristimo i prikaz podataka koji prikupimo ovisiti će o primjeni. Tip senzora i prikaz podataka mora biti dobro izabran inače cijelo mjerenje neće biti dobro izvedeno i podaci će biti beskorisni.

Mjerna jedinica **udaljenosti** opisuje kretanje objekta u smislu udaljenosti. Kod rotacionih mašina za mjerenje udaljenosti koriste se sonde (proximity probes) koje mjere udaljenost sonde od osovine. Udaljenost se može izmjeriti i integracijom signala sa drugih davača za mjerenje vibracija, ali taj signal će sadržavati smetnje nastale integracijom. Mjerna jedinica za ovakav tip senzora je **mikron (μm pk-pk)**. Ovaj tip senzora se obično ugrađuje na rotacione mašine sa kliznim ležajevima (radijalni ležajevi) i dolazi u paru (dvije sonde međusobno zamaknute 90°). One zahtijevaju kalibraciju od strane ovlaštene firme te je njihovo održavanje skupocijeno i uglavnom se ugrađuju na kritične strojeve kao što su turbine i turbokompresori. Vibracijski pomaci su proporcionalni stresu nastalom rotacijom predmetnog stroja. Naprezanja nastala od sila unutar mašine su direktno proporcionalna nastalom stresu.

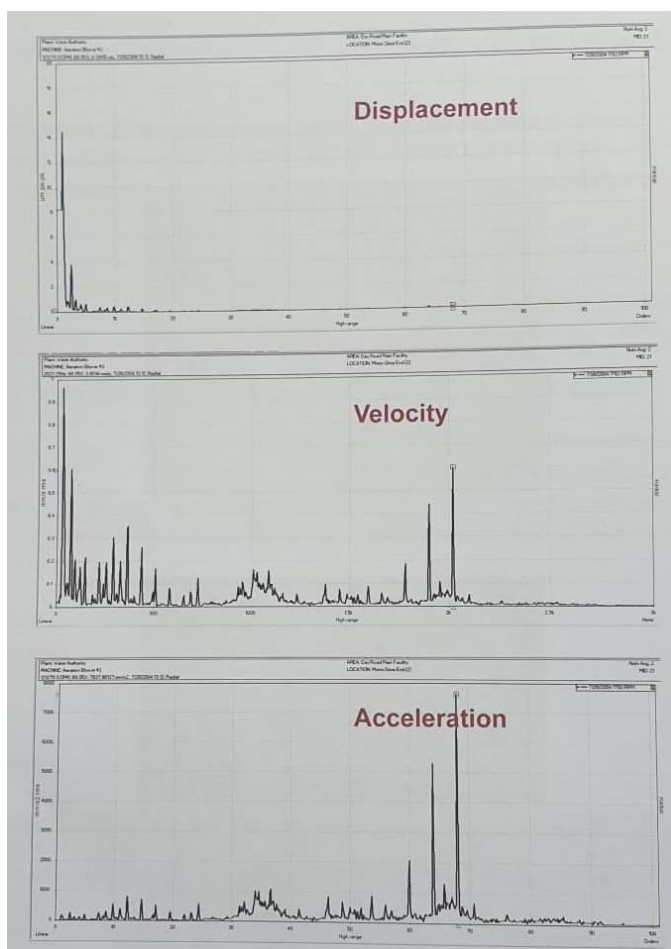


Slika 12. Sonde relativnog pomaka u radijalnom ležaju

Mjerna jedinica **brzine** je najčešće korištena vibracijska jedinica prilikom mjerenja vibracija na rotacionim strojevima. Tehnički govoreći to je brzina promjene pomaka. Njena mjerna jedinica je **mm/sek RMS**. Brzina je dobra vibracijska mjerna jedinica za većinu mašina i frekvencija koje mjerimo. Brzina se koristi na rasponu frekvencija od 2 do 2000 Hz. Brzina je proporcionalna zamoru materijala. Naprezanje nastalo od sila stvara zamor materijala, dovoljna izleženost stresu i zamoru može stvoriti pukotine i na kraju može doći do velikih oštećenja na stroju bez adekvatne intervencije.

Mjerna jedinica **akceleracije (ubrzanja)** je stopa promjene brzine. Ona označava koliko brzo nešto ubrzava ili usporava. Njena mjerna jedinica je **g** ili **mm/sec²** ili **m/s²**. Neke od važnih karakteristika akceleracije:

- Najosjetljivija na visokim frekvencijama
- Akceleracija se koristi na mašinama koje rade iznad 10 000 RPM-a
- Akceleracija se koristi kod analize ležajeva i reduktora/multiplikatora brzine



Slika 13. Odnos istih podacaka u različitim mjernim jedinicama [4]

Prema **ISO 14694:2003(E)** standardu pretvorba mjernih jedinica glasi [2-4]:

$$2. D = \frac{27009 V}{F} \quad D = \frac{2.53 \times 10^9 A}{F^2} \quad [2]$$

$$3. V = \frac{93712 A}{F} \quad V = \frac{D F}{27009} \quad [3]$$

$$4. A = \frac{D F^2}{2.53 \times 10^9} \quad A = \frac{V F}{93712} \quad [4]$$

D = Udaljenost (Displacement): mikron pk-pk

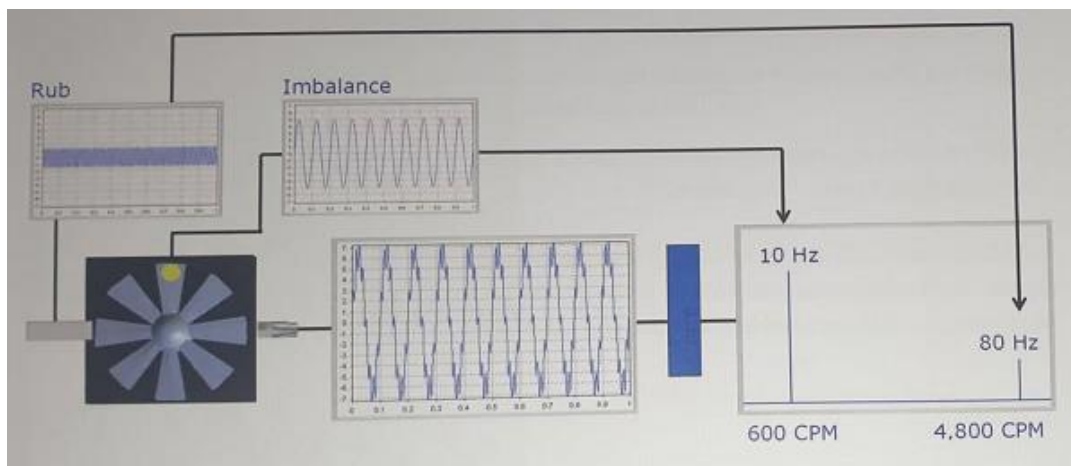
V = Brzina (Velocity): mm/sec rms

A = Akceleracija (Acceleration): g rms

F = Frekvencija: CPM

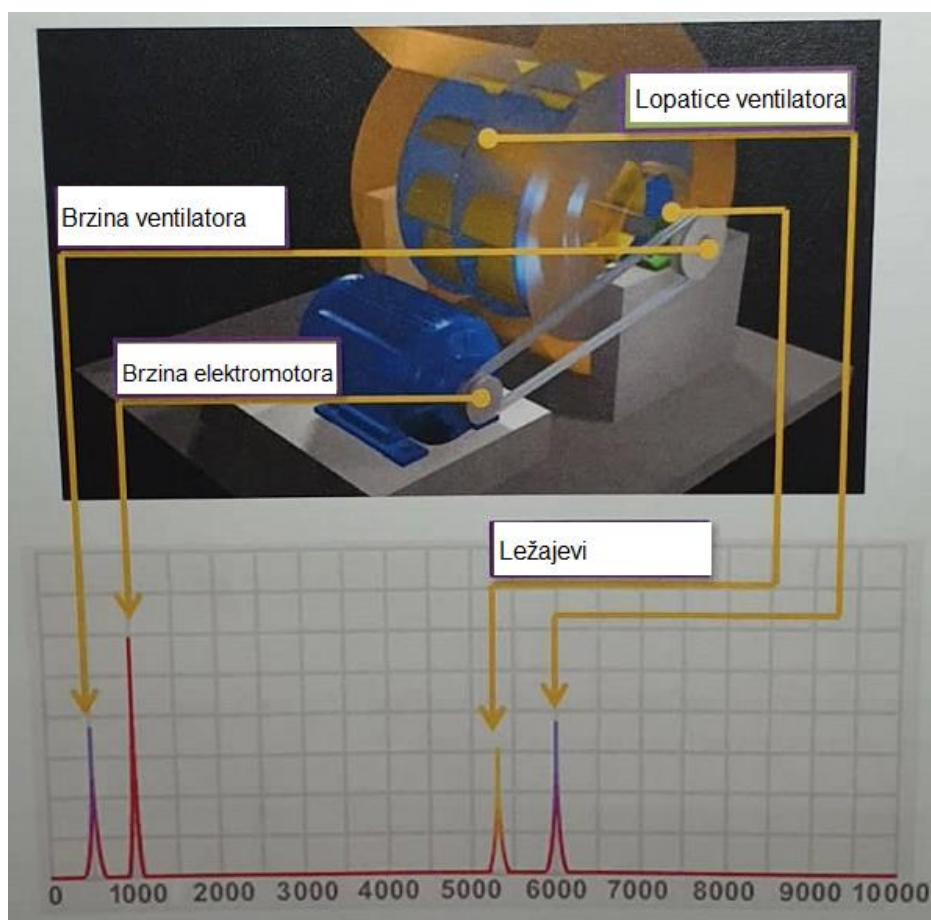
2.1.6. Frekvencijski spektar

Vibracijski (frekvencijski) spektar nam omogućava da podjelimo komponente koje se preklapaju u vremenskom spektru i podjelimo ih na frekvencije kako bismo ih lakše uočili i mogli vidjeti koje sve frekvencije utječu na sumaciju vibracija u vremenu. Proces kojim dobivamo informacije u spektru se zove „Fast Fourier Transformation“ ili FFT. Na slici 14 je prikazan primjer gdje je postavljen novčić na lopatice ventilatora kako bi se stvorilo neravnoteža (Imbalance) i umetnut objekt kako bi lopatice dirale objekt (Rub) i stvarale dodatnu frekvenciju u FFT-u.



Slika 14. FFT - ventilatora koji radi na 10 Hz

Frekvencijski spektar nam uvelike pomaže u dijagnozi promatranog stroja, te pravilnim izborom davača vibracija možemo uočiti i najmanje nepravilnosti prilikom rada. Frekvencija nam govori o porijeklu vibracije a amplituda nam govori o ozbiljnosti vibracije.



Slika 15. Vibracijske frekvencije po komponentama [4]

2.2. Razumijevanje signala dobivenih mjerenjem vibracija

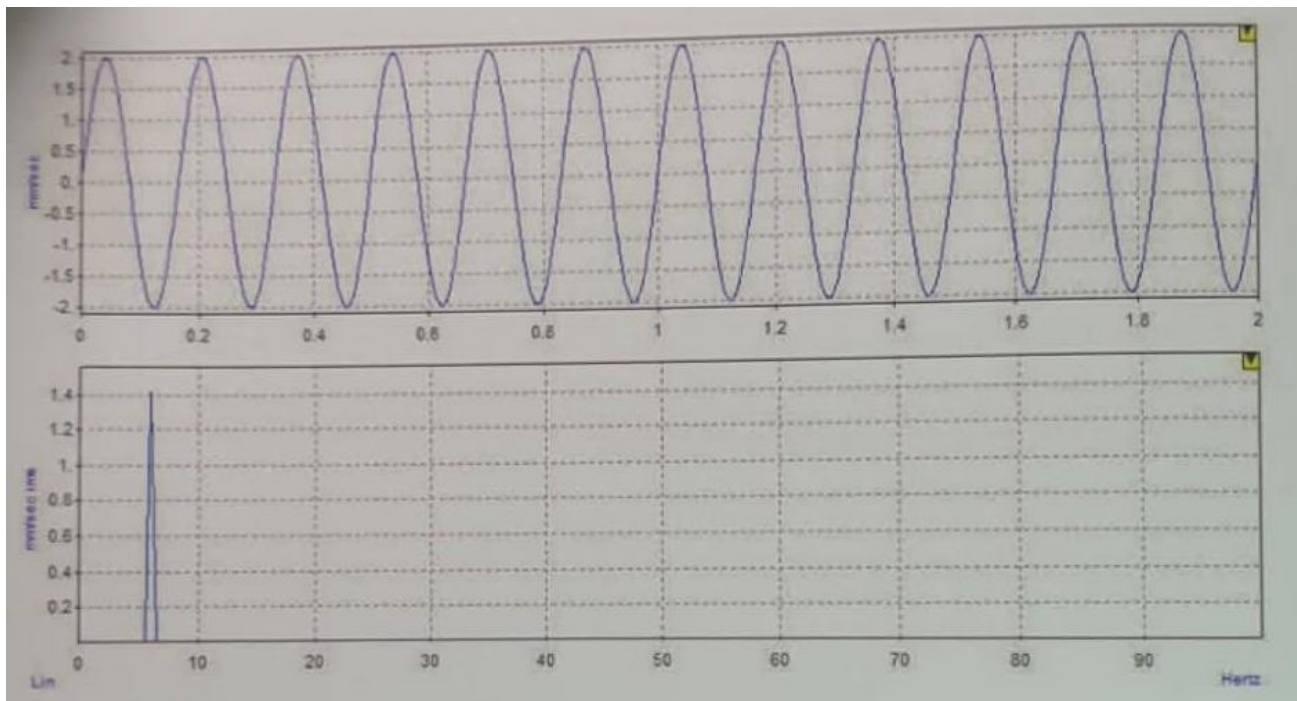
Prikupljeni signali izmjerenih vibracija sa rotacionih strojeva kopliciranije su prirode od obične sinusoide i oni stvaraju mnogo vrhova („peaks“) u spektru. Svaki od tih vrhova predstavlja pojedinu komponentu u sistemu koji mjerimo. Ako znamo uočiti neke od pojedinosti što se pojavljuju u vremenu kao što su: sinusoide, skraćivanja (odrezivanje signala), prijelazne pojave i impulse, amplitudnu modulaciju, udaranje („beating“), lakše ćemo uočiti problem samoga stroja i doći do bolje dijagnoze stanja postojećeg sustava.

Postoje četiri pravila o vibracijama:

- Prvo pravilo : Sinusoida
- Drugo pravilo : Harmonici
- Treće pravilo : Buka
- Četvrto pravilo : Amplitudna modulacija i bočne trake („sidebands“)

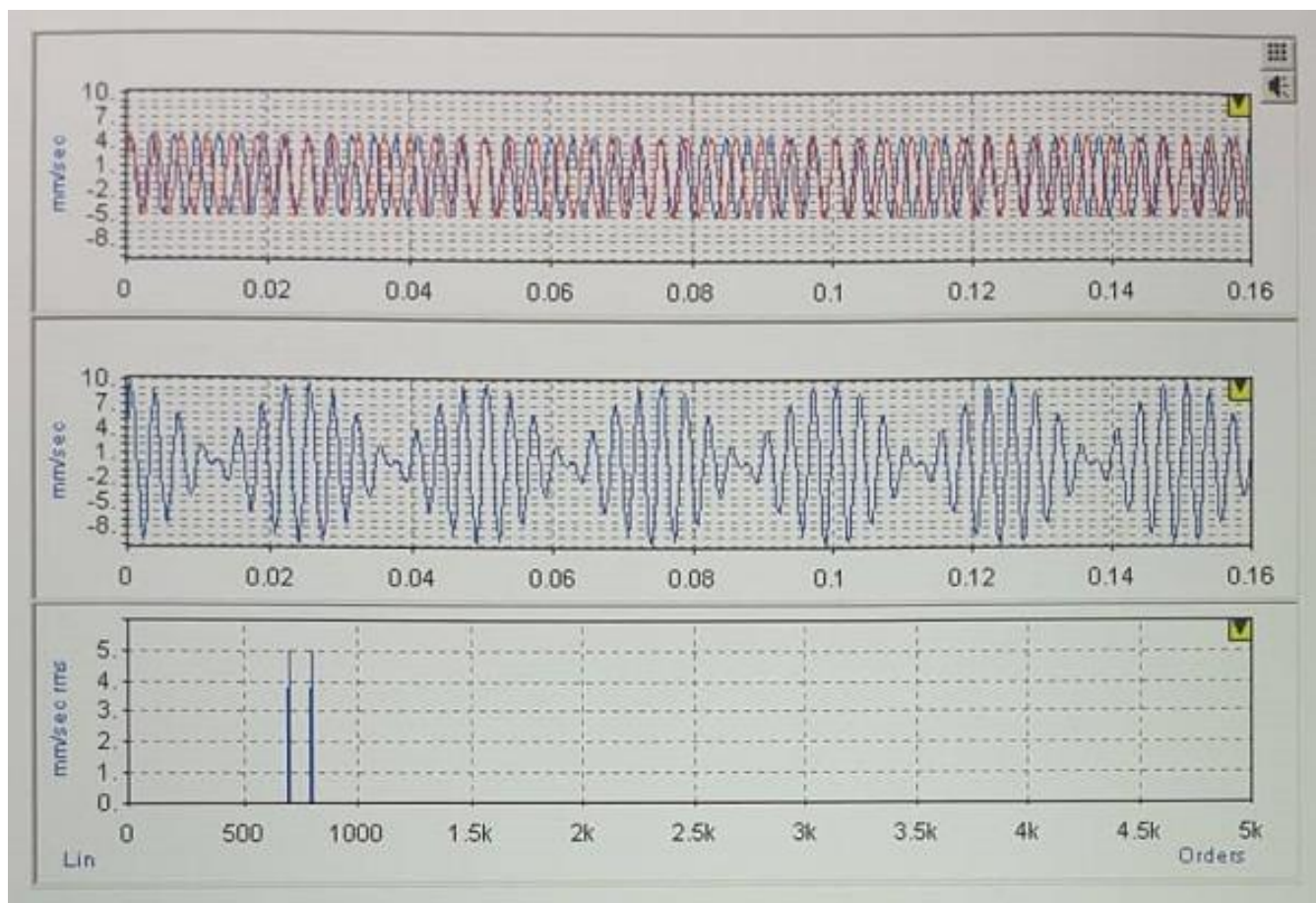
2.2.1. Prvo pravilo : Sinusoida

Čista sinusoida je jedna frekvencija koja stvara jedan vrh („peak“) u spektru.



Slika 16. Sinusoida [3]

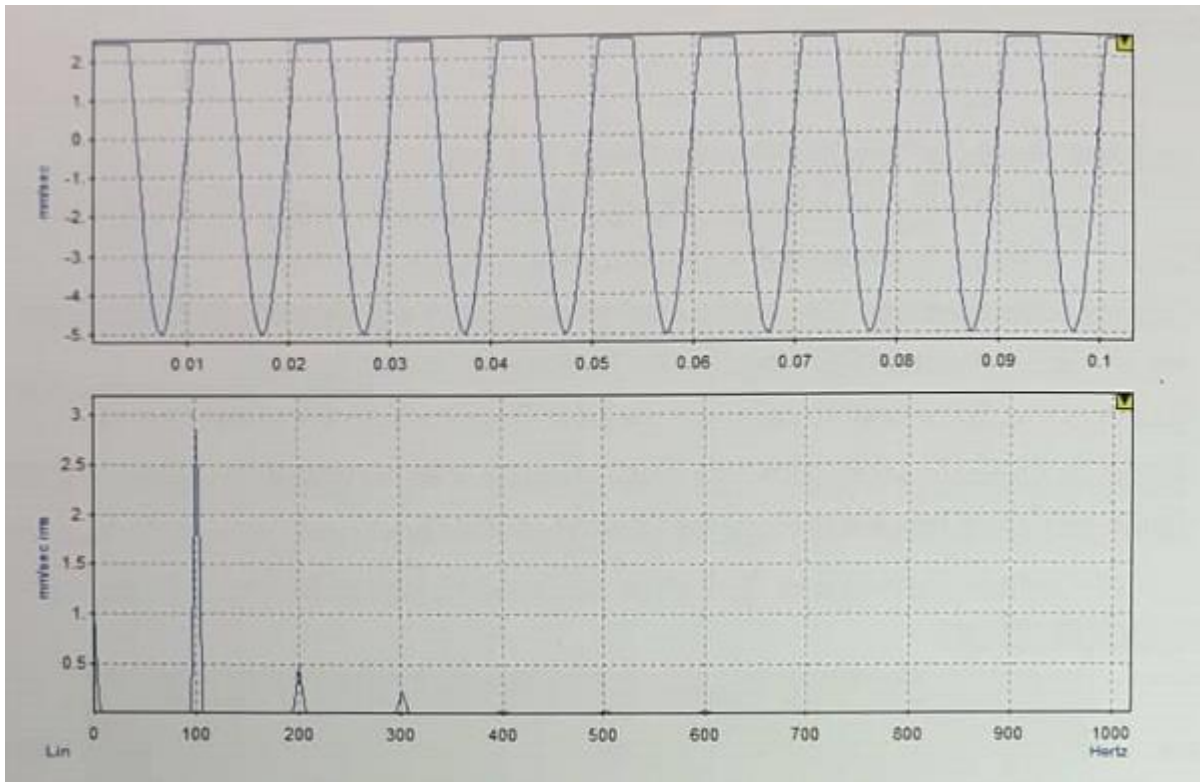
Kada se više izvora vibracija doda u vremensku analizu signal poprima sasvim drugačiji izgled od sinusoide. Na slici 17. su dva signala sličnih frekvencija 160 Hz i 140 Hz, oni se u nekim dijelovima dodaju i oduzimaju to ovisi njihovim fazama i kako se one poklapaju. Vidljivo je kako u određenim predjelima dva signala poništavaju, to znači da su im amplitude jednake i da je fazni kut suprotan za 180° , isto tako u nekim trenucima se njihove amplitude zbrajaju a razlog tom je poklapanje faznih kuteva. Na tom principu vršimo uravnoteživanje rotacionih mašina.



Slika 17. Frekvencije 160 i 140 Hz [3]

2.2.2. Drugo pravilo : Harmonici

Valna duljina koja je ponavljajuća (periodična) kao na slici 18., ali nije čista sinusoida stvara harmonike u spektru.



Slika 18. Harmonici

Harmonici su serija isto udaljenih vrhova („peaks“) u spektru koji su višekratnici prvoga vrha. Taj prvi vrh („peak“) se još zove **osnovna frekvencija** (fundamental frequency). Oni su vrlo uobičajni kod mjerenja vibracija, pogotovo harmonici brzine vrtnje osovine. Ako se vibracijski trend povećava (amplitude se povećavaju) kroz neko vrijeme, to je obično indikator pogoršanja stanja stroja. Različite greške mogu stvarati niz harmonika u vibracijskom spektru, neke od najučestalijih su:

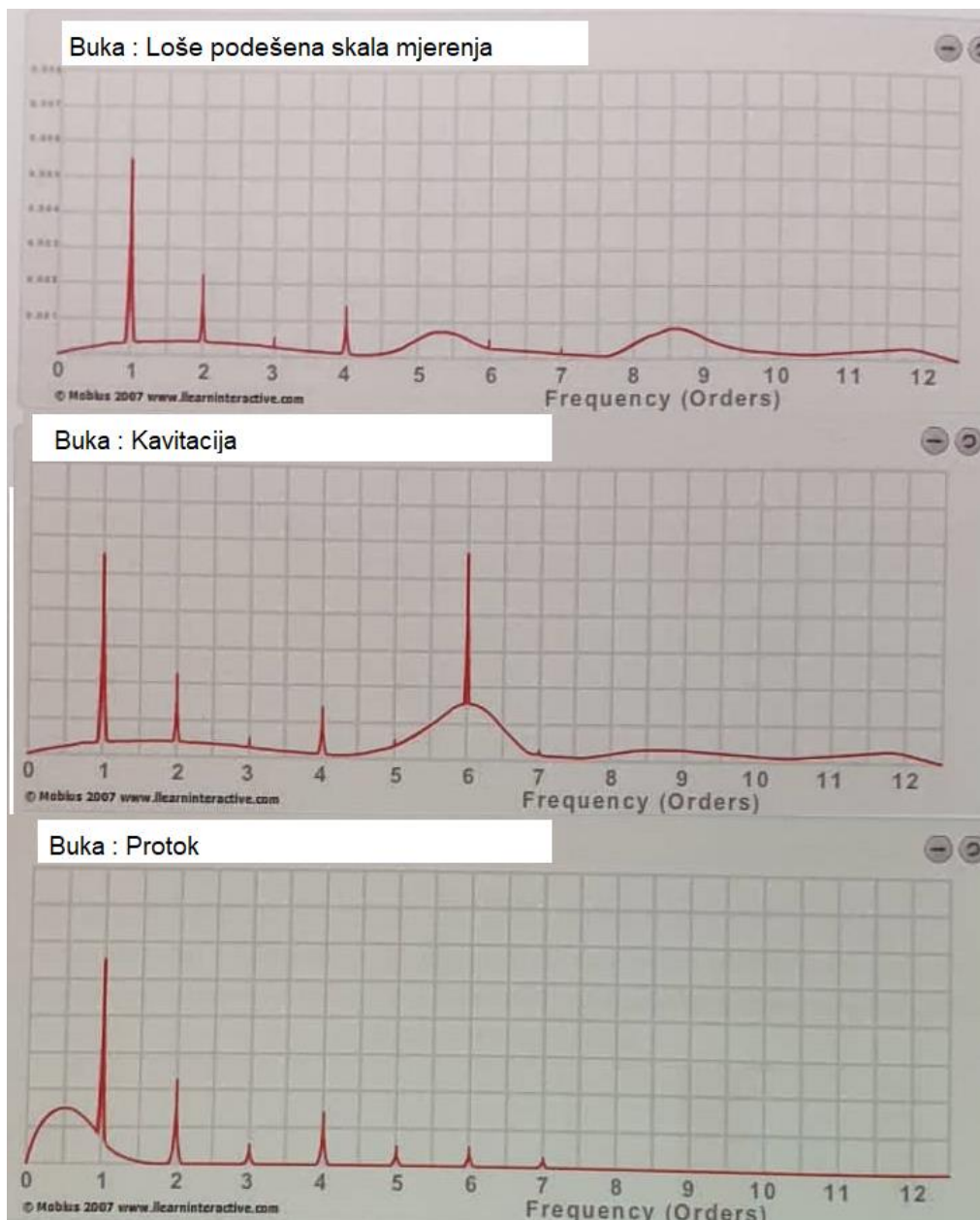
- Labavost
- Potrošenost ležajeva
- Kvar zupčanika
- Loša centričnost spojki i dr.

2.2.3. Treće pravilo : Buka

Buka („noise“) se stvara u frekvencijskom spektru:

- Kao pojedinačni događaj u vremenskoj analizi (može biti udarac)
- Nesumičnim vibracijama – vremenska analiza koja se ne ponavlja [3]

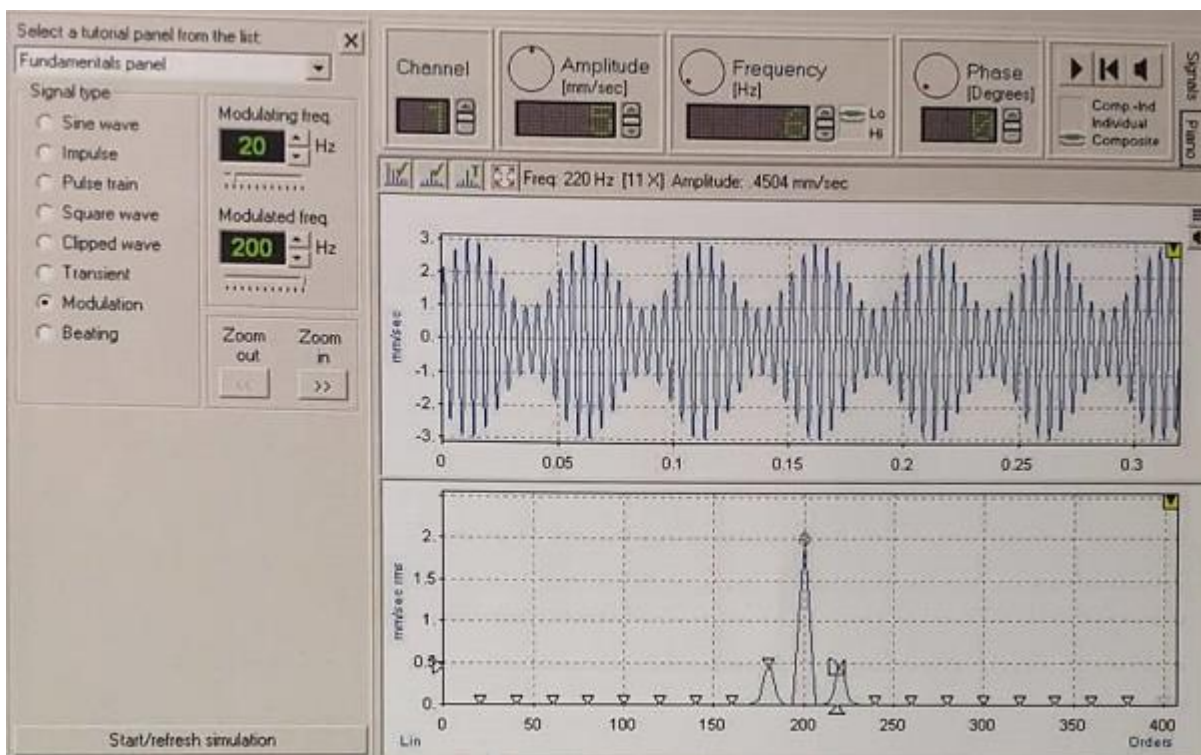
Buku možemo prepoznati u spektru kao zadebljanje frekvencije oko dominantnog vrha. Buka može ukazivati na postojanje kvara (kavitacija, greška u ležaju – povećana zračnost, rotirajuća labavost, turbulenciju, loše podmazivanje, rezonancu, udarce i dodirivanja).



Slika 19. Buka [3,4]

2.2.4. Četvrto pravilo : Amplitudna modulacija i bočne trake („sidebands“)

Amplitudna modulacija nastala u valnom obliku (vremenu) rezultira bočnim trakama („sidebands“) u frekencijskom spektru. Amplitudna modulacija je stalna pojava kod reduktora, ležajeva i AC motora. Ona se javlja kada jedna frekvencija modulira drugu frekvenciju i dolazi do povećanja i smanjenja amplitude vibriranja. Frekvencija čija se amplituda povećava i smanjuje periodično u valnom obliku nazivamo nosiva frekvencija („carrier frequency“), a frekvenciju kod koje varira u amplitudi zovemo modulirajuća frekvencija („modulating frequency“).



Slika 20. Amplitudna modulacija [3]

Na slici 20. jasna je indikacija amplitudne modulacije i prikaz bočnih traka u spektru vibracija. Nosiva frekvencija je 200 Hz, a modulirajuća frekvencija iznosi 20 Hz, to je ujedno i razmak između frekvencija u spektru.

2.3. Obrada signala

Kod prikupljanja podacaka vrlo je bitno znati se koristiti uređajem za mjerenje vibracija i jedna od ključnih stavki je dobro podešenje uređaja. Podešenja su kako sam već naglasio vrlo bitna i mogu imati veliki efekt na kvalitetu i korisnost podacaka koje prikupljate. U ovom poglavlju vidjeti ćemo što se stvarno događa sa signalom od davača vibracija; proces obrade mjerenja kako bismo dobili najkorisnije podatke moguće potrebne za daljnu analizu. To znači digitalizacija analognog signala i pretvorba tog signala u frekvencijski spektar. Za obradu signala koristimo sljedeće metode:

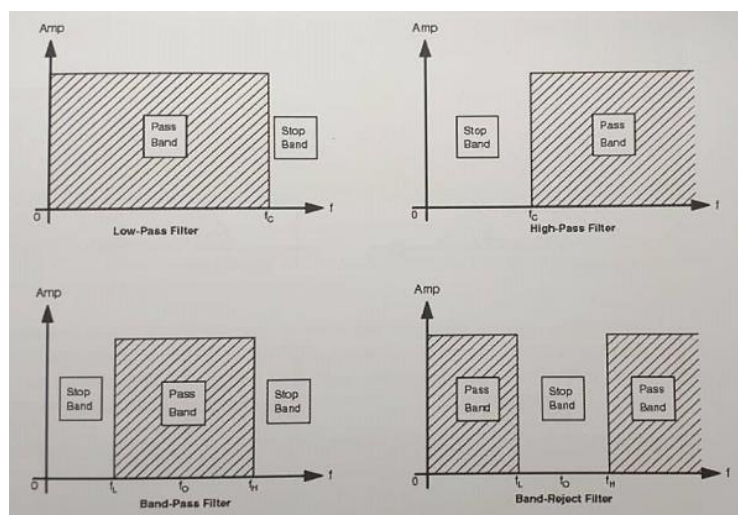
- Filteri
- Broj uzoraka („Sample rate“)
- „Windowing“
- Usrednjavanje („Average“)

2.3.1. Filteri

Filteri nam služe za blokiranje neželjenih frekvencija u frekvencijskom spektru. Kada postavimo davač vibracija na mašinu, analogni signal se kontinuirano prenosi strujnim AC i DC signalom koji predstavlja vibracije na mjernom mjestu. Postoje četiri vrste filtera koji se koriste u polju vibracija:

- „Low pass filter“ – propušta niske frekvencije
- „Band pass filter“ – propušta frekvencije u zadanom polju
- „Band stop filter“ – blokira sve frekvencije u zadanom polju
- „High pass filter“ – propušta visoke frekvencije

Što se samog analognog signala tiče, tu postoje dva modela filtriranja analogni i digitalni. Analogni filteri su napravljeni od elektroničkih komponenti poput otpornika i kondenzatora, dok su digitalni filteri postignuti čipovima i softverom. Najzastupljeniji od ova četiri filtera su low pass filter i high pass filter, u praksi se ne koristi band stop filter te je naveden informacije radi.

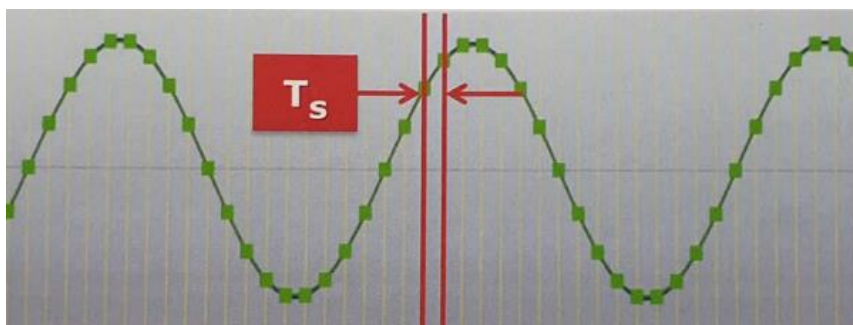


Slika 21. Filteri [4]

2.3.2. Broj uzoraka („Sample rate“)

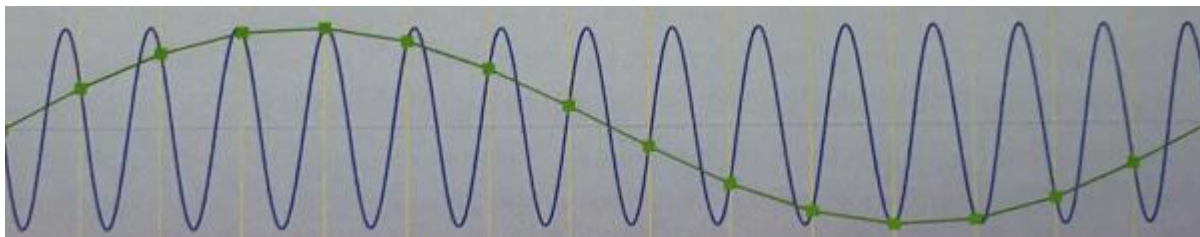
Ovo poglavlje se odnosi na broj uzoraka tj. na brzinu uzorkovanja valnog oblika. Dobiveni signala sa davača vibracija je analogni signal, taj analogni signal mora se digitalizirati kako bi se podaci mogli analizirati. Svaki od signala ima svoj vremenski period snimanja podacaka a mi pomoću brzine uzorkovanja odredimo koji broj podacaka ćemo ispisati u digitalnom obliku. Jednom kada se izmjereni podaci pohrane na uređaj za mjerenje podacaka sa određenim postavkama, sami signal ostaje bez dijela informacija zbog pretvorbe analognog u digitalni signal. Stoga je vrlo bitno točno odrediti postavke kako nebi „izgubili“ bitne podatke u procesu pretvorbe signala. Osim broja uzoraka (F_s – „sample rate“) postavku koju nesmiemo izostaviti je i vrijeme između uzoraka (T_s – „sample period“) [5]. One su povezane kao i perioda i frekvencija.

$$1. T_s = \frac{1}{F_s} \quad F_s = \frac{1}{T_s} \quad [5]$$



Slika 22. T_s – vrijeme između uzoraka [3]

Kod prikupljanja i analize podacaka može se dogoditi pojava zvana **poduzorkovanje** („**Aliasing**“). Ova pojava se pojavljuje ukoliko nam je vrijeme između uzoraka preveliko, tj. signal koji digitalno prikažemo neće predstavljati stvarni signal vibracija davača. Slika 23. predstavlja pojavu poduzorkovanja. Zelena linija prikazuje digitalni ispis signala, a plavom bojom je prikazana sinusoida sa davača vibracija. Žute linije predstavljaju vrijeme između uzoraka (T_s).



Slika 23. Poduzorkovanje ("Aliasing") [4]

Kako bi spriječili ovu pojavu „Nyquist-ov teorem“ govori kako bi trebali povećati broj uzoraka („sample rate“) 2 puta većim od promatrane frekvencije. U praksi svi uređaji za mjerenje vibracija imaju brzinu uzoraka $2,56 \times F_{max}$ (najveća frekvencija koju želimo mjeriti) [6].

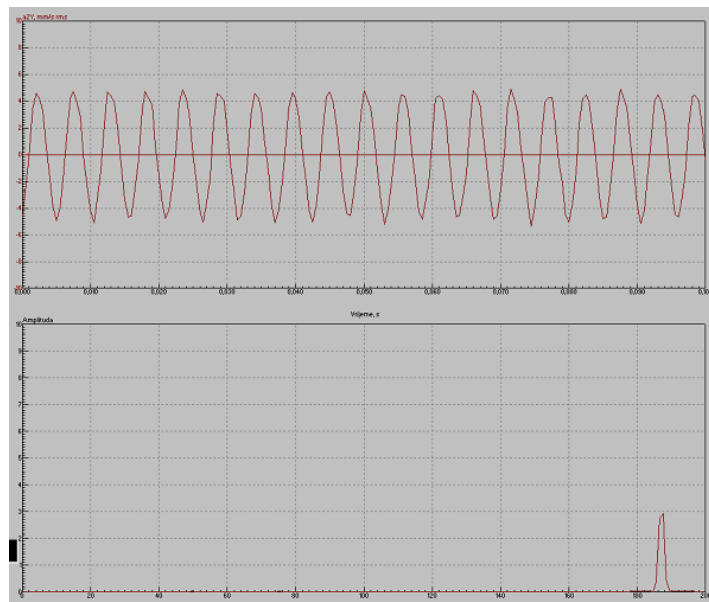
$$2. F_s = 2,56 \times F_{max} \quad [6]$$

Broj podacaka je povezan sa još jednim bitnim faktorom kod mjerenja vibracija a to je **rezolucija (resolution)** prikazanih podacaka. Tri su bitna pravila za zapamtiti [7-9]:

$$3. F_s = 2,56 \times F_{max} = \frac{1}{T_s} \quad [7]$$

$$4. LOR = \frac{N}{2,56} \quad (N = \text{broj uzoraka}) \quad (\text{LOR} - \text{lines of resolution}) \quad [8]$$

$$5. \text{Rezolucija} = \frac{F_{max}}{LOR} \quad [9]$$



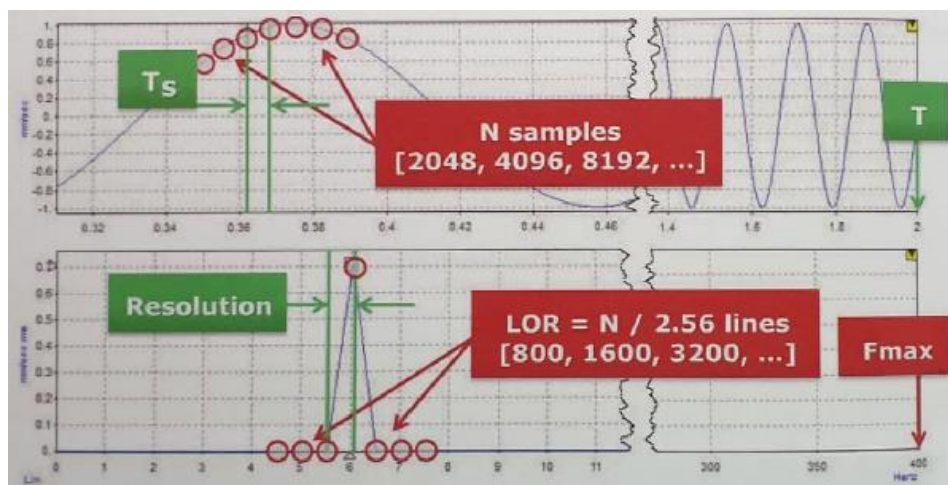
Slika 24. Rezolucija ; Izvorno autor

Ukupno vrijeme potrebno za snimanje uzoraka (T) je povezano sa linijama rezolucije i maksimalnom frekvencijom [10]. Ukupno vrijeme je vrijeme provedeno uz stroj prilikom mjerenja vibracija. Svi teže maksimalno skratiti provedeno vrijeme uz strojeve na užtrb rezolucije ili frekvencije. Ukupno vrijeme povezano je ovom formulom:

$$6. T = \frac{LOR}{F_{max}} \quad [10]$$

Odnosi datih veličina u jednoj formuli [11]:

$$7. T = T_s \times N = \frac{N}{F_s} = \frac{N}{2.56 \times F_{max}} = \frac{lines (LOR)}{F_{max}} \quad [11]$$



Slika 25. Valni oblik i frekvencijski spektar [4]

2.4. Prikupljanje podataka

Prikupljanje dobrih, pouzdanih i ponovljivih vibracijskih mjerenja je najvažniji aspekt mjerenja i analize vibracija. Izuzetno je bitno da su prikupljeni podaci kvalitetni, jer bez pravih informacija dijagnoza stroja je upitna. Vibracijska mjerenja mogu nam svratiti pozornost na mnoge greške prilikom montaže, oštećenja ležajeva, temelja i sl. Sa dobrim mjerenjem, dobrom analizom, može se ukazati na točan problem u stroju i kolika je ozbiljnost toga problema. Kako bi izvršili dobro mjerenje treba obratiti pozornost na:

- Odabir pravilnog davača vibracija
- Odabir modela koji odgovara okolini
- Ispravno postaviti davač vibracija (ispravna lokacija i ugradnja)

Podaci sa određenog mjernog mjesta (stroja) bi se trebali prikupljati na identičan način kao i prethodni put i tako svaki put kada se mjere vibracije na stroju. Stroj bi trebao raditi pod istim radnim uvjetima i opterećenjem kako bi mogli dobiti trend vibracija u vremenu i lakše pratiti stanje stroja. U prosjeku svakih 30 – 90 dana se pregledavaju strojevi, najvažnija stavka kod mjerenja je promjena vibriranja, povećanje amplitude ili slično. Ta informacija nam ukazuje da se stanje stroja pogoršalo od prošlog mjerenja ili su sami podaci netočni zbog ljudskog faktora. Kako je već prije spomenuto postoji više senzora za mjerenje vibracija, odabir nekog od tih senzora ovisi o tipu ležaja, ovisi o tipu greške koju promatramo i frekvenciji koju želimo izmjeriti.

Ovo su tri tipa senzora za mjerenje vibracija:

1. Pretvarači pomaka („displacement transducers“)
2. Pretvarači brzine („velocity transducers“)
3. Pretvarači akceleracije („accelerometers“)

2.4.1. Pretvarači pomaka („displacement transducers“)

Pretvarači pomaka mjere relativni pomak osovine u odnosu na vrh sonde. Oni se uglavnom ugrađuju unutar ležaja i fiksiraju u jednu točku na osovini. Pretvarači pomaka se najčešće koriste kod kontinuiranog mjerenja vibracija na turbinama, velikim pumpama,

kompresorima i velikim ventilatorima. Pretvarači pomaka su još poznati pod nazivima: beskontaktna sonda, sonda vrtložne struje ili „proximity“ sonda.

Sastoje se od transmitera, sonde i produžnog kabla (on spaja transmitsor sa sondom). Napon se šalje prema transmitsoru koji stvara radio-frekvencijski signal. Taj signal se putem kabla šalje prema sondi. Zavojnica unutar vrha sonde ponaša se kao antena i zrači energiju visoke frekvencije u prazninu između sonde i osovine (stvara magnetno polje). Svaki vodljivi materijal unutar magnetnog polja upija energiju (osovina). Upijanje (apsorbicija) polja uzrokuje smanjenje izlaznog signala sonde proporcionalno udaljenosti razmaka. Kako se razmak dinamički mijenja, tako se mijenja i izlazni signal sa sonde. Pretvarači pomaka obično imaju izlaznu osjetljivost 200 mV/mil ili 7,87 V/mm [6]. Prilikom montaže sonde uglavnom se udaljenost sonde od osovine postavlja na -10 V.



Slika 26. Pretvarač pomaka ; Izvorno autor

Prednosti:

- Širok frekvencijski odziv (0 – 10 000 Hz)
- Mjeri stvarni relativni pomak osovine unutar ležaja
- Pouzdani ako su pravilno montirane
- Rade na raznim temperaturama (-50 C – 200 C)

Nedostatci:

- Teško ih je i iskupo za instalirati
- Kalibracija sonde ovisi o materijalu osovine
- Površinske nesavršenosti i oštećenja na osovini stvaraju lažni signal

Primjena:

- Koriste se kod velikih ležajnih rukavaca i u zaštitnim sustavima turbine

- Korisne su kao referentni signal brzine vrtnje (očitnje faznog kuta)
- Kod dinamičkog balansiranja strojeva [3]

2.4.2. Pretvarači brzine („velocity transducers“)

Pretvarači brzine se danas rijetko koriste, u svom praktičnom radu susreo sam ih samo u jednoj elektrani na starom ruskom bloku „LMZ 220 MW“ iz ranih 70-ih. Uobičajno su se koristili za mjerenje vibracija na kućištima ležajnih blokova. Međutim vibracije uobičajno analiziramo u mjernim jedinicama brzine. U današnje vrijeme vibracije snimamo akcelerometrima ili pretvaračima akceleracije pa ih potom integriramo u brzinu. Pretvarač brzine je zapravo viseći magnet, postavljen između opruge i prigušivača. Zavojnica okružuje magnet, kada se magnet pomiče kroz zavojnicu stvara se napon. Što se brže kreće dobivamo veći napon. To znači da je izlazni naponski signal relativan prema brzini kretanja mjerenog objekta.



Slika 27. Pretvarač brzine ; Izvorno autor

Prednosti:

- Nije potreban vanjski izvor struje, on stvara elektricitet
- Izlazni signal je jak
- Lako za koristiti, nije tako osjetljiv kod montiranja
- Temperaturni raspon od -50 C do 200 C

Nedostatci:

- Nije prikladan za niske i visoke frekvencije 1Hz - 2000 Hz
- Kalibracija se mijenja sa temperaturom
- Poprilično su dimenzijski veliki
- Nisu toliko precizni

Primjena:

- Ne koriste se više, zamijenili su ih akcelerometri [3]

2.4.3. Pretvarači akceleracije („accelerometers“)

Akcelerometri su najzastupljeniji od senzora i najčešće se oni koriste kod mjerenja vibracija. Svi prijenosi uređaji za mjerenje vibracija opremljeni su sa akcelerometrom, iako većina ljudi pretvara signal akceleracije u brzinu i na taj način vrši analizu vibracija (u brzini). Postoji više različitih akcelerometara, prije su bili puno zastupljeniji (danas u manjem broju), su akcelerometri sa vanjskim pojačivačem signala. Ovaj tip akcelerometra se i danas koristi u područima visokih temperatura, gdje se akcelerometar povezuje sa svojim pojačalom posebnim kablovima otpornim na visoke temperature (do 300 C).

Današnji akcelerometri imaju integrirano pojačalo unutar kućišta senzora (IEPE – internally amplified piezoelectric accelerometer), te mogu biti različitih dimenzija i oblika ovisno o upotrebi. Kristal (piezoelektrični materijal) je postavljen pod opterećenje koristeći masu (uteg). Kako sektor vibrira, kristal unutar tog senzora je kompresiran (stlačen) i nastaje naboj. Pojačalo taj naboj pretvara izlazni napon. Bitno za napomenuti je da se akcelerometri proizvode sa različitom osjetljivošću:

- 100 mV/g – uobičajni akcelerometri za „svakodnevnu“ upotrebu [7]
- 500 mV/g – akcelerometri korišteni kod preciznih strojeva, ili kod sporohodnih mašina sa niskom amplitudom vibriranja [7]
- 10 mV/g – koriste se kod velikih bučnih mašina gdje osjetljivost senzora treba biti malena [7]



Slika 28. Pretvarač akceleracije [3]

Prednosti:

- Široki frekvencijski odziv (0,1 – 30 kHz)
- Širok raspon amplitude
- Visoki temperaturni raspon do 125 C – podržava i više temperature sa specijalnom izvedbom
- Široki raspon oblika i veličina za različitu upotrebu
- Brzinu i pomak možemo očitati iz akcelerometra (kroz integraciju)
- Njihova karakteristika ostaje stabilna dugim nizom godina

Nedostatci:

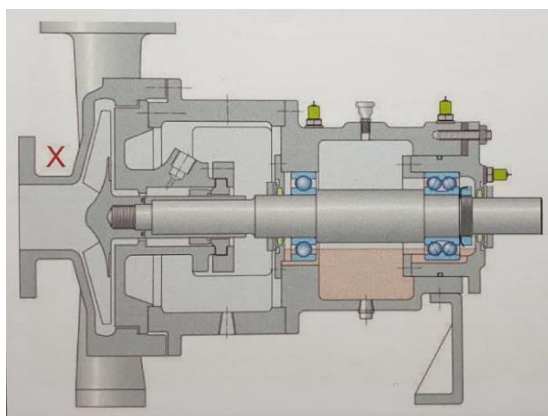
- Frekvencijski odziv nije 0 Hz (zbog karakteristike kristala senzora) – postoje izvedbe akcerlerometra koje postižu 0,1 Hz
- Zbog unutarnjeg pojačala ima temperaturna ograničenja

Uporaba:

- Koriste se u svim mogućim industrijama zbog svojih prednosti i dizajna [3]

2.4.4. Mjesto mjerenja vibracija

Kod odabira mjesta mjerenja vibracija moramo biti sigurni da postoji put mehaničkog prijenosa vibracija [3]. To znači da izvor vibracija (ležajevi) i senzor moraju biti povezani najkraćim mogućim putem, inače očitavanje na senzoru može biti lažno očitavanje koje nema veze sa izvorom vibracija (npr. poklopac ventilatora na elektromotoru). Dobar položaj davača vibracija se vidi na slici 29. Kako je prikazano na slici rotor pumpe kroz kuglične ležajeve prenosi vrbacije na vanjsko kućište. Zeleno obilježeno su davači vibracija, no pošto je slika poprečni presjek ne vidimo davače koje bi postavili u vodoravni položaj. Također je na slici sa X obilježeno mjesto lošeg mehaničkog puta, te da davač vibracija postavimo na ovu lokaciju izgubili bi puno podacaka vezano uz stanje ležajeva i dr.

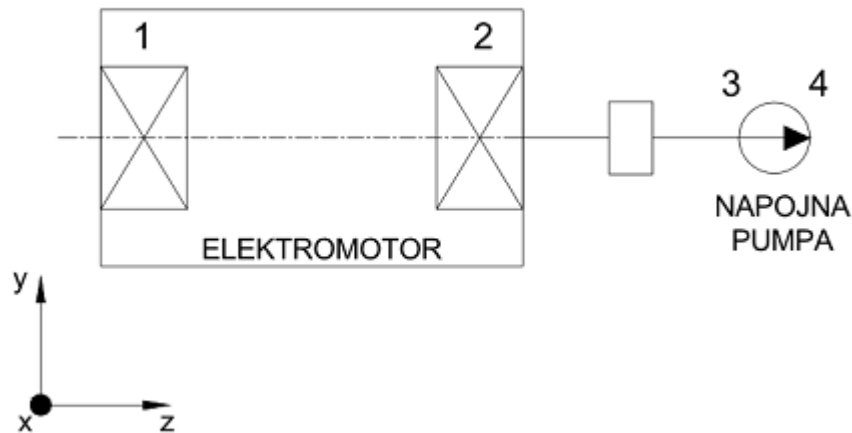


Slika 29. Put mehaničkog prijenosa vibracija [3]

Prilikom izvođenja mjerenja vibracija treba obratiti pozornosti na svoju sigurnost. Uglavnom svi strojevi koje mjerimo su rotacioni strojevi, pa prilikom mjerenja treba učiniti sve da se ne zapetljamo u kablove, obratiti pozornost da se ne opečemo (visoke temperature na određenim strojevima), izbjegavati naginjanje preko spojki i nikad nesmiijemo mjeriti vibracije ispod zaštitnih limova.

Što se mjernih mjesta i njihovih obilježavanja tiče u praksi se obično koriste brojevi od 1 na dalje. S tim da broj 1 počinje od pokretačkog stroja (elektromotora, turbine ili sl.) uz broj se napiše os koja se mjeri (1x ili 1 y ili 1 z). Postoji još mnogo metoda obilježavanja mjernih mjesta na strojevima, ali iz praktičnog iskustva odbrojavanje se čini najpraktičnije i najjednostavnije. Opće smjernice za odabir mjernih mjesta:

- Ako je razmak između ležajeva na stroju manji od 75 cm izmjerite samo 1 ležaj
- Izmjerite barem 1 ležaj na svakoj komponenti (elektromotr,pumpa,ventilator itd.)
- Različite mehaničke greške će biti prikazane na različitim mjernim mjestima, bit mjerenja je uočiti najuobičajnije greške (obično su one najveći problem stroja) [3]
- Bit je dobro razumijeti stroj koji mjerimo i prema tome odlučiti i odabrati koje je mjerno mjesto prihvatljivo
- Kod mjerenja je bitno da su svi uvjeti identiči kao i kod prošloga mjerenja (ponovljivost podacaka je ključna stavka mjerenja)



Slika 30. Shema mjernih mjesta elektromotor – pumpa ; Izvorno autor

2.5. Proces analize vibracija

Proces analize vibracija započinje ne samo pregledavanjem prikupljenih podataka i utvrđivanjem njihove točnosti, nego i sa razumjevanjem stroja, njegovih komponenti, računajući nominalnu frekvenciju stroja, dobrim postavkama uređaja za mjerenje i na točnim mjernim mjestima. Kada smo sigurni u dobivene podatke možemo pristupiti analizi vibracija.

Opća pravila i procedure nalažu da trebamo pronaći nominalnu frekvenciju u spektru, tražiti harmonike u spektru, usporediti prijašnja mjerenja vibracija, te pretraživanje i utvrđivanje mogućih grešaka stroja.

2.5.1. Proces analize

Prvi od procesa analize vibracija je utvrđivanje dobrih i korisnih podataka, kada su svi prijašnji uvjeti zadovoljeni. Kod svakog mjerenja vibracija postoji ljudski faktor koji može utjecati na kvalitetu podataka stoga postoji procedura kod utvrđivanja podataka:

1. Moraju postojati vrhovi („peaks“) u frekvencijskom spektru
2. Moguća pojava „ski-slope“ (skijaće staze) – obično na početku spektra, pojava velikih vrhova frekvencija na početku – znak „loših“ podataka



Slika 31. Efekt "ski-slope" na početku spektra ; Izvorno autor

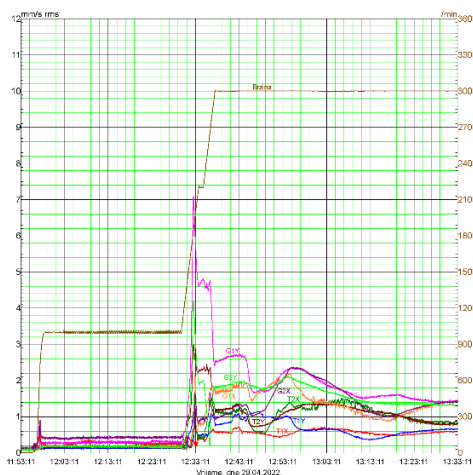
3. Provjerite nominalnu brzinu vrtnje u spektru – utvrdite da li je mašina radila u ispravnim uvjetima i pod nominalnom brzinom
4. Provjeriti ispravnost podataka o mjerenom stroju, jesu li podaci sa tog stroja [3]

2.5.2. Trend vibracija

Trend vibracija, obično mjereno u vremenu, jedna je od glavnih stavki kod mjerenja vibracija. On je ukazatelj ponovljivosti podataka, ali nam puno govori i o stanju promatranog stroja.

Prema trendu vibracija možemo podesiti alarme u sustavu i tako onemogućiti rad stroja ukoliko amplituda vibracija poraste iznad zadanog nivoa. On nam isto tako govori koliko brzo se mijenja stanje stroja i prema trendu vibracija možemo odrediti kolikog dugo stroj još može biti operativan prije nekog zahvata.

Slika 32. nam prikazuje trend vibracija apsolutnih vibracija kućišta ležajeva prilikom starta turboagregata, sinkronizacije na mrežu i opterećenja.



Slika 32. Trend apsolutnih vibracija kućišta u vremenu ; Izvorno autor

2.5.3. Presentacija prikupljenih podataka

Nakon dobro izmjerenih podataka, obrade tih podataka, slijedi prezentacija istih. Iz praktičnog dijela može se utvrditi da se uglavnom svi uvijek fokusiraju na problem i rješavanje istoga, stoga kod izrade izvještaja i davanja preporuka za daljnji rad strojeva budite pažljivi.

Prezentacija podataka može izgledati tablično (svaka tablica je vezana za određeni stroj), putem dijagrama (vremenski, frekvencijskih), te putem block shema sa usporedbama prijašnjih vrijednosti. Bilo kakva promjena u amplitudi vibracija je dovoljan dokaz da se neka promjena događa unutar stroja i da moramo reagirati. Nažalost ne postoji neka univerzalna knjižica se analizom spektra, svaki od strojeva vibrira drugačije i imat će svoj poseban frekvencijski spektar, ali postoje metode i načini kako pronaći i popraviti stroj.

Tablica 1. Primjer tabličnog prikaza vibracija ; Izvorno autor

Postrojenje:	KTE JERTOVEC - JERTOVEC		
Objekt:	PARNI TURBOAGREGAT "A"		

Tablica br.:	3a	Datum:	2022-04- 12 ⁵⁵
Brzina vrtnje:	3 000 min ⁻¹	Opterećenje:	11,2 MW

LEŽAJ br.	Efektivna vibracijska brzina [mm/s]								
	Suma	vibracijske komponente [Hz] - relativni fazni kut [°]							
		50	φ_{50}	100	φ_{100}				
1	X	1.03	0.11	276	0.58	33			
	Y	0.74	0.65	46	0.06				
	Z								
2	X	0.86	0.42	271	0.62	169			
	Y	0.94	0.88	0	0.17				
	Z								
3	X	1.69	0.66	238	1.37	280			
	Y	1.49	1.39	209	0.35	85			
	Z								
4	X	1.42	1.03	185	0.83	304			
	Y	1.46	1.24	152	0.64	16			
	Z								
5	X								
	Y								
	Z								

Ostali parametri i napomene:

Para na ulazu-temperatura/tlak:	435 °C / 40,6 bara
Para na izlazu-temperatura/tlak:	- °C / - mbara
Para iza regulacijskog stupnja-temperatura/tlak:	/ 1,8 bara
Količina protoka pare:	45 t/h
Otvorenost servomotora:	180°
Izduženja-apsolutna/relativna:	lijevo - mm, desno - mm/ -
Snaga na generatoru-radna/jalova:	11,2 MW / -

2.6. Dijagnosticiranje neravnoteže

Postoje dva tipa neravnoteže stroja statička i dinamička. Neravnoteža je najzastupljenija greška i obično svi strojevi (osovine) prilikom uravnoteživanja imaju svoju ostatnu neravnotežu koja je propisana ISO 1940 standardom. Uz navedeni razlog postoji još niz mogućnosti neravnoteže, kao što su [3]:

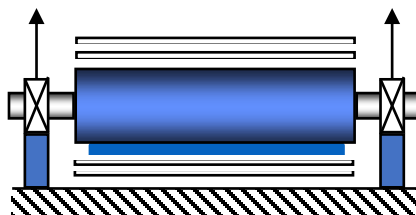
- Oštećene komponente stroja
- Greške u proizvodnji
- Nakupine smeća na lopaticama (ventilatora)
- Loša kvaliteta materijala (poroznost materijala)
- Krive tolerancije isporučenih dijelova
- Napuknuta osovina
- Ekcentrična osovina
- Nejednaka korozija/erozija lopatica
- Nedostaju utezi za uravnoteženje

Posljedice neravnoteže mogu oštetiti ležajeve, brtve i najgorem slučaju diranje statora i rotora. Zbog toga je izuzetno bitno (pogotovo kod brzih strojeva) težiti što manjoj ostatnoj neravnoteži kako bi smanjili centrifugalne sile koje utječu na ležajeve i dr.

2.6.1. Statička neravnoteža

Najjednostavniji oblik neravnoteže, vrlo prepoznatljiva u spektru i iz faznog kuta.

- Isti fazni kut na oba ležaja
- Razlika između faza horizontalno (x- os) i vertikalno (y-os) $90^\circ \pm 30^\circ$
- Uobičajno radijalne vibracije
- Stvara jaki vrh u spektru 1X brzine vrtnje
- Uravnoteženje se radi u jednoj ravnini

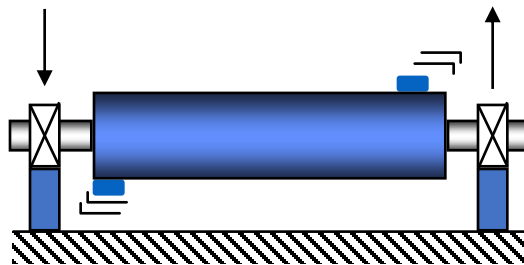


Slika 33. Shema statičke neravnoteže ; Izvorno autor

2.6.2. Dinamička neravnoteža

Dinamička neravnoteža se razlikuje od statičke po faznom kutu i načinu uravnoteživanja.

- Fazni kut se razlikuje između $0-180^\circ$ na prvom i drugom ležaju
- Razlika između faza horizontalno (x- os) i vertikalno (y-os) $90^\circ \pm 30^\circ$
- Uobičajno radijalne vibracije
- Stvara jaki vrh u spektru 1X brzine vrtnje
- Uravnoteženje se radi u dvije ravnine

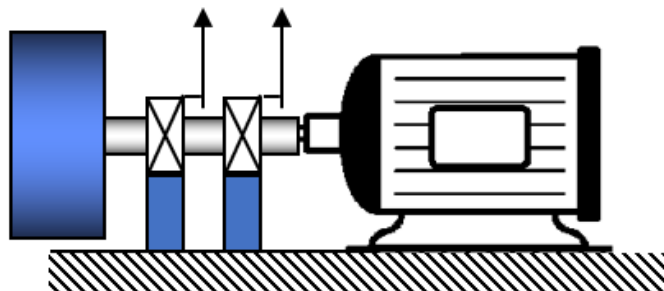


Slika 34. Shema dinamičke neravnoteže ; Izvorno autor

2.6.3. Neravnoteža visećeg rotora

Poseban slučaj neravnoteže kod uglavnom rotora velikih ventilatora (uobičajno za dimne plinove kotla, ili usis zraka u kotao). Uglavnom aksijalne vibracije na ležajevima gonjenog stroja.

- Isti fazni kut na oba ležaja (aksijalno)
- Uobičajno aksijalne vibracije
- Stvara jaki vrh u spektru 1X brzine vrtnje
- Uravnoteženje se radi u dvije ravnine



Slika 35. Shema neravnoteže visećeg rotora ; Izvorno autor

2.6.4. Primjer neravnoteže visećeg rotora (eksperimentalni dio analize vibracija)

U ovom primjeru prikazani su rezultati mjerenja apsolutnih vibracija kućišta ležajeva elektromotora i ventilatora ventilatorskog sistema vrelovodnog kotla VK3 prije i nakon uravnoteženja na licu mjesta. Ventilatorski sistem je mirovao i pokrenut je samo kratkotrajno, odnosno toliko koliko je vremena trebalo da se provjeri njegovo vibracijsko stanje, brzina vrtnje je bila kontinuirana na maksimalnom režimu rada.

- Ventilatorski sistem svježeg zraka vrelovodnog kotla VK3

Elektromotor

proizvođač	"ECHTOP"
tip	T3CF355 M 2-4
tvornički broj VK3/VK4	Nr 160637220/160637219
nominalna brzina vrtnje	$n = 1480 \text{ min}^{-1}$
nazivna snaga	$N = 250 \text{ kW}$

Ventilator

proizvođač	"KLIMA TEHNIKA"
tip	HEF B16 C105 4P/S RD45
tvornički broj VK3/VK4	3054/3053
nominalna brzina vrtnje	$n = 1480 \text{ min}^{-1}$
protok	$Q = 23 \text{ m}^3/\text{s}$
snaga	$N = 220 \text{ kW}$

Za mjerenje i analizu apsolutnih vibracija kućišta ležajeva ventilatorskog sistema upotrijebljen je mjerni instrument VIBROPORT 41 proizvodnje tvrtke "Bruel & Kjaer Vibro".

Mjerenje apsolutnih vibracija kućišta ležajeva predmetnog ventilatorskog sistema provedeno je na mjernim mjestima shematski prikazanim na slici 36, a u skladu sa standardom (propisima) **ISO 20816-1:2016(E)**, odnosno **ISO 20816-3:2020(E)**.

Prema navedenom standardu za ventilatorski sistem, pravci mjerenja vibracija su vidljivi također na slici 1:

"x" - horizontalno-okomito na os rotacije ventilatorskih sistema

"Y" - vertikalno-okomito na os rotacije ventilatorskih sistema

"z" - u pravcu osi rotacije ventilatorskih sistema

Za referentni signal brzine vrtnje, odnosno mjerenje amplitude i relativnog faznog kuta vibriranja prvog i drugog harmonika brzina vrtnje rotora ventilatorskih sistema, korištena je referentna markica postavljena na rotor (spojku) ventilatorskog sistema i fotoćelija P-84 postavljena u horizontalnom pravcu ("x").

Mjerna veličina apsolutnih vibracija kućišta ležajeva predmetnih ventilatorskih sistema je efektivna vibracijska brzina [mm/s].

Ocjena vibracijskog stanja kućišta ležajeva ventilatorskih sistema data je na osnovi već navedenog standarda **ISO 20816-3:2020(E) Tablica 2 grupa 2** za elastično temeljene agregate snage od 15 do 300 kW (referentni dokument – tablica 4).



Slika 36. Slika mjernih mjesta ventilatorskih sistema ; Izvorno autor

Mjerenje apsolutnih vibracija na kućištima ležajeva ventilatorskog sistema provedeno je na maksimalnom režimu rada ($n = 1472 \text{ min}^{-1}$), a rezultati su prikazani u tablici 2 i 3.

Rezultat mjerenja je pokazao nedozvoljeno visok nivo vibracija prema mjerodavnom standardu **ISO 20816-3:2020(E) Tablica 2 grupa 2** za elastično temeljene agregate izmjeren je na mjernim mjestima “3y” i “4y” (spada u razred „D - vibracije uzrokuju štetu“). Razlika od cca 90° u faznim kutovima između x i y osi, te visoke aksijalne vibracije sa istim faznim kutem vibriranja ukazuje na neuravnoteženost rotora ventilatora (tablica 2). Sukladno tome mjerenju pristupilo se uravnoteženju rotora na licu mjesta. Rotor je uravnotežen dodavanjem mase od 24 grama na kutu od 90° suprotno od smjera vrtnje ventilatorskog sustava. Time je postignut zadovoljavajući nivo vibracija za nesmetani rad ventilatorsog sistema (spada u razred „A“ vibracije novih strojeva – tablica 3).

Tablica 2. Vibracije prije uravnoteženja ; Izvorno autor

Postrojenje:	TE TO ZAGREB	
Objekt:	VENTILATORSKI SISTEM SVJEŽEG ZRAKA VREL. KOTLA VK3	
Tablica br.:	1	Datum: 2020-06-04
Brzina vrtnje:	1 472 min^{-1}	Opterećenje:

LEŽAJ br.	Efektivna vibracijska brzina [mm/s]								
	Suma	vibracijske komponente [Hz] - relativni fazni kut [°]							
		24.53	$\phi_{24.53}$	49.06	$\phi_{49.06}$				
1	X	2.10	1.28	250					
	Y	5.00	5.63	44					
	Z								
2	X	1.80	0.84	197					
	Y	3.20	2.64	244					
	Z								
3	X	3.22	2.43	171	1.31	304			
	Y	7.70	7.69	247					
	Z	2.00	1.16	330					
4	X	1.30	0.52	156					
	Y	7.83	7.81	241					
	Z	1.90	1.35	53					

Tablica 3. Vibracije poslije uravnoteženja ; Izvorno autor

Postrojenje:	TE TO ZAGREB	
Objekt:	VENTILATORSKI SISTEM SVJEŽEG ZRAKA VREL. KOTLA VK3	
Tablica br.:	2	Datum: 2020-06-04
Brzina vrtnje:	1 472 min^{-1}	Opterećenje:

LEŽAJ br.	Efektivna vibracijska brzina [mm/s]								
	Suma	vibracijske komponente [Hz] - relativni fazni kut [°]							
		24.53	$\phi_{24.53}$	49.06	$\phi_{49.06}$				
1	X	1.30	0.39	264					
	Y	2.28	1.72	20					
	Z								
2	X	1.90	0.49	294	0.54	291			
	Y	1.62	0.75	87	0.88	197			
	Z								
3	X	2.30	1.28	190	1.06	297			
	Y	2.20	2.05	260	0.50	99			
	Z								
4	X	1.51	1.37	287	0.64	265			
	Y	1.80	1.15	55	0.63	18			
	Z								

ISO 20816-3:2021(E)

Tablica A.2 - Vibracijska područja za strojeve grupe 2:

Srednje veliki strojevi nazivne snage iznad 15 kW i do uključivo 300 kW;
električni strojevi sa visinom osovine $160 \leq H \leq 315$ mm

Izvedba (učvršćenje)	Granice područja	Vibracijski pomak [μm] (r.m.s.)	Vibracijska brzina [mm/s] (r.m.s.)
Kruto	A/B	22	1.4
	B/C	45	2.8
	C/D	71	4.5
Elastično	A/B	37	2.3
	B/C	71	4.5
	C/D	113	7.1

2.7. Dijagnosticiranje necentričnosti spojki

Uz neravnotežu jedan od glavnih problema u vibracijama je necentričnost pogonskog i gonjenog stroja, tj njihovih spojki. Glavni razlog ove pojave je loša montaža sklopa sistema, te ljudski faktor i neznanje. Činjenica je da je necentričnost 50% od ukupnih grešaka [3].

Postoje dvije vrste necentričnosti:

- Paralelna necentričnosti
- Kutna necentričnost

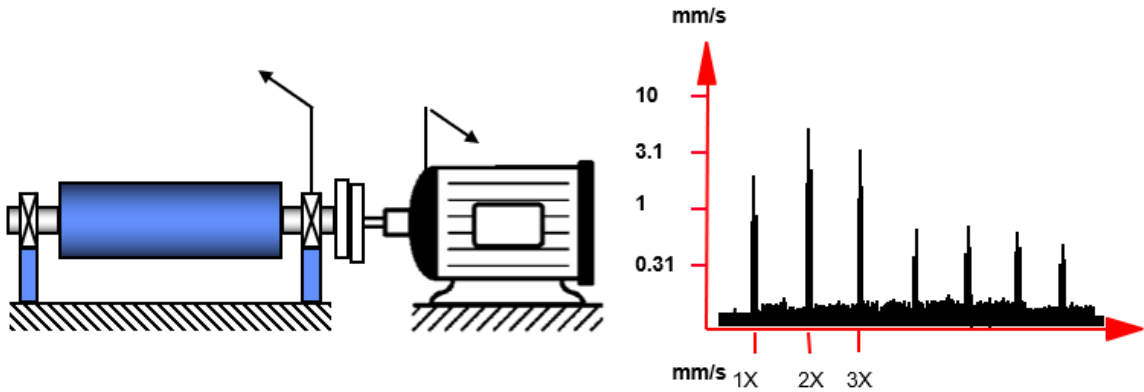
Posljedice ove greške su slične neravnoteži, oštećenje ležaja, brtvi, ali i same spojke, a to naravno ovisi o konstrukciji same spojke. Zato trebamo utjecati na najpoznatije uzroke:

- Loša montaža opreme
- Relativni položaj komponenti koje se pomiču nakon sklapanja (montaže)
- Iskrivljenje uslijed slia uzrokvoane cjevovodima (parovodima)
- Lice spojke nije paralelno sa osovinom
- Iskrivljenje uzrokovano torzijskom silom

2.7.1. Paralelna necentričnost

Najjednostavniji oblik necentričnosti, vrlo prepoznatljiva u spektru i iz faznog kuta.

- Fazni kut se razlikuje za cca. 180° na ležajevima
- Frekvencijskim spektrom dominira 2X harmonik brzine vrtnje (često i drugi prikazani)
- Uobičajno velike radijalne vibracije

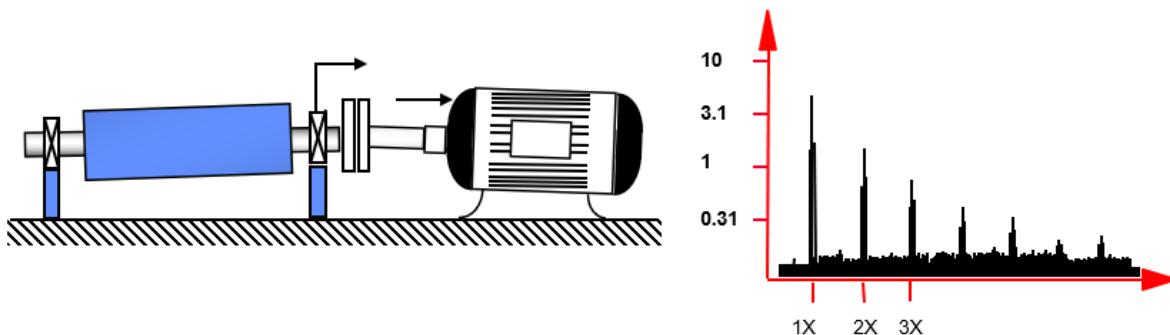


Slika 37. Shema paralelne necentričnosti sa pripadajućim frekvencijskim spektrom ; Izvorno autor

2.7.2. Kutna necentričnost

Kutna necentričnost se razlikuje od paralelne, po faznom kutu i po obliku vibracija

- Fazni kut se razlikuje za cca. 180° na ležajevima (aksijalno)
- Uglavnom aksijalne vibracije
- Frekvencijskim spektrom vladaju 1X, 2X brzine vrtnje

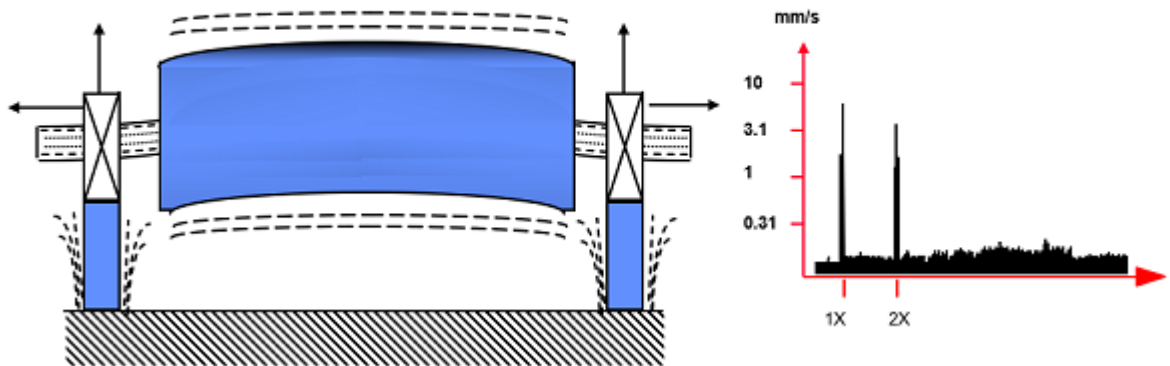


Slika 38. Shema kutne necentričnosti i pripadajućeg frekvencijskog spektra ; Izvorno autor

2.8. Savijena osovina (rotor)

Savijena osovina je česta graška uzrokovana nejednakim zagrijavanjem rotora. Lako se zamijeni sa neuravnoteženjem i necentričnošću.

- Aksijalne i radijalne vibracije visoke
- Fazni kut se razlikuje za cca. 180° na ležajevima (aksijalno)
- Fazni kut nema razlike u radijalnim vibracijama

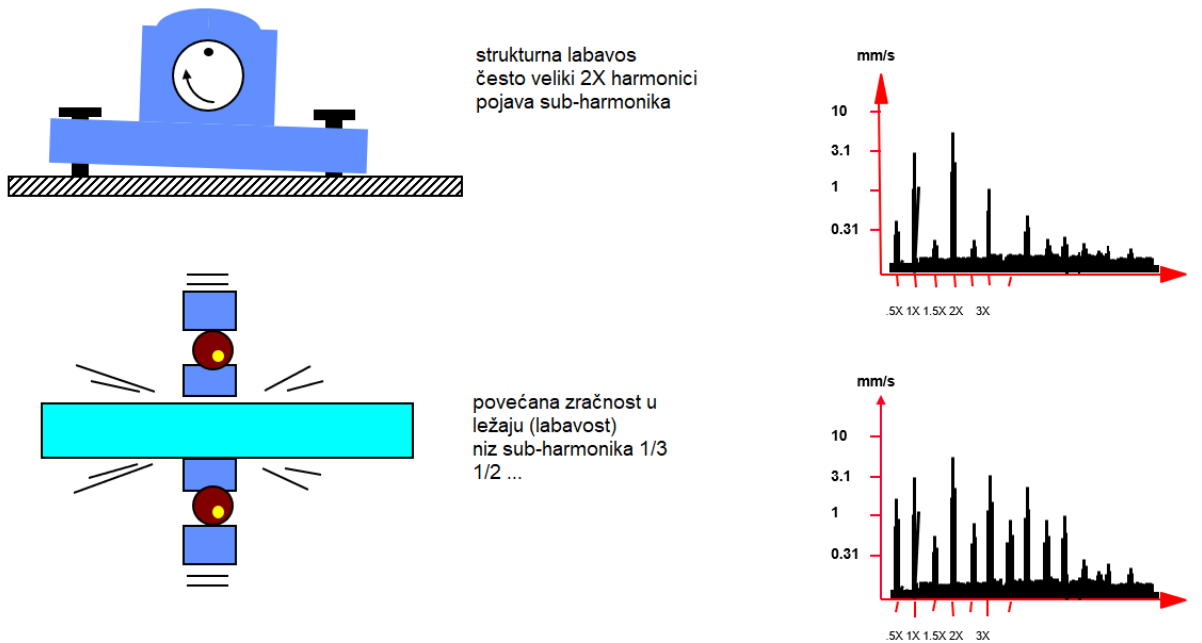


Slika 39. Savijena osovina (rotor) i pripadajući frekvencijski spektar ; Izvorno autor

2.9. Labavost

Postoje tri tipa labavosti:

- Rotirajuća labavost – uzrokovana povećanom zračnošću unutar ležaja
- Strukturna labavost ili slabost – uzrokovana nemogućnošću strukture odupiranju sila stvorenih strojem
- Ne-rotirajuća labavost – misli se na klizne ležaje koji stvaraju niz harmonika zbog nepravilne rotacije



Slika 40. Labavost i pripadajući frekvencijski spektar ; Izvorno autor

2.10. Analiza ležajeva rukavca (radijalni, klizni ležajevi)

Klizne ležajeve ili radijalne ležajeve ili ležajevi rukavca koristi široki raspon strojeva poput turbina, generatora, reduktora, kompresora. To su sve skupocijeni strojevi i u slučaju oštećenja ležaja i zasutavljanja cijelog pogona štete su u tisućama ako ne i milionima eura. Stoga postoji niz zaštita i osiguranja od oštećenja, kao što su davači vibracija, temperaturne sonde, sonde aksijalnog pomaka, sustavi od prevelike brzine vrtnje, sonde apsolutnog i relativnog istezanja i drugi sigurnosni sustavi.

Prilikom analize ležajeva rukavca koristimo pretvarače pomaka („probes“), te koristimo orbite, frekvencijski spektar, vremenski trend ako je ugrađeno kontinuirano mjerenje. I orbite i frekvencijski spektar nam mogu ukazati na greške unutar ležaja:

- Diranja
- Nestabilnost ulja
- Preveliko predopterećenje
- Neravnotežu rotora
- Necentričnost i sl.

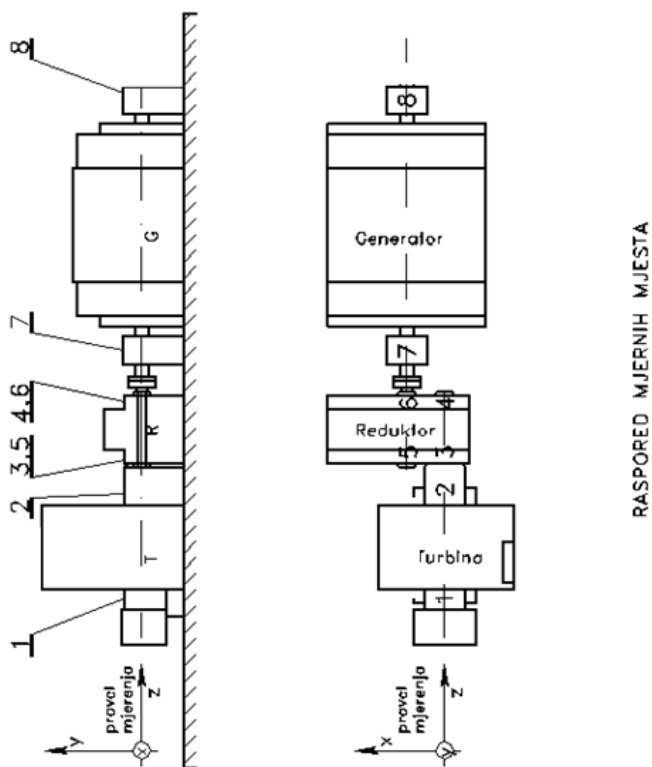
Primjerom 2 su prikazane neke od najučestalijih grešaka kod radijalnih ležaja

2.10.1. Primjer 2 analiza ležajeva rukavaca turboagregata (eksperimentalni dio)

U ovom primjeru su prikazane neke od grešaka vidljive sondama pomaka (trajno ugrađenim) i akcelerometrima postavljenim na predmetni turboagregat. Za mjerenje i analizu apsolutnih vibracija kućišta ležajeva predmetnog turboagregata upotrebljena je mjerna kartica tip USB 6211 tvrtke National Instruments i prijenosno računalo.

Za kontrolu veličina i analizu relativnih osovinskih vibracija, snimljenih sa uređaja za stalni nadzor relativnih osovinskih vibracija "BENTLY NEVADA 1900/65A, također je upotrebljena mjerna kartica tip USB 6211 tvrtke National Instruments i prijenosno računalo.

Mjerenje vibracija je izvršeno u više vremenskih termina. Mjerna veličina apsolutnih vibracija kućišta ležajeva predmetnog turboagregata je efektivna vibracijska brzina [mm/s], a mjerna veličina relativnih vibracija osovine je vibracijski pomak osovine prema kućištu ležaja i to vrijednost peak to peak [μm].



Slika 41. Shema mjernih mjesta ; Izvorno autor

Prvi start turboagregata nakon zastoja bio je neuspješan. Pri dolasku na 11000 o/min došlo je do prorade zaštite od previsokih apsolutnih vibracija na mjernom mjestu br. 1 (prednji ležajni blok). Mjerenjem je ustanovljen porast apsolutnih vibracija kućišta u oba pravca ("x" i "y") do maksimalnih vrijednosti od 21 mm/s za mjerni pravac "x" te 10 mm/s za mjerni pravac "y" (dijagrami 1 i 2).

Obzirom da se pojava vrlo visokih vibracija turbine pri startu turboagregata, te nemogućnost prolaska kroz područje kritičnih brzina vrtnje, događa svaki puta nakon nešto dužeg zastoja rotora, za pretpostaviti je da dolazi do progiba rotora turbine uslijed stajanja u fazi hlađenja.

Nakon zaustavljanja turboagregata pristupilo se drugom startu turboagregata, te je ovaj puta turboagregat prošao područje kritičnih brzina vrtnje bez prorade zaštite, iako su apsolutne vibracije kućišta prednjeg ležaja turbine kratkotrajno dostigle vrijednost u mjernom pravcu "x" od 13 mm/s.

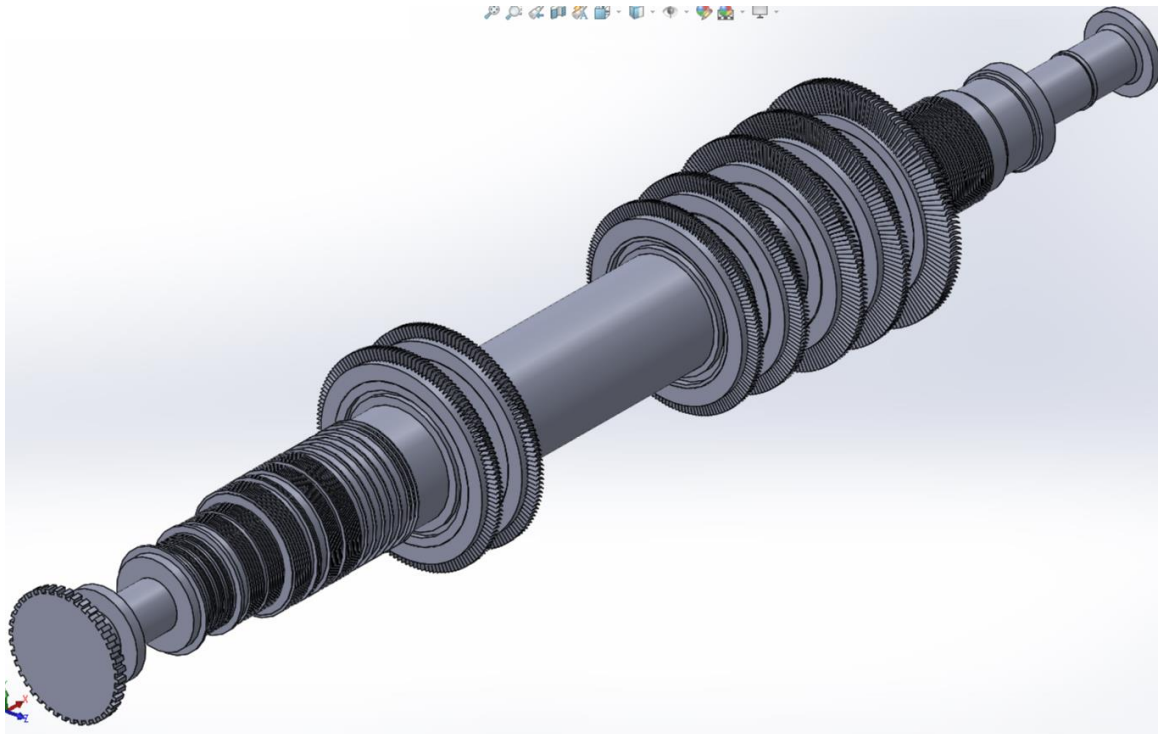
Tijekom opterećenja turboagregata (dijagrami od 3 do 5) te tijekom rada turboagregata pri opterećenju od 2,7MW, izmjereni nivoi apsolutnih vibracija kućišta svih ležajeva turbine u oba poprečna pravca mjerenja (pravci "x" i "y") nalaze se u području **"B" (UPOTREBLJIVO)** standarda o dozvoljenim nivoima apsolutnih vibracija kućišta ležajeva turbostrojeva **ISO 20816-3** (referentni dokumenti), sa povremenim povišenjem nivoa vibracija koje ulazi u područje **"C" (LOŠE ZA DUGOTRAJAN RAD)**.

Nivoi relativnih vibracija osovine turbine nalaze se u području **"A" (DOBRO)** standarda o dozvoljenim nivoima relativnih vibracija osovine velikih parnih turboagregata **ISO 20816-3** (referentni dokumenti).

Kod veće promjene opterećenja turboagregata (procedura propuhivanje kotla) dolazi do većih promjena vibracionog stanja, promjena veličine prvog reda vibracija te promjena faznog kuta. Neposredno nakon ispada turboagregata iz pogona dolazi do naglog porasta brzine vrtnje rotora turbine, što uzrokuje porast apsolutnih vibracija kućišta ležajeva turbine te porasta relativnih vibracija osovine turbine. Izmjereni nivo vibracija je vrlo visok i može uzrokovati ozbiljna oštećenja na turboagregatu (dijagrami 6 i 7). Na dijagramu 8 je vidljiva promjena faznog kuta za 180 stupnjeva (treća kritična brzina vibriranja na tom broju okretaja 12 500).

Ovdje vrijedi ukazati i na pojavu visokih osovinskih vibracija pri prolazu brzine vrtnje rotora turbine kroz 4000 o/min, a što odgovara prolazu kroz prvu kritičnu brzinu vrtnje rotora prema nuli. Na dijagramu 1 vidimo da je pri startu prolaz na 4000 o/min bio znatno nižih vibracija, što ukazuje da je u cca 10 minuta rotacije rotora, došlo do dodira rotora u brtve i njegovog progiba zbog zagrijavanja. Daljnom analizom vibracije utvrđen je dinamička neravnoteža rotora.

Na osnovu dostupne dokumentacije izrađen je 3D model rotora turbine, te je na osnovu modela rotora izrađen proračun kritičnih brzina vrtnje rotora turbine.



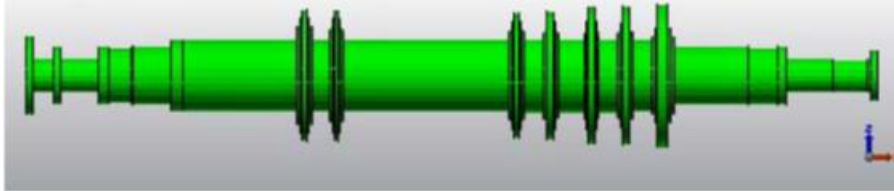
Slika 42. 3D model rotora predmentne turbine ; Izvorno autor

Za izračunavanje kritičnih brzina vrtnje rotora korišten je program "Autodesk Simulation Multiphysics 2013". Model rotora je modeliran brick konačnim elementima. Uzevši u obzir proračun kritičnih brzina vrtnje rotora turbine, tvorničko uravnotežavanje rotora turbine nije provedeno sukladno pravilima struke. Obzirom da rotor turbine radi vrlo blizu treće kritične brzine vrtnje, isti nije dovoljno uravnotežiti na malom broju okretaja, stoga bi zaključak bio da je potrebno uravnoteživanje izvršiti na nazivnom broju okretaja rotora turbine.

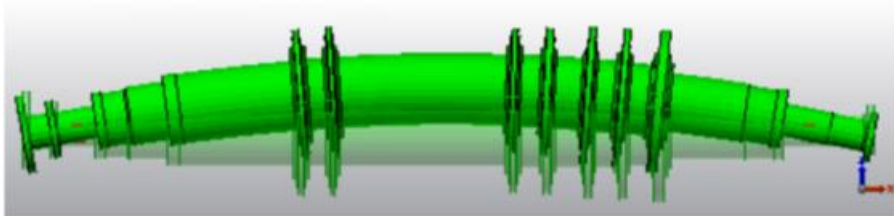
Mjerenjem je utvrđeno da povremeno tijekom rada turboagregata dolazi do dodira rotorskih o statorske dijelove. Iz samih mjerenja nije moguće točno zaključiti u kom dijelu

turbine dolazi do dodira, ali na osnovu izmjerenih vibracijskih signala možemo reći da se radi o dodiru rotora turbine i statorskih elemenata na većem broju mjesta (labirintne brtve, međustupanjske brtve...).

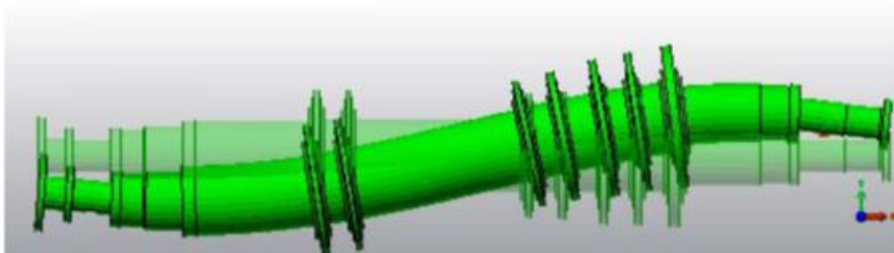
Model za izračunavanje ja na slici 1. Izračunati oblici vibriranja do 300 Hz su na slikama 2 do 4



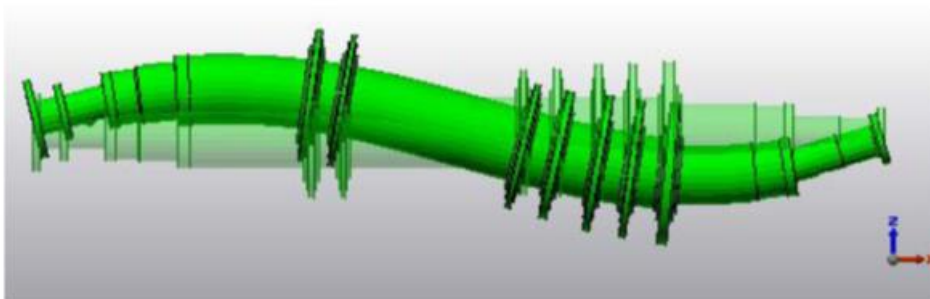
Slika 1: Model rotora



Slika 2: Oblik vibriranja rotora za prvu kritičnu brzinu vrtnje u vertikalnoj ravni s frekvencijom $f = 67 \text{ Hz} = 4020 \text{ o/min}$

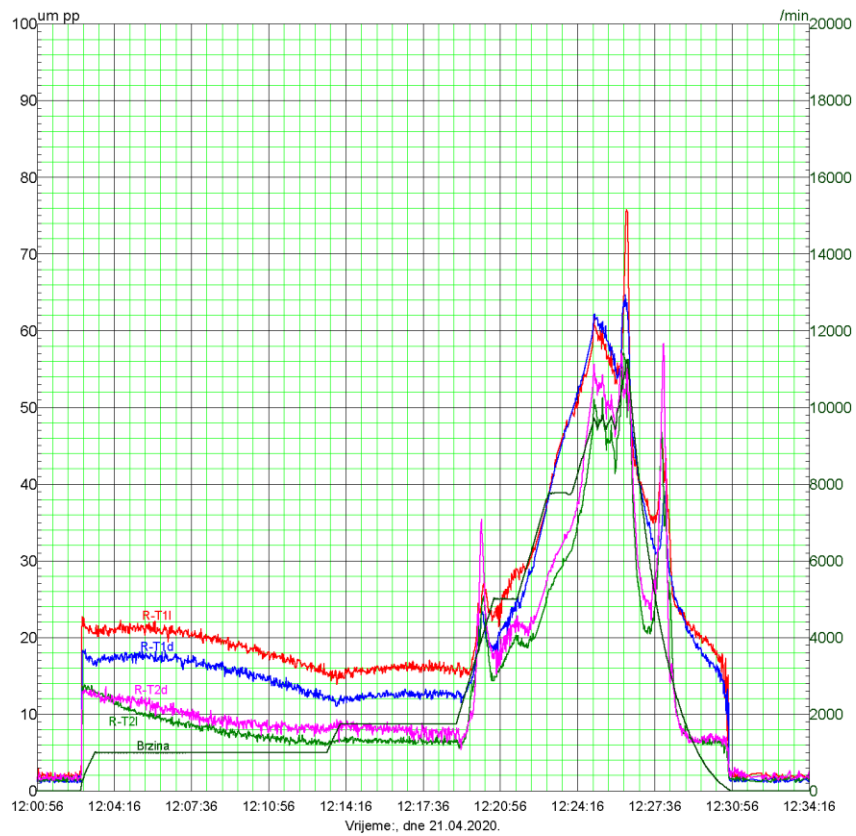


Slika 3: Oblik vibriranja rotora za drugu kritičnu brzinu vrtnje u horizontalnoj ravni s frekvencijom $f = 175 \text{ Hz} = 10500 \text{ o/min}$

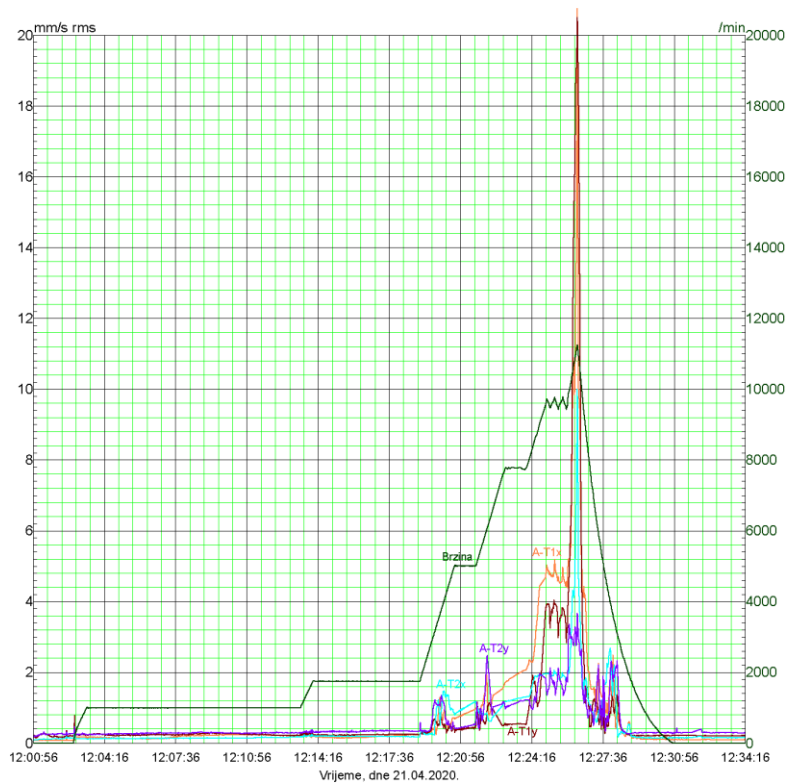


Slika 4: Oblik vibriranja rotora za treću kritičnu brzinu vrtnje u vertikalnoj ravni s frekvencijom $f = 218 \text{ Hz} = 13080 \text{ o/min}$

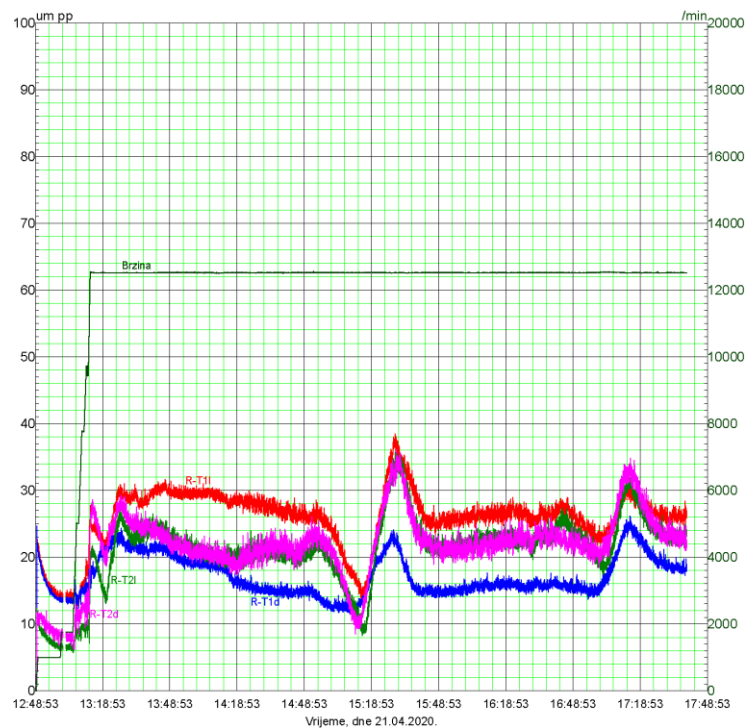
Slika 43. Oblik vibriranja rotora turbine ; Izvorno autor



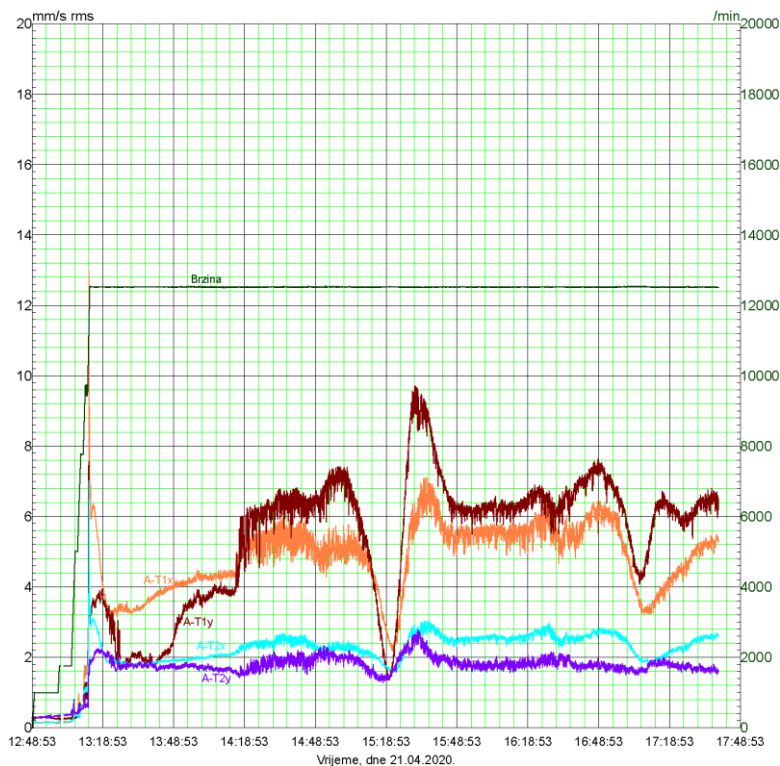
Dijagram 1. Relativne vibracije prilikom prvog starta turboagregata ; Izvorno autor



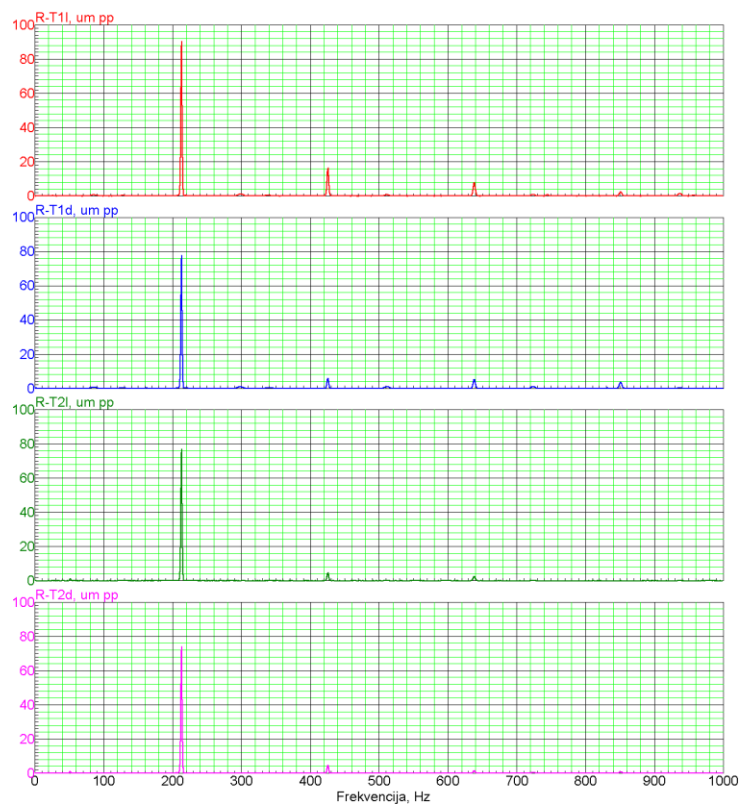
Dijagram 2. Apsolutne vibracije kućišta prilikom prvog starta turboagregata ; Izvorno autor



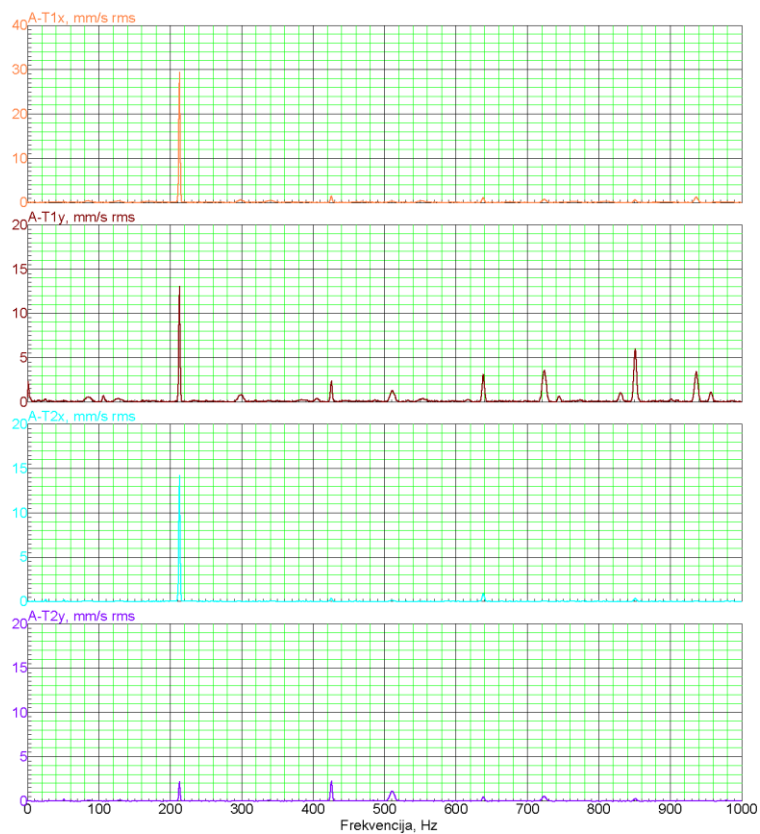
Dijagram 3. Drugi start turboagregata relative vibracije, opterećenje i propuhivanje ;
Izvorno autor



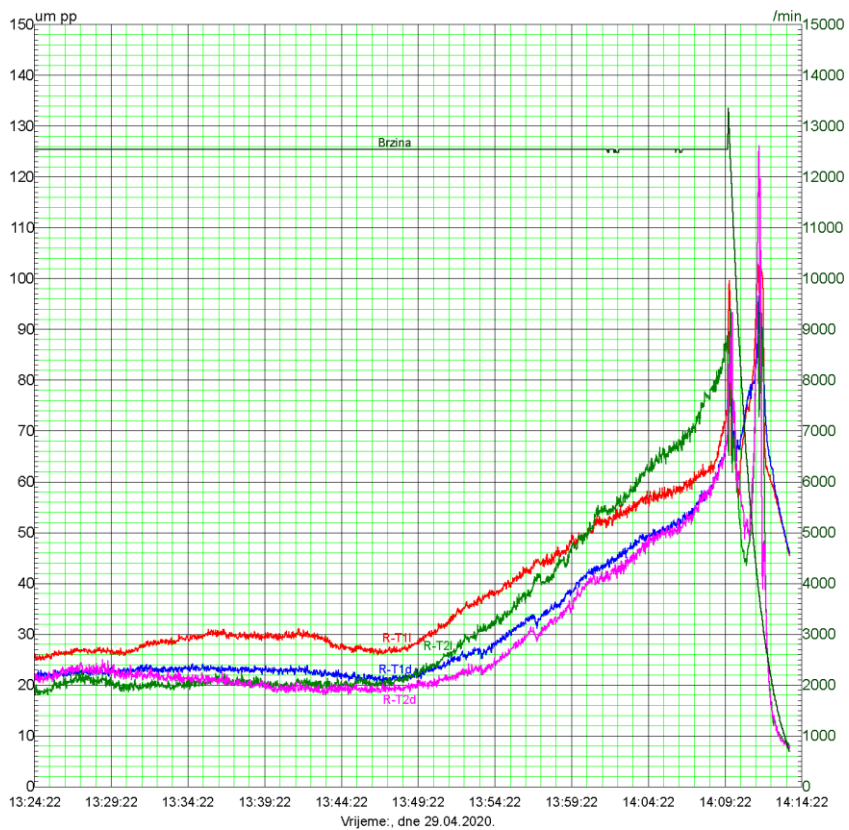
Dijagram 4. Drugi start turboagregata apsolutne vibracije, opterećenje i propuhivanje ;
Izvorno autor



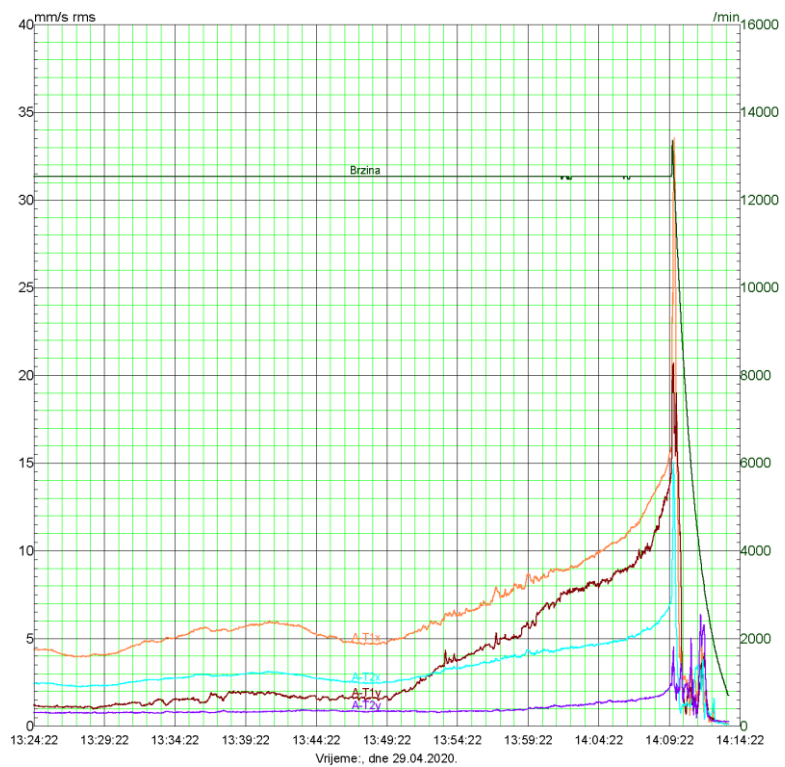
Dijagram 5. FFT - relativne vibracije ; Izvorno autor



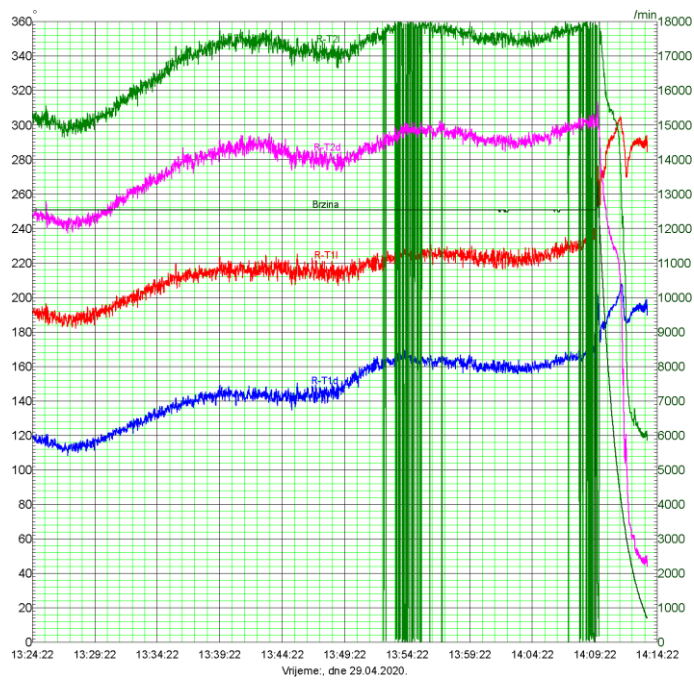
Dijagram 6. FFT - apsolutne vibracije ; Izvorno autor



Dijagram 7. Relativne vibracije prilikom ispada turboagregata iz rada ; Izvorno autor



Dijagram 8. Apsolutne vibracije prilikom ispada turboagregata iz rada ; Izvorno autor



Dijagram 9. Promjena faznog kuta prilikom ispada ; Izvorno autor

3. Eksperimentalni dio - modernizacija sustava zaštite

Sustavi zaštite su prva mjera osiguranja i alarmiranja prilikom promjene karakteristika u nekom praćenom sistemu. Današni sustavi zaštite su uglavnom svi elektroničkog ili digitalnog oblika, u PLC-u ili nekoj drugoj upravljačkoj jedinici. Sustavi zaštita mogu se odnositi na razne pojedinačne komponente ili na cjelokupni sustav. Neki od najzastupljenijih sustava su sustavi za mjerenja vibracija, te aksijalnog pomaka i slično poput „Bently Nevada 3500“, „Schenk“, „Bruel & Kjaer“ - sustava za kontinuirano mjerenje, „Woodward“ ili „Epro“ - sustav zaštita od prevelike brzine vrtnje. Sustav za zaštitu se pokreće, to jest aktivira, samo pri prekoračenju unaprijed određenih graničnih vrijednosti za bilo koju od veličina koju on nadzire, i u takvom slučaju bez odlaganja naglo zatvara sve ventile u dovodnim i nekim odvodnim provodima turbine. Tako se turbina na najbrži mogući način zaustavlja. Takav način zaustavljanja zovemo izvršenje [5].

Još uvijek postoje mehanički sustavi koji služe kao sustavi zaštita u ovom slučaju govoreći od prevelike brzine vrtnje. To je jedna od najvažnijih zaštita skupocijenih strojeva poput turbina, kompresora i generatora. Jer njihova centrifugalna sila kvadratno raste sa povećanjem brzine, a ukoliko je nominalna brzina osovine turbine ili kompresora blizu kritične brzine vrtnje vrlo lako može doći do katastrofalnih posljedica i havarije. Stoga je iznimno bitno imati ispravnu zaštitu od prevelike brzine vrtnje.

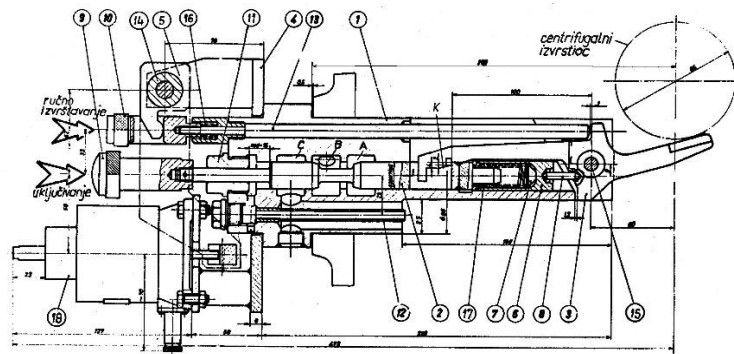
U prošlosti se koristila isključivo mehanička zaštita koja je služila kao poluga (tkz. Uređaj za izvrštavanje – UIZ, sustav za izvrštavanje osmišljen u Jugoturbini), današnji sustavi zaštite od prevelike brzine funkcioniraju na bazi signala od beskontaktnih sondi ali je funkcija identična.



Slika 44. "Bently Nevada" 3500 - sustav zaštite strojeva od vibracija ; Izvorno autor

3.1. Stari sustava zaštite od prevelike brzine vrtnje „UIZ“

„UIZ“ je uređaj koji ima funkciju prekidanja dotoka ulja prema potrošačima (u slučaju turbine: ventil sježe pare, servomotori za upravljanje ventilima i dr.) i rasterećivanja istih. UIZ se sastojao od centrifugalnog izvrstioca i samog uređaja za izvrštavanje. Centrifugalni izvrstilac, zapravo njegov prsten, u trenutku izvrštanja uslijed nedozvoljenog povećanja brzine vrtnje iskače iz svog centričnog položaja na rotoru turbine, i udara u desni krak kutne poluge koja zaustavlja protok ulja i otvara drenažu iz servomotora i BZV-a[5].

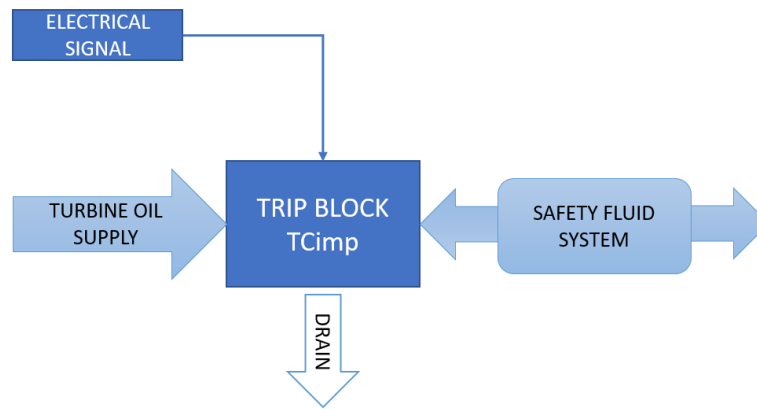


Slika 45. UIZ - sklopni nacrt [5]

3.2. TRIP BLOCK (TB) – opis novog sustava zaštite

Glavna funkcija TCimpa je zaustaviti dovod ulja zaštitnim komponentama u slučaju aktiviranja sustava zaštite turbine i istovremeno ispuštanje ulja iz cjevovoda (spoj od „trip blocka“ do potrošača (sigurnosni ventili sustava zaštite)). U slučaju aktivacije jednog od 3 kanala zaštitnog sustava, bilo zbog greške u mjerenju, kvara zaštitnih uređaja ili kvara „trip blocka“, javlja se alarm ali ne i aktiviranje (turbina ostaje u pogonu). Na „trip blocku“ ugrađena su četiri tlačne sklopke preko kojih se prati njegovo stanje. Tlačne sklopke spojene su na regulator turbine.

Sigurnosni uređaji koji se ugrađuju u elektrane ili postrojenja u kojima je eksplozivna zona moraju imati svoj sigurnosni faktor. Kako bi dobili odgovarajuće certifikate i prošli sve sigurnosne testove morali smo zadovoljiti „SIL3“ (Safety Integrity Level) stupanj sigurnosti. Vrlo striktna pravila prilikom kupovine materijala, izrade pozicija, dokumentacije pri proizvodnji, tvorničkih nacrti i dr.

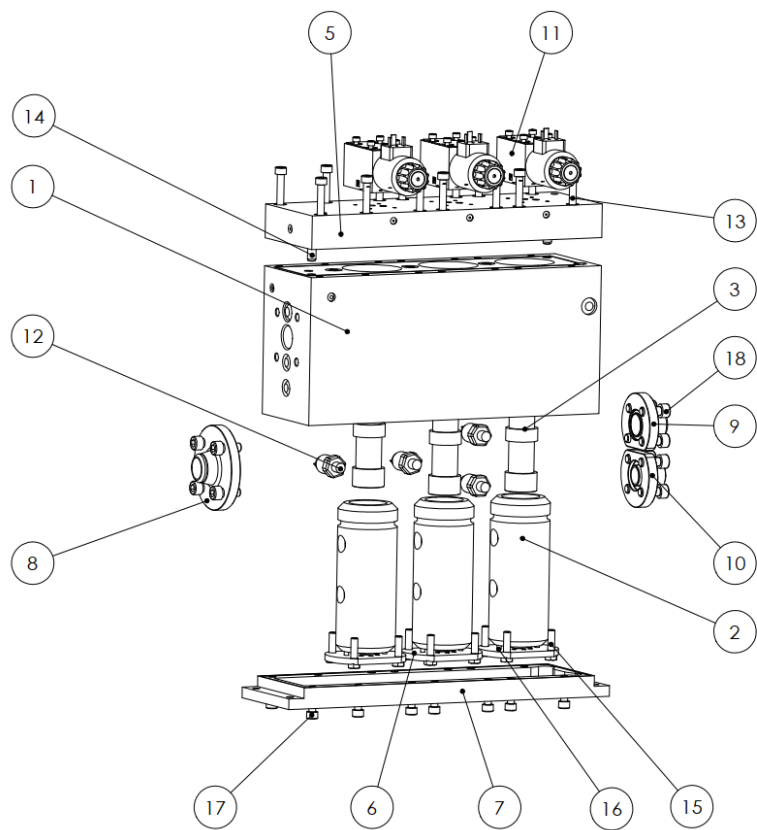


Slika 46. Shema rada "trip blocka" ; Izvorno autor

TB ima dva moda rada:

- ON – tlak dovedenog ulja ispred TB jednak izlaznom tlaku
- OFF – izlazni tlak 0

TB se sastoji od niza komponenti koje samo sami dizajnirali i proizveli.



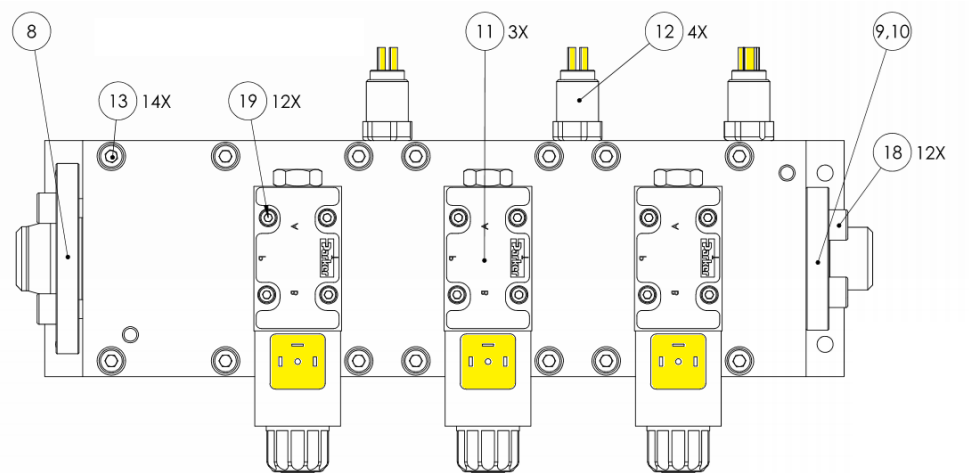
Slika 47. Sklopni nacrt "trip blocka" ; Izvorno autor

TB se sastoji od raznih komponenti (Slika. 47):

- Kućište - pozicija 1 - 1 kom
- Košuljica razvodnika - pozicija 2 - 3 kom
- Razvodnik - pozicija 3 - 3 kom
- Opruga - pozicija 4 - 3 kom
- Poklopac kućišta - pozicija 5 - 1 kom
- Podnožje košuljice razvodnika - pozicija 6 - 3 kom
- Podnožje kućišta - pozicija 7 - 1 kom
- Prirubnica - ulaz - pozicija 8 - 1 kom
- Prirubnica - nula - pozicija 9 - 1 kom
- Prirubnica – radno ulje - pozicija 10 - 1 kom
- Parker elektromagnetni ventil - pozicija 11 - 3 kom
- Wika tlačna sklopka - pozicija 12 - 4 kom
- Bolt M8 DIN 912 - pozicija 13 - 14 kom
- Zatik DIN EN ISO 8735 - pozicija 14 - 2 kom
- Vijak M8 DIN EN 24015 - pozicija 15 - 12 kom
- Vijak M5 DIN EN ISO 7046-1 - pozicija 16 - 6 kom
- Vijak M8 DIN 912 - pozicija 17 - 14 kom
- Vijak M10 DIN 912 - pozicija 18 - 12 kom
- Vijak M5 DIN 912 - pozicija 19 - 12 kom
- O-prsten Ø5x60 - pozicija 20 - 6 kom
- O-prsten Ø3x22 - pozicija 21 - 1 kom
- O-prsten Ø5x41 - pozicija 22 - 1 kom
- O-prsten Ø5x24,1 - pozicija 23 - 1 kom
- O-prsten Ø3x28 - pozicija 24 - 1 kom
- Clingerite TG/P (AF-OIL) - pozicija 25 - 1 kom

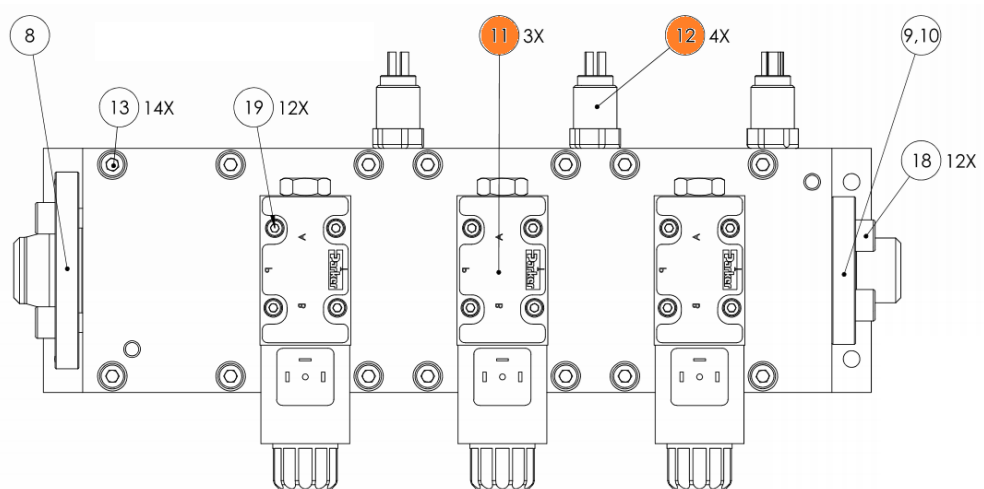
Prvi od testova provedenih je test izdržljivosti komponenti. Nakon 12 000 odrađenih ciklusa testiranja (okvirno 32 godine), TB se demontirao i pregledavao na oštećenja. Nije bilo nikakvih indikacija na razvodnicima (pozicija 3 na slici 46) ni košuljicama razvodnicima (pozicija 2 na slici 46). Proces rastavljanja (demontaže) je podeljen po sljedećim koracima:

- **Korak 1** – Uklanjanje konektora s pozicija 11 i 12 – označeno žutom bojom



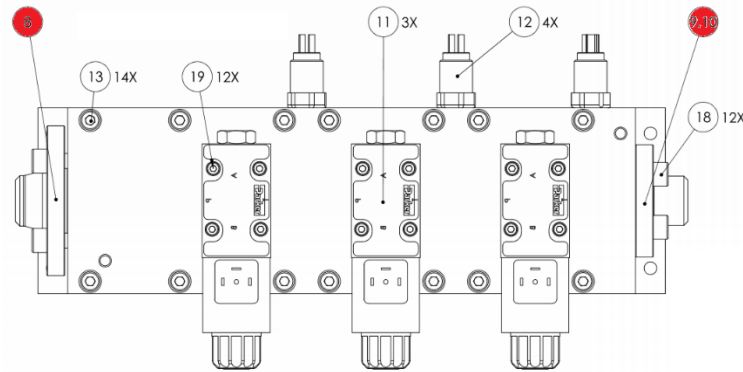
Slika 48. Korak 1 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor

- **Korak 2** – Uklanjanje pozicija 11 i 12 (elektromagnetni ventili i tlačne sklopke) – označeno narančastom bojom



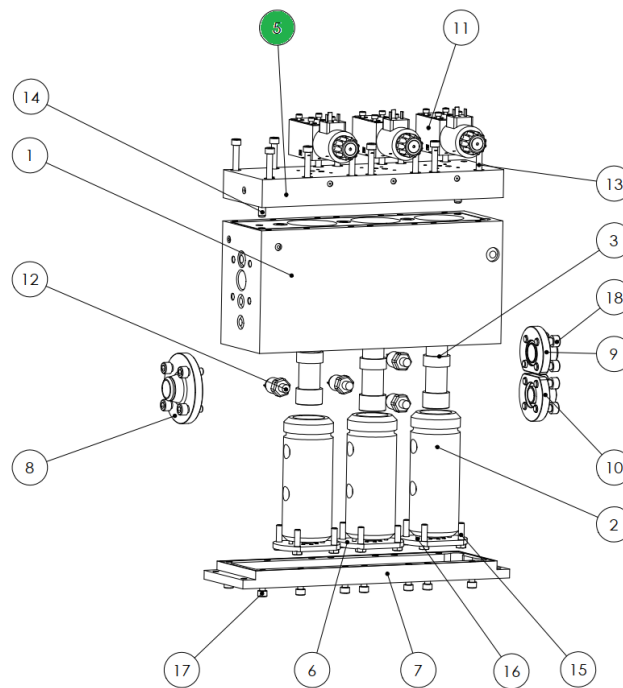
Slika 49. Korak 2 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor

- **Korak 3** – Uklanjanje pozicija 8, 9 i 10 (prirubnice) – označeno crvenom bojom



Slika 50. Korak 3 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor

- **Korak 4** – Uklanjanje pozicije 5 (Poklopac kućišta) – označeno zelenom bojom



Slika 51. Korak 4 prilikom rastavljanja ; Izvorno autor

- **Korak 5** – Uklanjanje pozicije 3 (Razvodnika – 3 kom) – vidljiv na slici iznad

Zatim je uslijedio proces dokumentacije, te pripremanje svih dimenzijskih protokola, završnih izvještaja, sekvence testiranja. Dugotrajan i opširan proces zadovoljavanja svih kriterija postavljenih od strane ispitivačke kuće kako bi utvrdili sigurnosni nivo ispitivane opreme. Detaljna analiza svih mogućih rizika i grešaka provedena je kroz niz dokumentacije vidljive ispod teksta.

TS.100.532-1_TCimp_CON_v0.1.doc	12.10.2021. 9:02	Microsoft Word 9...	2.844 KB	TS.100.532-6_TCimp_RWP_v0.2.doc	4.11.2021. 11:37	Microsoft Word 9...	543 KB
TS.100.532-1_TCimp_CON_v0.2.doc	11.1.2022. 9:15	Microsoft Word 9...	3.232 KB	TS.100.532-7_TCimp_CMP_v0.1.doc	11.1.2022. 9:34	Microsoft Word 9...	425 KB
TS.100.532-1_TCimp_CON_v0.3.doc	4.2.2022. 14:01	Microsoft Word 9...	3.470 KB	TS.100.532-8_TCimp_RHA_v0.1.doc	11.10.2021. 12:11	Microsoft Word 9...	2.890 KB
TS.100.532-1_TCimp_CON_v0.4.doc	9.2.2022. 8:12	Microsoft Word 9...	3.581 KB	TS.100.532-9_TCimp_RHA_v0.2.doc	5.11.2021. 12:57	Microsoft Word 9...	2.991 KB
TS.100.532-1_TCimp_CON_v0.5.doc	17.2.2022. 8:59	Microsoft Word 9...	3.193 KB	TS.100.532-9_TCimp_RTP_v0.1.doc	2.11.2021. 9:04	Microsoft Word 9...	12.019 KB
TS.100.532-1_TCimp_CON_v0.6.doc	17.2.2022. 8:58	Microsoft Word 9...	3.579 KB	TS.100.532-9_TCimp_RTP_v0.2.doc	4.11.2021. 11:38	Microsoft Word 9...	12.019 KB
TS.100.532-2_TCimp_VVP_v0.2.doc	4.11.2021. 9:09	Microsoft Word 9...	756 KB	TS.100.532-9_TCimp_RTP_v0.3.doc	14.2.2022. 9:33	Microsoft Word 9...	12.462 KB
TS.100.532-3_TCimp_MP_v0.1.doc	30.9.2021. 7:08	Microsoft Word 9...	1.079 KB	TS.100.532-10_TCimp_UM_v0.1.doc	4.11.2021. 12:32	Microsoft Word 9...	1.188 KB
TS.100.532-3_TCimp_MP_v0.2.doc	4.11.2021. 9:00	Microsoft Word 9...	1.080 KB	TS.100.532-10_TCimp_UM_v0.2.doc	5.11.2021. 12:20	Microsoft Word 9...	1.188 KB
TS.100.532-3_TCimp_MP_v0.3.doc	18.2.2022. 12:02	Microsoft Word 9...	1.089 KB	TS.100.532-10_TCimp_UM_v0.4.doc	9.2.2022. 8:12	Microsoft Word 9...	1.190 KB
TS.100.532-4_TCimp_DP_v0.1.doc	11.10.2021. 14:43	Microsoft Word 9...	437 KB	TS.100.532-11_TCimp_ATS(iled).PDF	4.2.2022. 15:06	PDF File	488 KB
TS.100.532-4_TCimp_DP_v0.2.doc	4.11.2021. 11:37	Microsoft Word 9...	474 KB	TS.100.532-11_TCimp_ATS_v0.1.doc	4.11.2021. 11:11	Microsoft Word D...	23 KB
TS.100.532-4_TCimp_DP_v0.3.doc	5.11.2021. 12:10	Microsoft Word 9...	474 KB	TS.100.532-11_TCimp_ML_v0.1.doc	3.2.2022. 21:59	Microsoft Word 9...	441 KB
TS.100.532-4_TCimp_DP_v0.4.doc	1.2.2022. 15:02	Microsoft Word 9...	474 KB	TS.100.532-12_TCimp_MAINTENANCE_PLAN_v0.1.doc	4.2.2022. 12:13	Microsoft Word 9...	1.441 KB
TS.100.532-4_TCimp_DP_v0.5.doc	4.2.2022. 11:11	Microsoft Word 9...	479 KB	TS.100.532-12_TCimp_TP(iled).pdf	4.2.2022. 13:47	PDF File	341 KB
TS.100.532-5_TCimp_OP_v0.1.doc	11.10.2021. 14:43	Microsoft Word 9...	1.017 KB	TS.100.532-12_TCimp_TP_v0.1.doc	3.2.2022. 14:12	Microsoft Word D...	49 KB
TS.100.532-5_TCimp_OP_v0.2.doc	4.11.2021. 12:09	Microsoft Word 9...	1.027 KB	TS.100.532-12_TCimp_TP_v0.2.doc	18.2.2022. 15:06	Microsoft Word D...	55 KB
TS.100.532-5_TCimp_OP_v0.3.doc	7.2.2022. 11:51	Microsoft Word 9...	1.030 KB	User manual.doc	4.11.2021. 13:57	Microsoft Word 9...	1.185 KB
				User manual.pdf	4.11.2021. 13:56	PDF File	1.019 KB

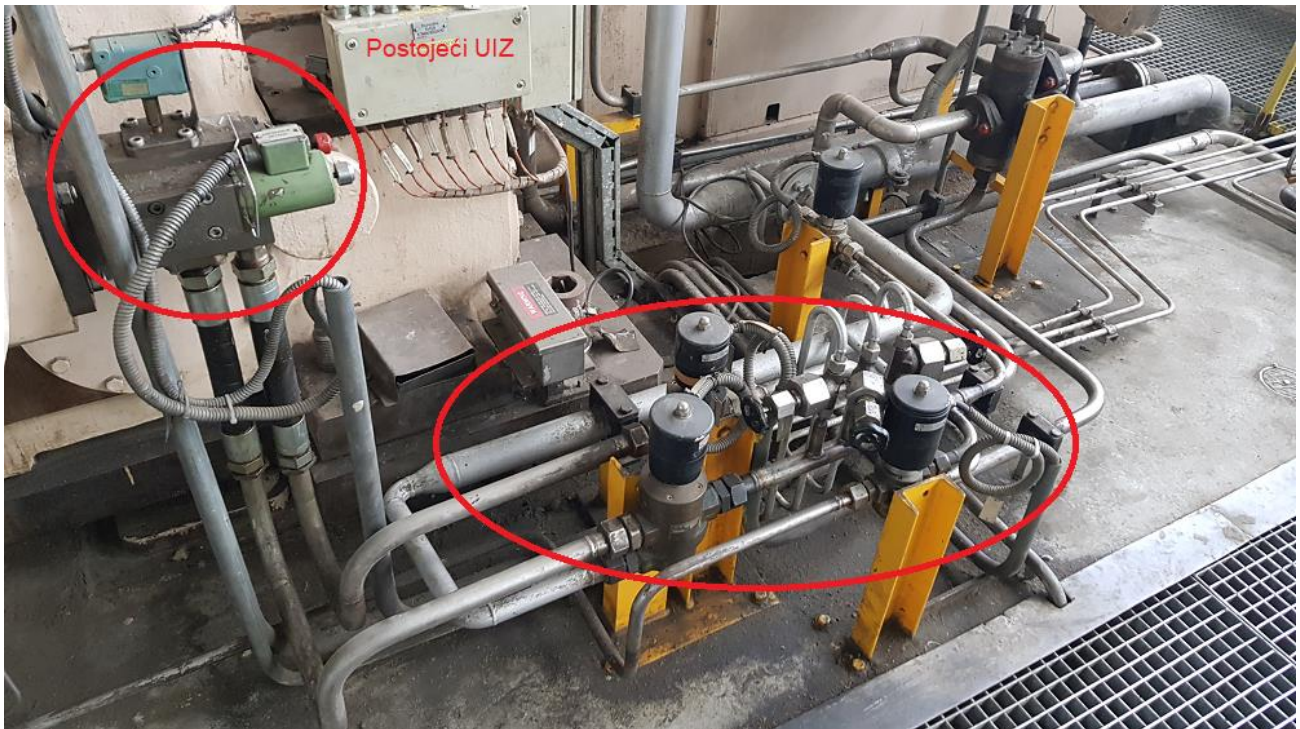
Slika 52. Dio popisa dokumentacije ; Izvorno autor

Hazard ID	Hazard caused domain	Hazard description	Hazard Cause	Hazard Consequence	Mitigation ID	Reduction of hazard (mitigation)
TCimp-001	Accessibility for maintenance	Solenoid valve fault	Human error	TCimp will not react in the case of turbine protection activation Turbine availability reduced	TCimp-001-01	TCimp-001-01: Activities related to solenoid valve shall be performed on Installation and Maintenance manuals and solenoid valve's data sheet.
	Documentation				TCimp-001-02	TCimp-001-02: All staff shall pass the training before it can interact with solenoid valve and TCimp.
	Human factors				TCimp-001-03	TCimp-001-03: Site validation shall be performed after installation is finished.
	Manuals					
	Training					
	Installation		Dirty or metal shaving build up		TCimp-001-04	TCimp-001-04: Proper oil filters installation during the turbine revision or rehaul.
	HW malfunction		Spool malfunction	TCimp will be falsely tripped Turbine availability reduced	TCimp-001-05	TCimp-001-05: Each TCimp will use three solenoid valves (redundant logic) in case of false activation
TCimp-002	Loss of power	Loss of solenoid valve power	Power supply fault	TCimp will be falsely tripped Turbine availability reduced	TCimp-002-01	TCimp-002-01: Feedback from relay will give us information about the loss of power.
	Wire break				TCimp-002-02	TCimp-002-02: Proper wiring
TCimp-003	Accessibility for maintenance	Irregular solenoid valve wiring	Human error	TCimp will not work regularly Turbine availability reduced	TCimp-003-01	TCimp-003-01: I&V activities related to solenoid valve shall be performed on Installation and Maintenance manuals and solenoid valve's data sheet.
	Documentation				TCimp-003-02	TCimp-003-02: All staff shall pass the training before it can interact with solenoid valve and TCimp.
	Human factors				TCimp-003-03	TCimp-003-03: Site validation shall be performed after installation is finished.
	Manuals					
	Installation					

Slika 53. RHA (Risk and Hazardus) - tablica rizika i postupaka smanjenja rizika ; Izvorno autor

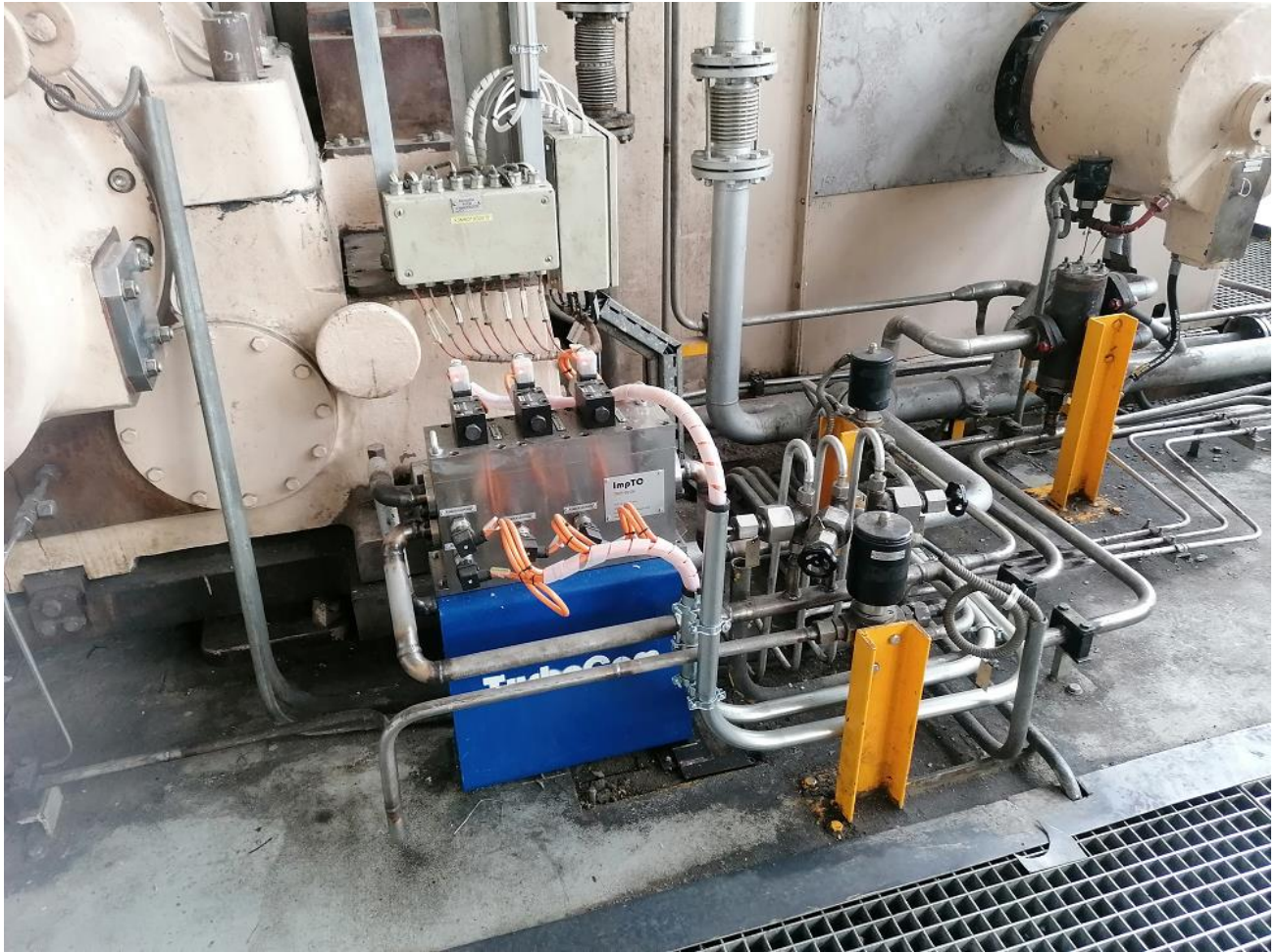
3.3. Implementacija novog sustava zaštite

Nakon dobivenog zelenog svijetla od ispitivačke kuće („SIL3“ certifikata) krenuli smo u implementaciju našega uređaja u postojeći sustav. Kao referencu ću koristiti kombiniranu termo-toplanu u Zagrebu. Implementacije sustava je izvršena na bloku K 66 MW. To je turbina novije generacije koju je oko 2000 godine proizveo i montirao Alstom. Ona je imala ugrađeni uređaj za izvrštavanje koji je radio na principu centrifugalnih sila, te je iz sigurnosti zamjenjen novijim sofisticiranijim i sigurnijim uređajem. Kako je funkcija starog i novog uređaja približno identična, morali smo prilagoditi postojeći uljovod novo ugrađenim pozicijama.



Slika 54. Slika starog "UIZ-a" i postojećeg uljovoda ; Izvorno autor

Nakon odrađenih bravarskih poslova i demontaže stare opreme koja se više neće koristiti, krenuli smo u montažu TB i preinaka na uljovodu te ugradnji hidrauličke sklopke koja u radu propušta dotok ulja do „VOITH“ elektrohidrauličkih pretvarača za upravljanje servomotorima.



Slika 55. Novougrađeni "TRIP BLOCK" sa preradom uljovoda ; Izvorno autor

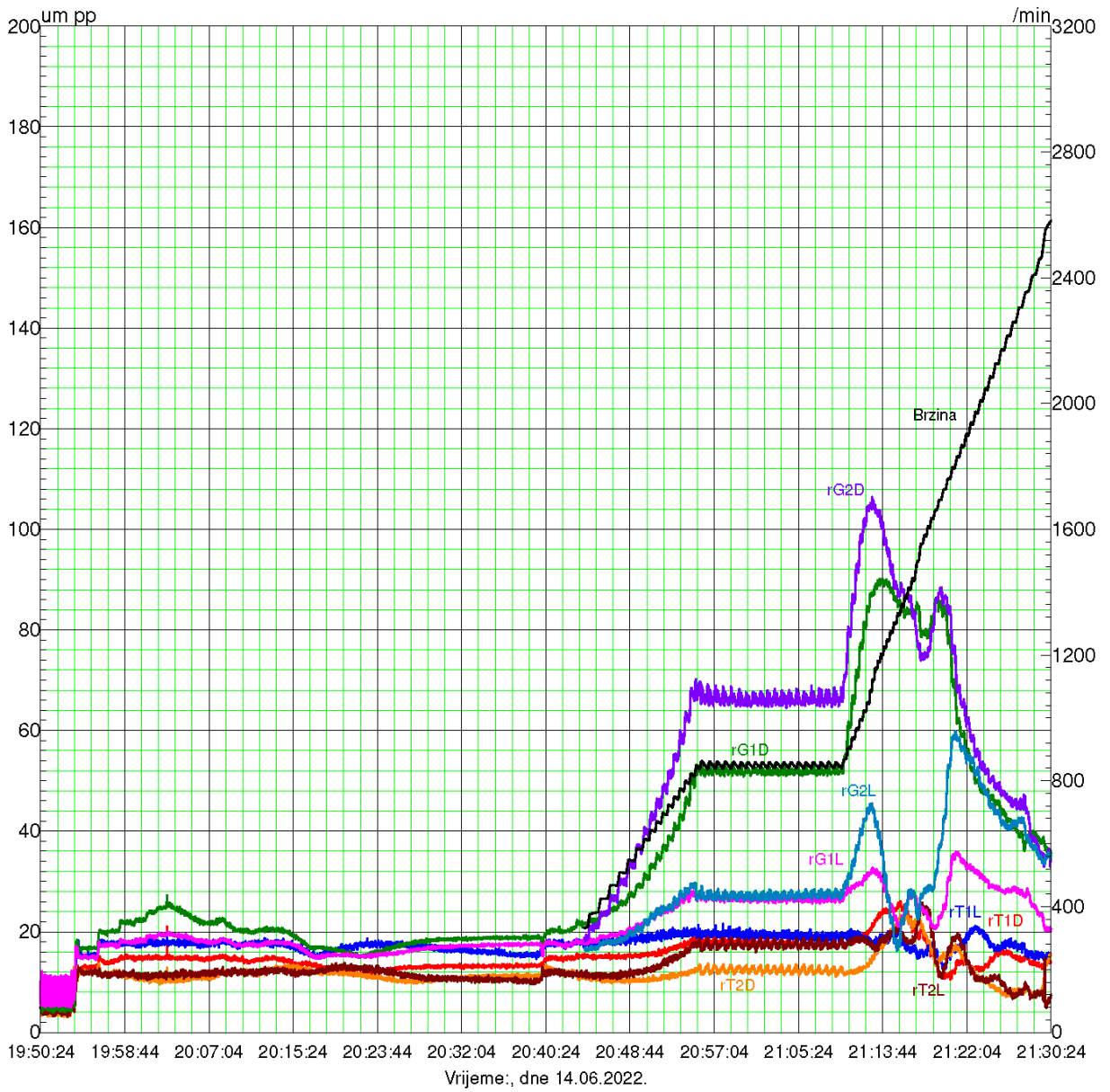
Nakon implementacije novoga sustava, turboagregat je pokrenut i dosegao je nominalnu brzinu vrtnje bez ikakvih komplikacija. Sustav zaštite je podešen da se aktivira kada turbina pređe 150 okretaja od nominalne brzine (3000 okretaja u minuti), to se još zove „overspeed“ zaštita. Zaštita od prevelike brzine vrtnje je uredno odradila te je potpisan zapisnik o odradenom poslu.

4. Analiza rezultata

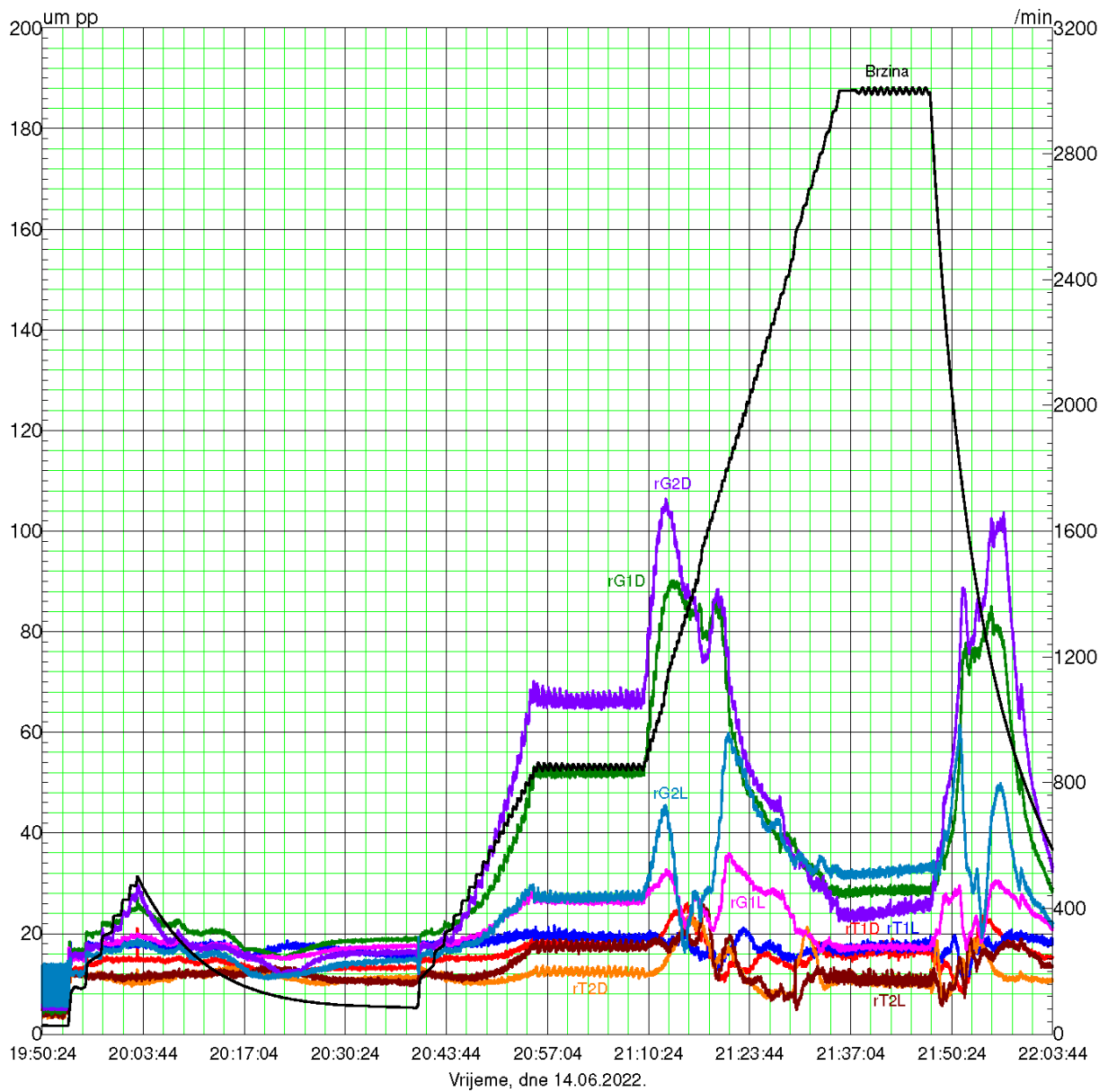
Implementacijom novoga sustava zaštite razina sigurnosti je okarakterizirana kao level 3 – Safety integrity level 3. Razina sigurnosnog integriteta (ili na eng. SIL) bazira se na vrijednosti smanjenja rizika povezanog sa uređajem. Različiti leveli sigurnosti ovise o funkciji uređaja, samom okruženju u kojem radi, broju sklopova na koji utječe. Njegova funkcionalna sigurnost je odobrena od strane europskog standarda za funkcionalnu sigurnost uređaja IEC 61508-1:2010 i IEC 61508-2:2010, također zadovoljavajući VDE 2180-4:2010 standard propisan od strane američke vlade. To znači da su zadovoljeni svi uvjeti od testiranja, ispunjenja svih potrebnih dokumenata, implementacije uređaja u sustav, njegovog kontinuiranog svakodnevnog testiranja radi utvrđivanja stanja i njegove funkcionalne sigurnosti osigurane kvalitetnom dizajnom i izradom.

Nakon izvršene implementacije zaštitnog uređaja snimane su vibracije prilikom starta turboagregata i programiran je ciklički test uređaja u trajanju od 24 sata. Svaki od kanala zaštitnog uređaja mora se testirati svakodnevno i povratna veza sa uređaja govori da li je testiranje pojedinog kanala bilo uspješno.

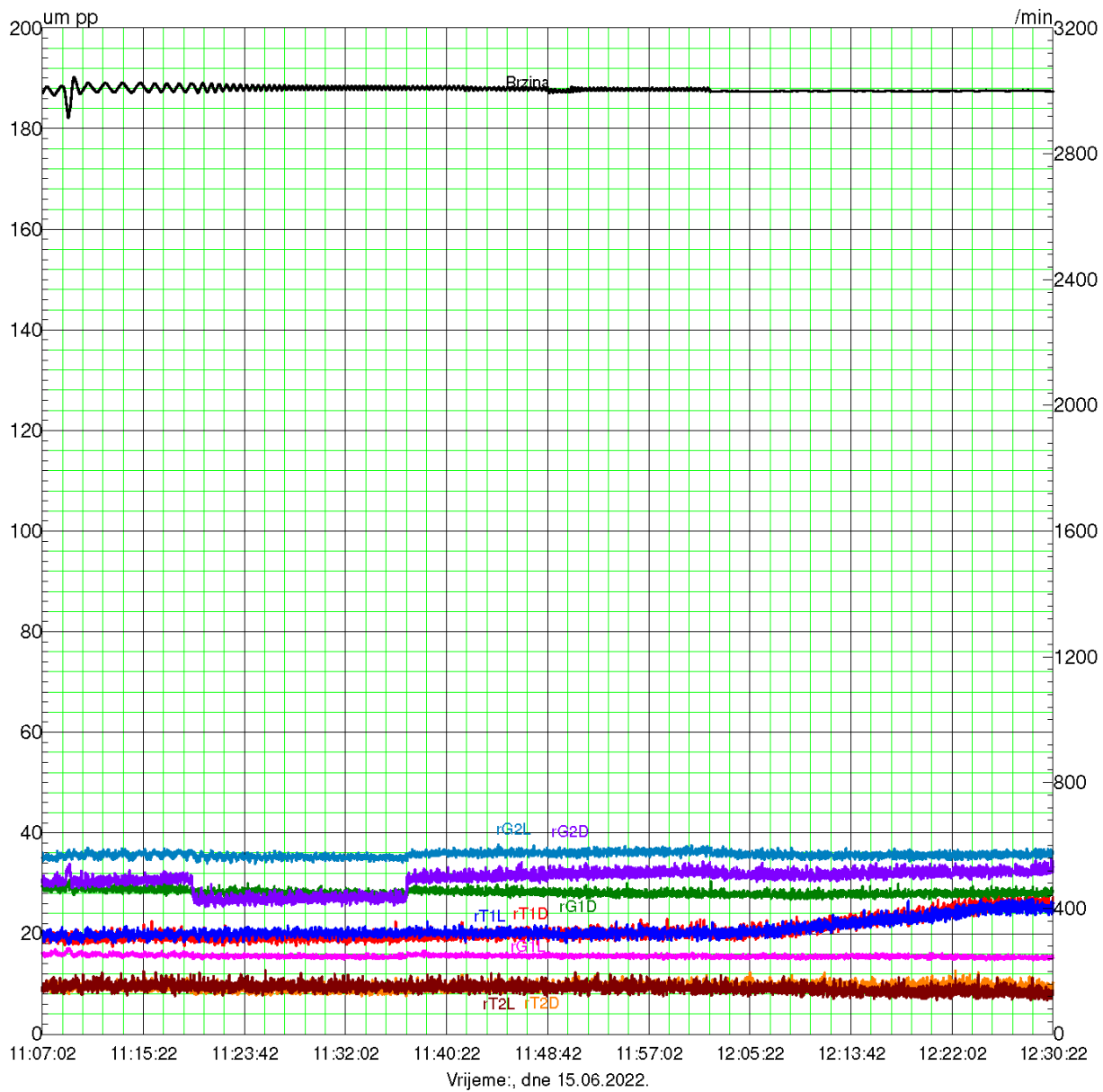
Prilikom prvoga starta turboagregata simulirana je zaštita od prevelike brzine vrtnje na 500 okretaja kako bi se utvrdila funkcionalnost uređaja i zaštitila sama turbina, taj test je uspješno odrađen i turbina je dosegla nominalnu brzinu vrtnje. Dijagrami starta turbine su prikazani ispod teksta i detaljno je opisan postupak testiranja zaštitnog uređaja.



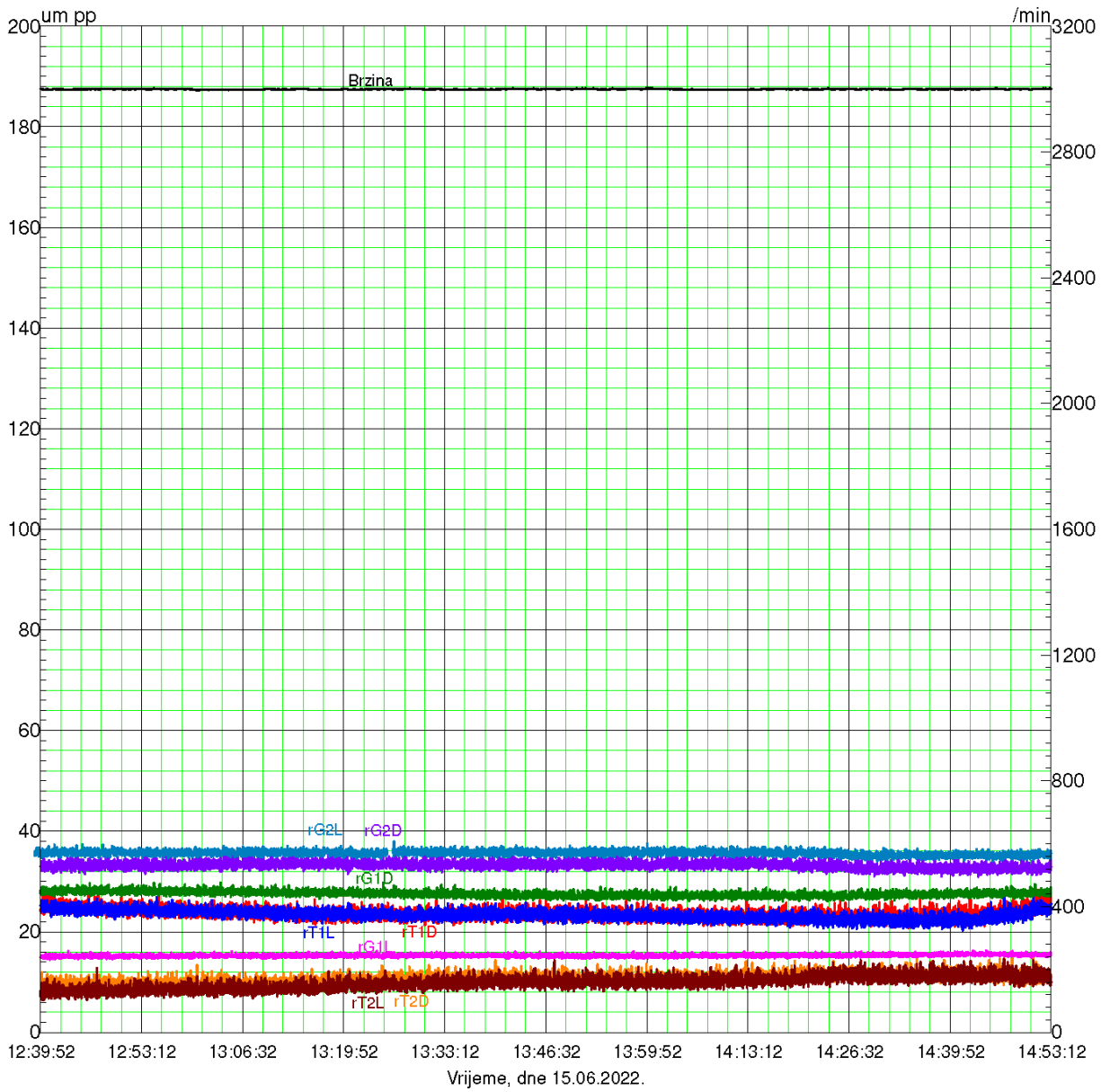
Dijagram 10. Relativne vibracije na turboagregatu kod starta, ovisno o vremenu ; Izvorno autor



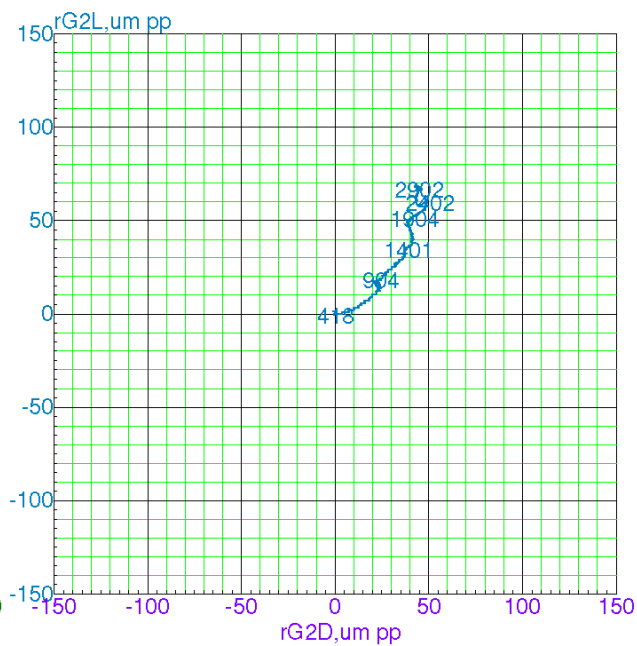
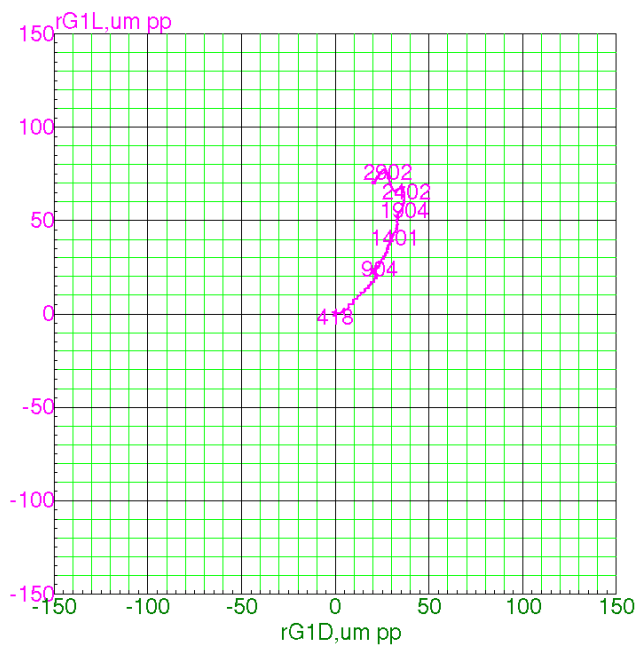
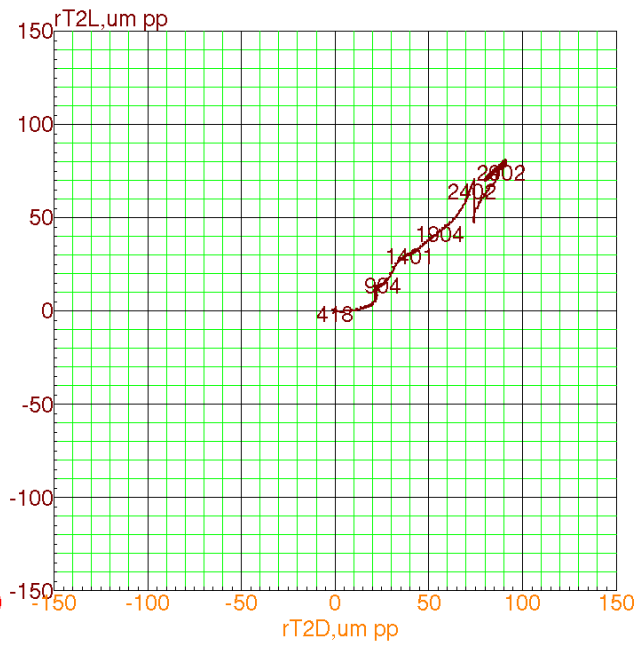
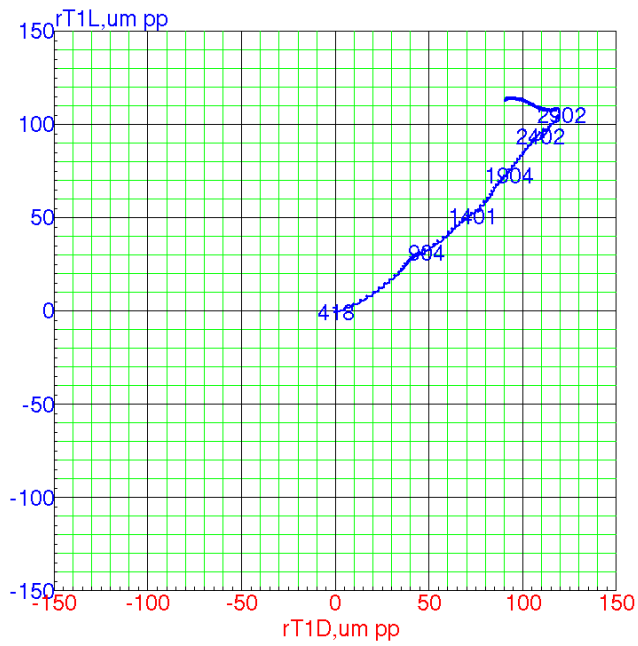
Dijagram 11. Relativne vibracije na turboagregatu uz dostizanje nominalne brzine vrtnje, ovisno o vremenu ; Izvorno autor



Dijagram 12. Relativne vibracije na turboagregatu kod sinkronizacije, ovisno o vremenu ;
Izvano autor



Dijagram 13. Relativne vibracije na turboagregatu kod opterećenja i uključenih reguliranih oduzimanja ; Izvorno autor



Dijagram 14. Podizanje rotora kod starta turboagregata ; Izvorno autor



Dijagram 15. Frekvencijski spektar kod punog opterećenja i uključenih oduzimanja ;
Izvorno autor

Testni slijed trip bloka biti će implementiran u logiku regulatora turbine.

Postupak ispitivanja je sljedeći:

1. Preduvjet za ispitivanje trip bloka: Sve četiri tlačne sklopke (K3MAX14CP301, K3MAX14CP302, K3MAX14CP303 i K3MAX14CP304) su pod tlakom ulja (aktivirano, stanje Uključeno).

2. Trip blok procedura ispitivanja:

2.1. Procedura ispitivanja prvog kanala:

- K3MAX14AA501 elektromagnetni ventil je bez napona 5 s.
- Nakon 2 s od početka ispitivanja prvog kanala (elektromagnetni ventil je bez napona), stanje tlačnih sklopki treba pratiti u sljedeće 2 s.
- Test je uspješan ako su stanja tlačnih sklopki:
 - K3MAX14CP301: Isključeno,
 - K3MAX14CP302: Isključeno,
 - K3MAX14CP303: Isključeno,
 - K3MAX14CP304: Uključeno.
- K3MAX14AA501 elektromagnetni ventil je pod naponom i sve četiri tlačne sklopke (K3MAX14CP301, K3MAX14CP302, K3MAX14CP303 i K3MAX14CP304) moraju biti aktivirane (stanje Uključeno) nakon 2 s.
- Test prvog kanala je završen.
- Ako je test neuspješan, potrebno je aktivirati alarm za kvar prvog kanala i zaustaviti daljnje testiranje.

2.2. Procedura ispitivanja drugog kanala:

- K3MAX14AA502 elektromagnetni ventil je bez napona 5 s.
- Nakon 2 s od početka ispitivanja drugog kanala (elektromagnetni ventil je bez napona), stanje tlačnih sklopki treba pratiti u sljedeće 2 s.

- Test je uspješan ako su stanja tlačnih sklopki:
 - K3MAX14CP301: Uključeno,
 - K3MAX14CP302: Isključeno,
 - K3MAX14CP303: Isključeno,
 - K3MAX14CP304: Uključeno.
- K3MAX14AA502 elektromagnetni ventil je pod naponom i sve četiri tlačne sklopke (K3MAX14CP301, K3MAX14CP302, K3MAX14CP303 i K3MAX14CP304) moraju biti aktivirane (stanje Uključeno) nakon 2 s.
- Test drugog kanala je završen.
- Ako je test neuspješan, potrebno je aktivirati alarm za kvar drugog kanala i zaustaviti daljnje testiranje.

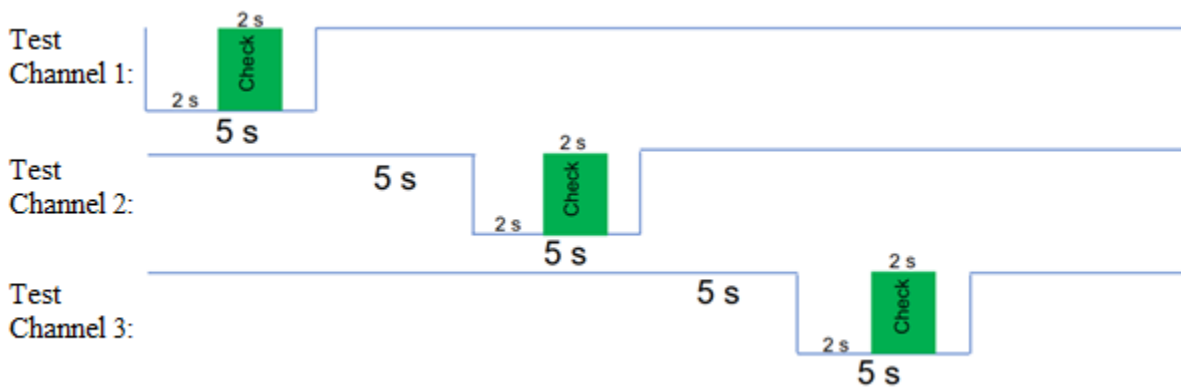
2.3. Procedura ispitivanja trećeg kanala:

- K3MAX14AA503 elektromagnetni ventil je bez napona 5 s.
- Nakon 2 s od početka ispitivanja trećeg kanala (elektromagnetni ventil je bez napona), stanje tlačnih sklopki treba pratiti u sljedeće 2 s.
- Test je uspješan ako su stanja tlačnih sklopki:
 - K3MAX14CP301: Uključeno,
 - K3MAX14CP302: Uključeno,
 - K3MAX14CP303: Isključeno,
 - K3MAX14CP304: Uključeno.
- K3MAX14AA503 elektromagnetni ventil je pod naponom i sve četiri tlačne sklopke (K3MAX14CP301, K3MAX14CP302, K3MAX14CP303 i K3MAX14CP304) moraju biti aktivirane (stanje Uključeno) nakon 2 s.
- Test trećeg kanala je završen.

Ako je test neuspješan, potrebno je aktivirati alarm za kvar trećeg kanala.

3. Prvi trip blok automatski test počinje 24 sata nakon aktiviranja trip bloka - elektromagnetni ventili (K3MAX14AA501, K3MAX14AA502 i K3MAX14AA503) su pod naponom i sve tlačne sklopke (K3MAX14CP301, K3MAX14CP302, K3MAX14CP303 i K3MAX14CP304) su aktivirane (stanje Uključeno). Ako u međuvremenu dođe do isključenja turbine, automatski mjerač vremena će se resetirati i početi od početka odbrojanja 24h.

4. Ako se tijekom testiranja pojedinih kanala pojave greške, potrebno je aktivirati alarm. Nakon 24 sata od početka prvog ispitivanja, ponovite ispitivanja sva tri kanala (preduvjet mora biti ispunjen, sve četiri tlačne sklopke moraju biti uključene). Najkasnije 7 dana nakon pojave prve greške, ako se i dalje dogodi, turbogenerator se mora zaustaviti.



Slika 56. Grafički prikaz testiranja kanala ; Izvorno autor

Tablica 5. Procedura ispitivanja TRIP BLOCK ; Izvorno autor

Procedura ispitivanja (kanali)	Tlačna sklopka			
	1	2	3	4
1- bez napona 2- pod naponom 3- pod naponom	ISKLJUČENO	ISKLJUČENO	ISKLJUČENO	UKLJUČENO
1- pod naponom 2- bez napona 3- pod naponom	UKLJUČENO	ISKLJUČENO	ISKLJUČENO	UKLJUČENO
1- pod naponom 2- pod naponom 3- bez napona	UKLJUČENO	UKLJUČENO	ISKLJUČENO	UKLJUČENO
1- bez napona 2- bez napona 3- bez napona	ISKLJUČENO	ISKLJUČENO	ISKLJUČENO	ISKLJUČENO

5. Zaključak

Povećanje pouzdanosti rotacionih strojeva i agregata kao i osiguranje potpune dostupnosti istih nužno zahtijeva modernizaciju starih sustava nadzora vibracija i temeljito održavanje strojeva prediktivnim održavanjem primjenom poboljšanih sustava za mjerenje i analizu vibracija. Potrebno je iskoristiti sve mogućnosti novih tehnologija ukoliko se želi smanjiti korektivno održavanje koje u suštini predstavlja najveći trošak u lepezi održavanja. U ovom radu vibracijska analiza predočena je teorijski i praktično kao izvrsna metoda koja je vrlo učinkovita ako je dobro implementirana i provedena od strane ovlaštenog i kompetentnog vibracijskog analitičara.

Mjerenje i analiza vibracija od velike je važnosti za pouzdan rad rotacionih strojeva, njihovo očuvanje i dugotrajnu eksploataciju. U slučaju dobro uravnotežene rotacione strukture mjerenjem vibracija može se utvrditi siguran rad generiranjem malih amplituda vibracija. Tijekom vremena rotacioni stroj ili agregat postepeno „stari“, dolazi do degradiranja komponenata (posebno onih dinamičkih tj. pokretnih) te se mijenjaju dinamička svojstva stroja. Mjerenjem vibracija mogu se na vrijeme uočiti negativne promjene i trendovi parametara te preventivno reagirati i na taj način spriječiti daljnju degradaciju opreme. Upravo radi toga je bitna konstantna kontrola praćenja vibracija i analiza stanja stroja kako je i apsotrofirano u ovom Završnom radu.

Rad je izrađen sukladno Pravilniku Vuka i u uskoj korelaciji s mentorom.

Literatura:

- [1] Održavanje strojeva i uređaja prof. Dr.sc. Budimir Mijović Veleučilište u Karlovcu 2019
- [2] *Hrvatska enciklopedija, mrežno izdanje*. Leksikografski zavod Miroslav Krleža, 2021.
Pristupljeno 26. 8. 2022. <<http://www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=64462>>.
- [3] Vibration analysis Category II, Mobius Institute 2020
- [4] Vibration analysis Category III, Mobius Institute 2020
- [5] Parne turbine Ing. Stroj. Zvonko Elčić; 1983 (1995)
- [6] <https://www.instrumart.com/assets/Bently-Nevada-3300-Probe-Datasheet.pdf>
- [7] <https://www.bkvibro.com/product/as-020-acceleration-sensor-2/>