



**SKRIPSI – ME 141501**

**ANALISIS SPEKTRUM VIBRASI UNTUK  
MENGINDIKASIKAN KERUSAKAN PADA TURBIN DAN  
GENERATOR PLTU AMURANG UNIT 1**

FAKHRI RIZQULLAH  
NRP 4213 100 037

Dosen Pembimbing 1  
Beny Cahyono, S.T, M.T., Ph.D

Dosen Pembimbing 2  
Ir. Dwi Priyanta, MSE

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



**SKRIPSI – ME 141501**

**VIBRATION SPECTRUM ANALYSIS FOR INDICATING  
DAMAGE ON TURBINE AND GENERATOR PLTU  
AMURANG UNIT 1**

FAKHRI RIZQULLAH  
NRP 4213 100 037

1st Supervisor  
Beny Cahyono, S.T, M.T

2nd Supervisor  
Ir. Dwi Priyanta, MSE

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING  
Faculty of Marine Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2017

*This page is intentionally left blank*

## LEMBAR PENGESAHAN

### ANALISIS SPEKTRUM VIBRASI UNTUK MENGINDIKASIKAN KERUSAKAN PADA TURBIN DAN GENERATOR PLTU AMURANG UNIT 1

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada  
Bidang Studi *Marine Operation and Maintenance* (MOM)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Fakhri Rizqullah**  
NRP 4213 100 037

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Beny Cahyono S.T, M.T., Ph.D



Ir. Dwi Priyanta, MSE



SURABAYA  
Juli, 2017

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LEMBAR PENGESAHAN

### ANALISIS SPEKTRUM VIBRASI UNTUK MENGINDIKASIKAN KERUSAKAN PADA TURBIN DAN GENERATOR PLTU AMURANG UNIT 1

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada  
Bidang Studi *Marine Operation and Maintenance* (MOM)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Fakhri Rizqullah**  
NRP 4213 100 037

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan:



Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.  
NIP 197708022008011007

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## ABSTRAK

Nama : Fakhri Rizqullah F.R.  
NRP : 4213 100 037  
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan  
Dosen Pembimbing 1 : Beny Cahyono, S.T, M.T., Ph.D  
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Dwi Priyanta, MSE

Pemeliharaan pada mesin merupakan suatu aktivitas pengelolaan aset yang wajib untuk menjaga keandalan aset agar mengurangi kerugian yang dikarenakan terjadi kegagalan. 89% kerusakan memiliki *failure mode* yang *random* atau acak, sehingga metode pemeliharaan yang tepat adalah *predictive maintenance*, oleh karena itu perlu dilakukan *predictive maintenance* atau pemeliharaan prediktif untuk mencegah kerusakan menjadi lebih parah dengan mendeteksi potensi kerusakan. Objek *predictive maintenance* pada penelitian ini adalah PLTU Amurang Unit 1. Pada PLTU Amurang Unit 1 ini dilakukan *predictive maintenance* melalui pemantauan kondisi berupa analisis vibrasi. Dilakukannya analisis vibrasi pada PLTU Amurang Unit 1 karena analisis vibrasi sangat efektif pada benda yang berotasi. Analisis vibrasi yaitu melakukan prediksi kerusakan berdasarkan spektrum vibrasi, dimana spektrum vibrasi adalah hasil dari memisahkan vibrasi berdasarkan waktu (*time domain*) dan menyederhanakannya menjadi vibrasi berdasarkan frekuensinya (*frequency domain*). Metode pengubahan yang digunakan dalam memisahkan vibrasi-vibrasi kompleks tersebut adalah *fast fourier transform (FFT)*.

Pengubahan dari gelombang *time domain* menjadi gelombang *frequency domain* menggunakan aplikasi FFT yaitu AMS Machinery dari PT PJB UP Muara Karang. Pengukuran nilai vibrasi dilakukan pada bantalan turbin dan generator PLTU Amurang Unit 1 menggunakan sensor perpindahan dan alat CSI 2600. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa spektrum vibrasi dari PLTU Amurang Unit 1 mengindikasikan adanya *rotating looseness* (kelonggaran putar) walaupun nilai vibrasi tidak mengharuskan PLTU Amurang Unit 1 untuk berhenti beroperasi (*shut down*). *Rotating looseness* ini pada beberapa titik dapat menghasilkan gejala yang mirip dengan *unbalance*. Agar tidak terjadi vibrasi yang lebih parah, perlu dilakukan inspeksi pada bantalan-bantalan di PLTU Amurang Unit 1.

Kata Kunci: *pemeliharaan prediktif, analisis vibrasi, spektrum vibrasi, kerusakan turbin dan generator.*

## ABSTRACT

Name : Fakhri Rizqullah F.R.  
NRP : 4213 100 0037  
Department : Marine Engineering  
1st Supervisor : Beny Cahyono, S.T, M.T., Ph.D  
2nd Supervisor : Ir. Dwi Priyanta, MSE

Maintenance on machines is a mandatory asset management activity to maintain asset reliability in order to reduce losses due to failure. 89% of defects have random failure mode, so the proper maintenance method is predictive maintenance, therefore predictive maintenance is required to prevent damage by detecting potential damage. Predictive maintenance object in this research is PLTU Amurang Unit 1. In PLTU Amurang Unit 1 is the predictive is done through condition monitoring in the form of vibration analysis. The conducting vibration analysis on Amurang Unit 1 PLTU is because vibration analysis is very effective on rotating objects. Vibration analysis is predicting the damage based on the vibration spectrum, where the vibration spectrum is the result of separating time-based vibrations and simplifying them into vibrations based on their frequency domain.

The transformation method used in separating these complex vibrations is the fast fourier transform (FFT). Transformation of time domain wave into frequency domain wave is using the application of FFT, namely AMS Machinery from PT PJB UP Muara Karang. The measurement of vibration value is done on turbine bearings and generator of Unit 1 Amurang PLTU using displacement probe and CSI 2600 instrument. The result of this research indicates that vibration spectrum from Unit 1 Amurang PLTU indicating that there is rotating looseness, even though the vibration value does not require the Unit 1 Amurang Power Plant to stop operating (shut down). This rotating looseness at some point can produce some indications that similar with the unbalance. In order to avoid more severe vibrations, it is necessary to do inspection on the bearings in the PLTU Amurang Unit 1.

Keywords : *predictive maintenance, vibration analysis, vibration spectrum, turbine and generator failure.*

*This page is intentionally left blank*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis haturkan atas kehadiran Allah SWT, karena dengan nikmat rahmat, berkat dan kesempatannya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik, lancar dan tepat waktu. Tugas akhir yang berjudul "Analisis Spektrum Vibrasi untuk Mengindikasikan Kerusakan Pada Turbin dan Generator PLTU Amurang" ini diajukan sebagai salah satu persyaratan kelulusan program strata satu teknik di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini sangat jauh dari kata sempurna karena terdapat banyak kendala dan keterbatasan yang ditemui. Maka dari itu, kritik dan saran dari berbagai pihak sangat dibutuhkan oleh penulis untuk memperbaiki tugas akhir ini. Penulis juga memohon maaf apabila dalam proses pengerjaan tugas akhir ini terdapat banyak kesalahan yang disengaja maupun tidak disengaja. Selama proses pengerjaan tugas akhir ini, penulis mendapatkan banyak dukungan dan bantuan dari berbagai pihak, untuk itu pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Mama, Ayah, Rifkah, Arbes dan seluruh keluarga di Jakarta yang tiada henti mendoakan dan menyemangati penulis.
2. Bapak Ir. Dwi Priyantaa, M.S.E. dan Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D sebagai dosen pembimbing penulis.
3. Rekan-rekan di PT. PJB UP. Muara Karang yg telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir.
4. Bapak Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D sebagai dosen wali selama saya menempuh belajar tahap strata satu teknik di ITS.
5. Seluruh Dosen dan Karyawan Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
6. Seluruh guru-guru yang pernah membimbing dan mengajari penulis dari SD hingga SMA.
7. Karina Nadhillah dan keluarga, yang selalu menjadi penyemangat penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir.
8. Apriagung Diantana Putra Setya dan Filik Trisilo yang selalu menemani selama menjalani bimbingan tugas akhir.

9. Seluruh teman-teman SMA Al-Bayan Islamic Boarding School angkatan 12, Fuerza Unica, yang telah menjadi keluarga penulis sejak tahun 2010.
10. Seluruh teman-teman Alumni SMA Al-Bayan Islamic Boarding School yang tulus dalam pertemanan.
11. Seluruh teman-teman di lab MPP.
12. Seluruh teman-teman Barakuda.
13. Seluruh teman-teman World Merit Indonesia chapter Surabaya yang mewarnai hari-hari penulis selama di Surabaya.
14. Seluruh teman-teman Indonesia Ford Fiesta Community (INFINITY) yang selalu menjadi tempat menyalurkan hobi penulis.
15. Seluruh pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Akhir kata, penulis berharap agar apa yang telah ditulis dalam tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis secara khusus, pembaca, serta nusa dan bangsa. Semoga Allah SWT melimpahkan Rahmat, Karunia dan kasih sayangNya kepada kita semua.

Surabaya, Juli 2017  
Penulis.

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	v
LEMBAR PENGESAHAN .....	vii
ABSTRAK .....	ix
ABSTRACT.....	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI .....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xxiii
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Tujuan.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	4
1.5. Manfaat.....	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1. Pengertian Vibrasi.....	7
2.2. Perpindahan, Kecepatan dan Percepatan .....	9
2.3. Natural Frequency, Resonance dan Critical Speed.....	11
2.4. Domain Waktu dan Frekuensi .....	13
2.5. Penyebab Vibrasi yang Dapat di Deteksi .....	15
2.6. Standar Internasional Pengukuran Vibrasi .....	36
BAB 3 METODOLOGI .....	43
3.1. Perumusan Masalah.....	44
3.2. Studi Literatur .....	45
3.3. Pengambilan Data.....	46
3.4. Analisis Vibrasi.....	48
3.5. Hasil.....	52

3.6.	Kesimpulan & Saran.....	52
	BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....	53
4.1.	Spesifikasi PLTU Amurang Unit 1 .....	53
4.2.	Data Vibrasi saat proses startup dari Displacement probe pada Bearing 1-4.....	54
4.3.	Data Waveform dan Spektrum Vibrasi dari Displacement probe pada Bearing 1-4.....	62
4.4.	Analisis dari pembacaan displacement probe pada bearing 1-4 ....	79
4.5.	Data Waveform dan Spektrum Vibrasi menggunakan CSI 2600 .....	80
4.6.	Analisis dari pembacaan displacement probe pada bearing 1-4 .	104
4.7.	Analisis kerusakan pada PLTU Amurang Unit 1.....	105
	BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN .....	107
5.1.	Kesimpulan .....	107
5.2.	Saran .....	107
	Daftar Pustaka.....	109
	LAMPIRAN.....	113



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1, P-F Curve (Moubray, 1992).....	2
Gambar 2.1, Failure Patterns (Moubray, 1992).....	6
Gambar 2.2, berbagai metode <i>predictive maintenance</i> dan kerusakan-kerusakan yang dapat di deteksi (Wowk, 1991).....	8
Gambar 2.3, Pegas dengan beban (SKF Reliability System, 2000).....	10
Gambar 2.4, perbandingan efektifitas sensor <i>displacement</i> , <i>velocity</i> dan <i>acceleration</i> (Wowk, 1991).....	11
Gambar 2.5, Resonansi yang mengakibatkan amplitudo naik secara drastis (Wowk, 1991). ....	12
Gambar 2.6, Amplitudo yang meingkat karena kecepatan kritis (Wowk, 1991).....	13
Gambar 2.7, Perbedaan gelombang domain waktu dan frekuensi (Wowk, 1991).....	14
Gambar 2.8, Hampanan amplitudo antara domain waktu dengan domain frekuensi.....	15
Gambar 2.9, Spektrum vibrasi pada <i>imbalance/unbalance</i> (Mobius Institute, 2017).....	17
Gambar 2.10, titik berat pada mesin yang mengalami <i>unbalance</i> (Wowk, 1991).....	18
Gambar 2.11, spektrum dari sebuah mesin yang dibuat <i>unbalance</i> dengan putaran 1500 RPM (Wowk, 1991).....	18
Gambar 2.12, waveform dari sebuah mesin yang dibuat <i>unbalance</i> dengan putaran 1500 RPM (Wowk, 1991).....	19
Gambar 2.13, (a.) <i>Paralel Misalignment</i> , (b) <i>Angular Misalignment</i> (Mobius Institute, 2017).....	19
Gambar 2.14, Spektrum vibrasi pada <i>misalignment</i> poros (Mobius Institute, 2017).....	20

Gambar 2.15, spektrum vibrasi pada mesin yang mengalami <i>misalignment</i> (Wowk, 1991).....	21
Gambar 2.16, <i>waveform</i> mesin yang mengalami <i>misalignment</i> dengan putaran 1790 RPM (Wowk, 1991).....	21
Gambar 2.17, gelombang vibrasi yang mengalami distorsi (Wowk, 1991).....	22
Gambar 2.18, Spektrum vibrasi pada <i>journal bearing looseness</i> (Mobius Institute, 2017).....	23
Gambar 2.19, Spektrum vibrasi pada <i>journal bearing oil whirl</i> (Mobius Institute, 2017).....	23
Gambar 2.20, <i>Journal bearing</i> yang mengalami <i>oil whirl</i> (Wowk, 1991).....	24
Gambar 2.21, Spektrum vibrasi kerusakan pada <i>ball bearing</i> (Betta, Liguori, Paolillo, & Pietrosanto, 2001).....	24
Gambar 2.22, Tingkat 1 dan 2 vibrasi pada <i>ball bearing</i> (Mobius Institute, 2017).....	25
Gambar 2.23, Tingkat 3 vibrasi pada <i>ball bearing</i> (Mobius Institute, 2017).....	26
Gambar 2.24, ilustrasi parameter penghitungan frekuensi pada <i>bearing</i> (Wowk, 1991).....	27
Gambar 2.25, Tingkat 4 vibrasi pada <i>ball bearing</i> (Mobius Institute, 2017).....	28
Gambar 2.26, spektrum kerusakan <i>outer race fault</i> pada bearing (Wowk, 1991).....	29

Gambar 2.27, Spektrum vibrasi apda poros bengkok (Mobius Institute, 2017).....	30
Gambar 2.28, Spektrum vibrasi pada fan yang mengalami poros bengkok (Wowk, 1991).....	31
Gambar 2.29, <i>waveform</i> pada <i>looseness</i> yang terpotong (Wowk, 1991).....	31
Gambar 2.30, Spektrum vibrasi pada kelonggaran (Mobius Institute, 2017).....	32
Gambar 2.31, Spektrum vibrasi kelonggaran rotasi pada motor (Wowk, 1991).....	33
Gambar 2.32, Spektrum vibrasi pada kelonggaran (Mobius Institute, 2017).....	34
Gambar 2.33, <i>Waveform</i> pada satu buah <i>Gear</i> yang mengalami perubahan bentuk ( <i>deflect</i> ) (Wowk, 1991).....	35
Gambar 2.34, <i>Waveform</i> (atas) dan spektrum (bawah) vibrasi pada satu gigi yang rusak (Mobius Institute, 2017).....	35
Gambar 2.35, <i>Waveform</i> pada dua gigi yang rusak dengan kecepatan 1800 RPM (Wowk, 1991).....	36
Gambar 2.36, ISO 7919 dan 10816 (ISO 7919, 2009), (ISO 10816, 2009).....	37
Gambar 2.37, Tipikal pembagian zona kerusakan pada ISO 7919 (Kuemlee, Gross, & Kolerus, 2013).....	38
Gambar 2.38, Grafik keparahan vibrasi ISO 10816-1 (ISO 10816, 2009).....	42
Gambar 3.1, Alur pengerjaan Tugas Akhir.....	43-44
Gambar 3.2, Penempatan displacement probe tampak depan.....	46

Gambar 3.3, Empat titik pengukuran di bantalan turbin dan generator PLTU Amurang.....	47
Gambar 3.4, tiga sumbu pengukuran (PT PJB UP. Muara Karang).....	48
Gambar 3.5, ISO 7019-3.....	49
Gambar 3.6, <i>Vibration Analyzer</i> CSI 2600.....	50
Gambar 3.7, Grafik keparahan vibrasi ISO 10816-1 (ISO 10816, 2009).....	51
Gambar 4.1, <i>Bearing 1, displacement probe</i> posisi X.....	54
Gambar 4.2, <i>Bearing 1, displacement probe</i> posisi Y.....	55
Gambar 4.3, <i>Bearing 2, displacement probe</i> posisi X.....	56
Gambar 4.4, <i>Bearing 2, displacement probe</i> posisi Y.....	57
Gambar 4.5, <i>Bearing 3, displacement probe</i> posisi X.....	58
Gambar 4.6, <i>Bearing 3, displacement probe</i> posisi Y.....	59
Gambar 4.7, <i>Bearing 4, displacement probe</i> posisi X.....	60
Gambar 4.8, <i>Bearing 4, displacement probe</i> posisi Y.....	61
Gambar 4.9, <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing 1, displacement probe</i> posisi X.....	63
Gambar 4.10, <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing 1, displacement probe</i> posisi Y.....	65
Gambar 4.11, <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing 2, displacement probe</i> posisi X.....	67
Gambar 4.12., <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing 2, displacement probe</i> posisi Y.....	69
Gambar 4.13., <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing 3, displacement probe</i> posisi X.....	71
Gambar 4.14., <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing 3, displacement probe</i> posisi Y.....	73
Gambar 4.15, <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing 4, displacement probe</i> posisi X.....	75

Gambar 4.16, <i>Waveform</i> dan spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 4, <i>displacement probe</i> posisi Y.....	77
Gambar 4.17, tiga sumbu acuan dalam pengambilan data menggunakan sensor kecepatan dari alat CSI 260.....	80
Gambar 4.18, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 1 sumbu horizontal.....	81
Gambar 4.19, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 1 sumbu vertikal.....	83
Gambar 4.20, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 1 sumbu aksial.....	85
Gambar 4.21, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 2 sumbu horizontal.....	87
Gambar 4.22, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 2 sumbu vertikal.....	89
Gambar 4.23, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 2 sumbu aksial.....	91
Gambar 4.24, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 3 sumbu horizontal.....	93
Gambar 4.25, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 3 sumbu vertikal.....	95
Gambar 4.26, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 3 sumbu aksial.....	97
Gambar 4.27, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 4 sumbu horizontal.....	99
Gambar 4.28, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 4 sumbu vertikal.....	101
Gambar 4.29, <i>Waveform</i> dan Spektrum vibrasi pada <i>bearing</i> 4 sumbu aksial.....	103

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1, Penyebab-penybab vibrasi berlebih berdasarkan ISO 13373-1 (ISO 13373, 2002).....	16
Tabel 4.1, Hasil pembacaan <i>displacement probe</i> pada <i>bearing</i> 1-4.....	78
Tabel 4.2, Hasil pembacaan sensor kecepatan pada <i>bearing</i> 1-4 .....	105

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1. Latar Belakang

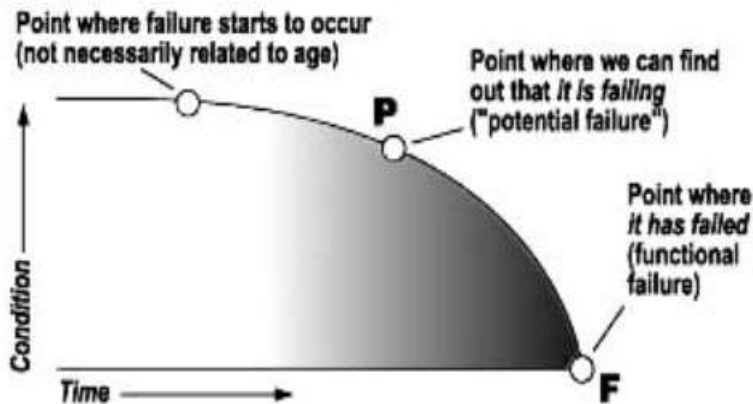
Mesin merupakan salah satu aset dalam perusahaan yang harus dilakukan pemeliharaan atau perawatan. Pemeliharaan pada mesin merupakan suatu aktivitas pengelolaan aset yang wajib untuk menjaga keandalan aset agar mengurangi peluang kerugian yang dikarenakan terjadi kegagalan mesin (Port, Ashun, & Callaghan, 2010). Oleh karena itu, sebagai sumber daya yang sangat menyangkut hajat banyak, *Power Plant* atau Unit Pembangkit harus dilakukan pemeliharaan dengan tepat agar Unit tetap pada keadaan produktif.

Pada PLTU Amurang, satu Unit PLTU Amurang memiliki kapasitas 25 kW, asumsikan hanya 80% daya digunakan dan daya tersebut ditransmisi dan didistribusikan ke Rumah Tangga kecil di tegangan rendah, daya 2200 VA. Berdasarkan tarif dasar listrik, yang ditetapkan oleh pemerintah pada Februari 2017, golongan tarif R-1/TR 2200 VA dikenakan biaya pemakaian Rp 1.467,28 per kWh. Kerusakan Unit Pembangkit yang mengharuskan Unit dalam keadaan tidak beroperasi, maka tiap harinya Perusahaan Listrik akan kehilangan pendapatan sebesar Rp. 704.294.400,00 (PT PLN (Persero), 2017).

*Predictive maintenance* atau pemeliharaan prediktif adalah sebuah kegiatan pemeliharaan yang bertujuan untuk mencegah kerusakan menjadi lebih parah dengan mendeteksi potensi kerusakan (Moubray, 1992). Pada gambar 1.1, titik P adalah titik potensi kerusakan (*potential failure*) dan titik F adalah titik kerusakan (*functional failure*). Inti dari *predictive maintenance* adalah mencari potensi kerusakan (*potential failure*) sebelum terjadinya kerusakan (*functional failure*). Terdapat enam *failure pattern* pada pemeliharaan generasi ketiga. *Failure patern* atau pola kerusakan adalah grafik laju kerusakan terhadap waktu (Moubray, 1992). 89% kerusakan memiliki *failure mode* yang *random* atau acak, sehingga metode pemeliharaan yang tepat adalah *predictive maintenance* (Moubray, 1992).

Terdapat berbagai metode *predictive maintenance*, tiga diantaranya yang relatif sering digunakan adalah *thermography analysis*, *oil analysis* dan *vibration analysis*. *Vibration analysis* atau analisis vibrasi sangat efektif

pada benda yang berotasi. Analisis vibrasi dapat mendeteksi kerusakan berupa *unbalance*, *misalignment*, *looseness*, *bearing defect*, *stator defect*, *rotor defect* dan kerusakan lainnya pada mesin yang berotasi (ISO 13373, 2002).



Gambar 1.1, P-F Curve (Moubray, 1992)

Pada 1988, *Department of Trade and Industry* (DTI) di Inggris, pada *DTI boardroom report* menyatakan bahwa perusahaan yang menerapkan *Condition Monitoring* pada mesin industrinya, mengalami penurunan biaya untuk pemeliharaan sebesar 25% dibanding perusahaan yang tidak menerapkan *Condition Monitoring* pada mesin industrinya. (PRÜFTECHNIK LTD., 2002). Analisis Vibrasi merupakan *Condition Monitoring* yang paling efektif pada komponen yang berputar (Wowk, 1991).

Salah satu contoh lapangan dalam pemeliharaan prediktif menggunakan metode analisis vibrasi adalah pada Generator PLTU Amurang Unit 1. Ketika generator beroperasi, operator tidak bisa mengetahui apakah generator tersebut dalam kondisi baik, buruk atau akan menjadi buruk. Bila bila salah penanganan, maka dapat menimbulkan kerugian. Kerugian yang akan timbul dapat mempengaruhi kinerja seluruh pembangkit lainnya yang terkoneksi dengan PLTU Amurang Unit 1. Dengan adanya permasalahan yang muncul akibat terjadinya kerusakan pada generator tersebut, maka perlu dilakukan analisis kerusakan yang terjadi pada generator dengan menggunakan analisis vibrasi sehingga dapat

meminimalisasi kerugian yang akan timbul akibat berhentinya proses produksi listrik karena kerusakan generator.

Vibrasi yang berlebihan pada mesin merupakan awal dari beberapa gejala kerusakan pada mesin dan akan sehingga akan mempengaruhi efisiensi kerja motor/mesin. Pada sistem poros rotor yang berputar, seringkali terjadi vibrasi. Vibrasi yang muncul pada mesin khususnya pada sistem rotor yang berputar kemungkinan disebabkan oleh beberapa faktor, diantaranya adalah adanya massa tak seimbang (*unbalance*) pada rotor atau poros, ketidaksesumbuan poros (*misalignment*), kelonggaran (*looseness*), cacat pada bantalan (*bearing defect*), dan sebagainya. Dari data di lapangan didapatkan bahwa kasus penyebab vibrasi berlebih yang sering ditemukan adalah *unbalance*, *misalignment* dan *looseness* (PRÜFTECHNIK LTD., 2002). Untuk menentukan penyebab dari vibrasi berlebih, hal-hal yang harus dianalisis adalah amplitudo, frekuensi dan fasa (Brueel & Kjaer, 1982).

## 1.2. Perumusan Masalah

Saat PLTU Amurang beroperasi, mesin berbicara menggunakan vibrasi layaknya makhluk hidup. Bila dilihat secara kasat mata, sulit untuk melihat vibrasi secara langung. Bila vibrasi pada mesin diraba, vibrasi yang terjadi pada mesin berupa vibrasi yang abstrak ke segala arah. Oleh karena itu, perlu adanya eksperimen dalam menganalisis vibrasi dengan rumusan masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana kondisi vibrasi yang terjadi pada Turbin dan Generator PLTU Amurang Unit 1?
2. Kerusakan apa yang terjadi pada Turbin dan Generator PLTU Amurang Unit 1 setelah dilakukan analisis vibrasi?

## 1.3. Tujuan

Untuk menjawab pertanyaan-pertanyaan dalam rumusan masalah, maka penelitian ini memiliki tujuan sebagai berikut:

1. Untuk menganalisis dan memahami spektrum vibrasi pada kondisi tidak normal pada Turbin dan Generator PLTU Amurang Unit 1.
2. Untuk menganalisis dan mengetahui kerusakan apa yang terjadi setelah dilakukan analisis vibrasi pada Turbin dan Generator PLTU Amurang Unit 1.

#### **1.4. Batasan Masalah**

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Penelitian berasal dari *Condition Monitoring* Turbin dan Generator di PLTU Amurang Unit 1.
2. Studi kasus yang diangkat pada Tugas Akhir ini berdasarkan kejadian yang telah terjadi pada Turbin dan Generator PLTU Amurang Unit 1.
3. Pemantauan dan analisis selain spektrum vibrasi pada Generator PLTU Amurang Unit 1 tidak akan dibahas pada Tugas Akhir ini.
4. Analisis vibrasi menggunakan alat, standar dan prosedur yang telah ditentukan oleh pihak PLTU Amurang.

#### **1.5. Manfaat**

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisis salah satu metode pemeliharaan prediktif berupa analisis vibrasi pada Turbin dan Generator di PLTU Amurang Unit 1.
2. Mengetahui langkah yang diambil setelah melakukan analisis vibrasi.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

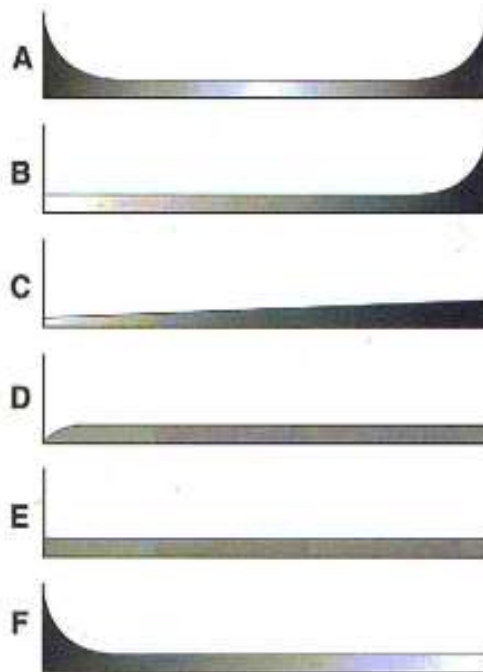
Terdapat tiga generasi dalam maintenance (Moubray, 1992). Generasi pertama, adalah generasi yang bergulir hingga Perang Dunia II. Generasi kedua, generasi dimana perubahan drastis terjadi dalam pemeliharaan suatu alat atau mesin berupa dilakukannya pemeliharaan pencegahan (*preventive*) berdasarkan jangka waktu tertentu (*time based maintenance*). Generasi ketiga dimulai pertengahan tahun tujuh puluhan hingga sekarang (Moubray, 1992). Pada generasi ketiga, yang menjadi fokus utama dalam pemeliharaan mesin adalah *downtime*. *Downtime* mengurangi produktivitas dari suatu mesin karena mesin tidak dapat beroperasi saat dilakukan *overhaul*. Dari fokus utama tersebut, melahirkan proses baru dalam pemeliharaan mesin, yaitu Pemeliharaan prediktif (*Predictive Maintenance*) berupa pemantauan kondisi (*Condition Monitoring*). *Condition Monitoring* dilakukan dengan cara pemantauan parameter-parameter yang ada pada mesin seperti vibrasi, temperatur, kecepatan putar poros dan sebagainya. Contoh Pemeliharaan prediktif (*Predictive Maintenance*) dari *Condition Monitoring* adalah metode analisis vibrasi (*Vibration Analysis*) (Moubray, 1992).

Pada generasi ketiga pemeliharaan, terdapat enam *failure pattern* pada suatu mesin atau komponen (Moubray, 1992) seperti pada gambar 2.1, yaitu:

1. Pola A: *Bathub failure pattern*, merupakan pola kegagalan yang menggambarkan laju kegagalan yang tinggi pada awal usia atau biasa disebut masa *inreyn* atau *infant mortality*. Kemudian laju kegagalan konstan (*random failure rate*) selama usia pakai (*wear in periode*) dan laju kegagalan yang tinggi setelah melewati usia pakai (*wear out periode*). Merupakan penggambaran pola kegagalan yang paling umum. Pemeliharaan yang paling efektif adalah *time based maintenance (preventive maintenance)*.
2. Pola B: *Wear out failure pattern*, merupakan pola kegagalan yang menggambarkan laju kegagalan konstan (*random failure rate*), kemudian laju kegagalan yang tinggi setelah laju kegagalan konstan. Pemeliharaan yang paling efektif adalah *time based maintenance (preventive maintenance)*.
3. Pola C: *Slow aging*, merupakan laju kegagalan yang naik secara bertahap terhadap waktu. Biasanya, kegagalan berhubungan

terhadap korosi. Pemeliharaan yang paling efektif adalah *time based maintenance (preventive maintenance)*.

4. Pola D: *Best New*, merupakan laju kegagalan yang tidak terkait usia kecuali pada awal usia. Laju kegagalan yang naik secara cepat pada awal waktu kemudian laju kegagalan menjadi konstan. Pemeliharaan yang paling efektif adalah *predictive maintenance*.
5. Pola E: *Constant*, merupakan laju kegagalan yang konstan, *random* dan tidak terkait usia. Pada kondisi ini, pemeliharaan yang paling efektif adalah *predictive maintenance*.
6. Pola F: *Worst New*, merupakan laju kegagalan yang tinggi saat di awal usia atau di awal pemakaian dan kemudian menjadi laju kegagalan yang konstan. Pada kondisi ini, pemeliharaan yang paling efektif adalah *predictive maintenance*.



Gambar 2.1, Failure Patterns (Moubray, 1992)

Failure rate untuk sistem pembangkit adalah worst new, dimana sistem pada pembangkit merupakan sebuah sistem kelistrikan yang kompleks (Campbell, 1995). *Predictive maintenance* merupakan metode pemeliharaan yang tepat pada PLTU Amurang, dimana untuk mendeteksi kerusakan pada generator menggunakan analisis vibrasi yang

merupakan metode *predictive maintenance* paling efektif untuk benda yang berotasi (PRÜFTECHNIK LTD., 2002).

Pemeliharaan prediktif adalah sebuah kegiatan untuk menjaga suatu aset atau mesin agar berada dalam kondisi yang diinginkan yang didasarkan pada pemantauan terus menerus pada peralatan (Wowk, 1991). Pemeliharaan prediktif dilakukan melalui pengukuran variabel tertentu menggunakan sensor yang selanjutnya data yang direkam sensor tersebut di analisis untuk memberikan informasi mengenai kondisi mesin. Pada analisis vibrasi, vibrasi memiliki karakteristik khusus yang dipakai untuk mendeteksi kerusakan komponen mesin. Vibrasi ini merupakan campuran dari berbagai vibrasi, sehingga diperlukan metode yang tepat untuk memisahkan sinyal komponen yang diamati dengan sinyal yang lain yaitu metode FFT (*Fast Fourier Transform*). Selanjutnya, sinyal ini diolah untuk memperoleh informasi keadaan mesin atau peralatan yang dipantau (Betta, Liguori, Paolillo, & Pietrosanto, 2001).

## 2.1. Pengertian Vibrasi

Vibrasi adalah gerakan osilasi disekitar sebuah titik semula. Vibrasi yang ditimbulkan pada suatu mesin dapat menggambarkan kondisi gerakan-gerakan yang tidak diinginkan pada komponen-komponen mesin. Jumlah siklus pergerakan secara lengkap pada tiap satu detik dinamakan "Frekuensi" dan dinyatakan dalam satuan "Hertz" (Hz) (Rao, 2004).

$$f = \frac{1}{T} \quad \dots(2.1)$$

Dimana:  $f$  = frekuensi (Hz),  $T$  = Periode

Selain Hz atau *cycles per second*, jumlah siklus yang berulang untuk tiap satu satuan waktu juga dapat dijelaskan dalam siklus per menit / *cycles per minute* (CPM) atau  $CPS \times 60$ , Orders (1 order = 1 x rpm) dan rotation per minute (RPM). Untuk putaran poros maka,  $RPM = CPM$ .

Sedangkan amplitudo adalah jarak/simpangan terjauh dari titik keseimbangan dalam gelombang sinusoidal, biasa disimbolkan dengan (A) dan memiliki satuan panjang. Pada saat merekam vibrasi dari suatu alat atau mesin, terdapat banyak frekuensi yang terjadi secara simultan pada suatu benda yang bergetar, sehingga pengukuran vibrasi tidak

hanya dapat mengacu pada amplitudo terhadap waktu, jumlah komponen ataupun lokasi dimana frekuensi terjadi (Bruel & Kjaer, 1982).

Fase adalah pengukuran sudut relatif dari suatu titik terhadap poros yang berputar (Wowk, 1991). Satu siklus sinyal periodik menggambarkan lingkaran lengkap adalah  $360^{\circ}$ . Fase adalah pengukuran waktu yang diubah menjadi sebuah sudut dalam rotasi. Fase tidak dapat mengindikasikan adanya kerusakan, namun dapat membantu dalam penentuan titik kerusakan. Dalam melakukan *balancing*, pengukuran fasa relatif terhadap poros yang berputar sangat penting untuk mengetahui titik berat.

	TEMPERATURE	PRESSURE	FLOW	OIL ANALYSIS	VIBRATION
OUT OF BALANCE					X
MISALIGNMENT BENT SHAFT	X				X
DAMAGED ROLLING ELEMENT BEARINGS	X			X	X
DAMAGED JOURNAL BEARINGS	X	X	X	X	X
DAMAGED OR WORN GEARS				X	X
MECHANICAL LOOSENESS					X
NOISE					X
CRACKING					X

Gambar 2.2, berbagai metode *predictive maintenance* dan kerusakan-kerusakan yang dapat di deteksi (Wowk, 1991).

Sinyal vibrasi yang termasuk sebagai sinyal dinamik merupakan fenomena fisik yang berubah-ubah dengan cepat. Sinyal ini biasanya diubah dalam bentuk sinyal listrik, yang selanjutnya di digitalisasi menggunakan sebuah alat penangkap sinyal getaran untuk di olah lebih lanjut (Rao, 2004). Karakteristik sinyal vibrasi yang penting untuk pemantauan kondisi mesin adalah frekuensi, amplitudo dan sudut fase. Sumber sinyal berasal dari komponen – komponen pada saat mesin bekerja. Masing – masing komponen ini biasanya memiliki frekuensi kerja yang berbeda – beda. Sumber sinyal tersebut adalah frekuensi kerja mesin, roda gigi, kopling dan bantalan. Selain sumber tersebut, sinyal vibrasi baru akan muncul bila terjadi gangguan pada mesin seperti *unbalance*, *misalignment*, *bearing defect* dan lain – lain (PRÜFTECHNIK LTD., 2002).



Pada gambar 2.2, *noise* (suara) merupakan sebuah analisis sinyal suara tetapi menggunakan instrumen yang sama dengan analisis vibrasi. Analisis suara menggunakan penangkap sinyal (*transducer*) yang berbeda dengan analisis vibrasi, dimana analisis suara menggunakan *microphone* (Wowk, 1991).

## 2.2. Perpindahan, Kecepatan dan Percepatan

Vibrasi disebabkan oleh gaya dan di respon berupa pergerakan osilasi, seperti pada gambar 2.3. Pergerakan osilasi tersebut dapat di deskripsikan berupa perpindahan (*displacement*), kecepatan (*velocity*) dan percepatan (*acceleration*) (Wowk, 1991).

Vibrasi dicontohkan berupa pegas dengan beban yang melakukan gerakan osilasi. Dari gerakan osilasi tersebut, terdapat tiga kondisi respon yaitu perpindahan (*displacement*), kecepatan (*velocity*) dan percepatan (*acceleration*) (SKF Reliability System, 2000). Terdapat perbedaan fase  $90^\circ$  antara *displacement* dengan *velocity*, dan perbedaan fase  $180^\circ$  antara *displacement* dengan *acceleration* (Wowk, 1991).

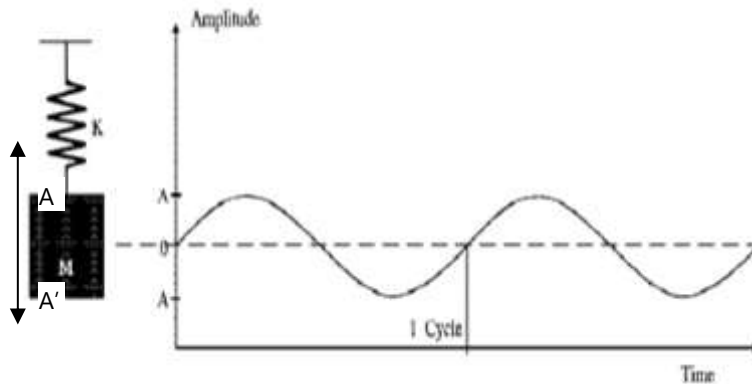
Secara matematis, dapat dirumuskan dengan:

$$\begin{aligned} \text{Perpindahan} = x &= A \sin(\omega t + \alpha) \\ &= A \cos(\omega t + \alpha - \frac{\pi}{2}) \\ &= A \cos(\omega t + \alpha') \end{aligned} \quad \dots(2.2)$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan} = \frac{dx}{dt} &= \omega A \cos(\omega t + \alpha) \\ &= \omega A \sin(\omega t + \alpha + \frac{\pi}{2}) \end{aligned} \quad \dots(2.3)$$

$$\begin{aligned} \text{Percepatan} = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} &= -\omega^2 A \sin(\omega t + \alpha) \\ &= \omega^2 A \sin(\omega t + \alpha + \pi) \end{aligned} \quad \dots(2.4)$$

Perpindahan, kecepatan atau percepatan dapat digunakan untuk mendeskripsikan respon dari gaya yang diberikan dengan perbedaan  $90^\circ$  kecepatan dengan perpindahan dan kecepatan dengan percepatan, atau perbedaan  $180^\circ$  untuk perpindahan dengan percepatan. Namun, fasa tidak menjadi acuan dalam analisis vibrasi.



Gambar 2.3, Pegas dengan beban (SKF Reliability System, 2000)

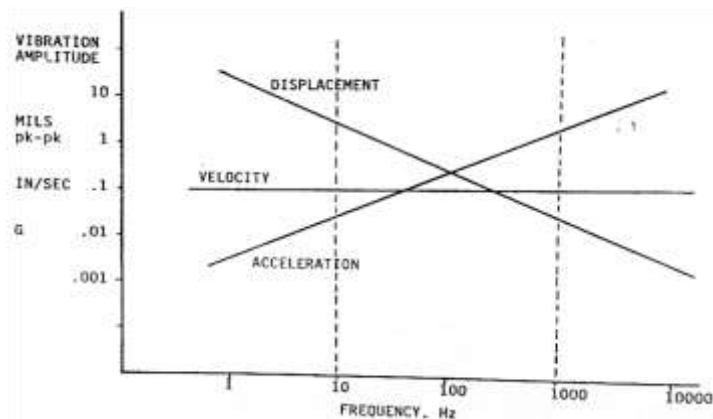
*Displacement* atau perpindahan, pada vibrasi menunjukkan seberapa besar obyek bergetar. Perpindahan diukur berdasarkan *peak to peak*, yaitu puncak (tertinggi) ke puncak (terendah) atau  $2x$  amplitudo, pada gambar 2.3, direfleksikan dari titik  $A$  ke  $A'$ . *Displacement* diukur dengan sensor yang umumnya dikenal sebagai *displacement probe*. Satuan yang digunakan adalah *mils* untuk sistem satuan imperial atau *microns* untuk sistem satuan metrik. Sensor *displacement* memiliki efektifitas yang tinggi bila mengukur getaran pada frekuensi yang rendah, yaitu di bawah 10 Hz (Wowk, 1991).

*Velocity* atau kecepatan, pada vibrasi mengindikasikan seberapa cepat obyek bergetar. Satuan yang digunakan adalah *mils/s* untuk sistem satuan imperial atau *microns/s* untuk sistem satuan metrik. *Velocity* mengukur tingkat sinyal getaran terhadap perubahan displacement tiap satuan waktu. Ini adalah pengukuran getaran mesin yang paling umum. Namun, acuan *velocity* kehilangan efektifitas dalam pengukurannya pada frekuensi sangat rendah (di bawah 10 Hz) dan juga pada frekuensi yang lebih tinggi (di atas 1000 Hz) (Wowk, 1991).

*Acceleration* atau percepatan, adalah sebuah perubahan kecepatan dari obyek getar berkaitan dengan gaya/gangguan yang menyebabkan terjadinya vibrasi ( $\text{microns/s}^2$  atau  $\text{inch/s}^2$ ). Vibrasi dengan percepatan maksimum terjadi pada saat perpindahan berubah arah, yaitu ketika perpindahan vibrasi pada kondisi maksimum dan kecepatan vibrasi pada kondisi nol. Satuan yang digunakan adalah  $\text{inches/s}^2$  untuk sistem satuan imperial atau  $\text{microns/s}^2$  untuk satuan metrik. Atau satuan  $g$ , dimana  $1g$

adalah  $9,807 \text{ m/s}^2$  atau  $386,4 \text{ in/s}^2$ . Sensor percepatan memiliki efektifitas yang tinggi bila mengukur getaran pada frekuensi yang tinggi, yaitu di atas 100 Hz (Wowk, 1991).

Untuk mengetahui parameter yang bagus dengan memakai perpindahan, kecepatan maupun percepatan, sesuai dengan frekuensinya maka didapatkan hasil seperti pada gambar 2.4.



Gambar 2.4, perbandingan efektifitas sensor *displacement*, *velocity* dan *acceleration* (Wowk, 1991).

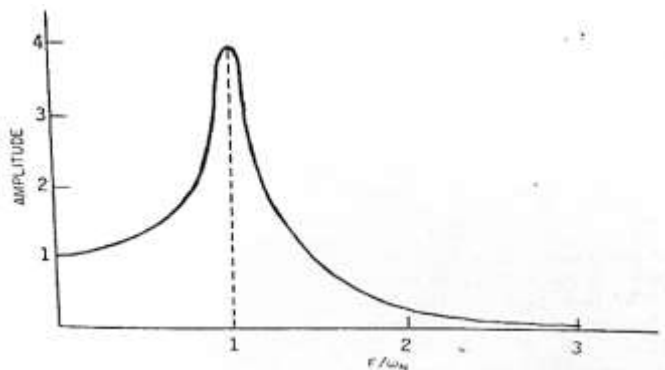
Dari gambar 2.4, dapat disimpulkan bahwa perpindahan atau displacement memiliki tingkat efektifitas yang tinggi sampai dengan frekuensi fundamental hingga 10 Hz (600 CPM) dan mendekati nilai menengah pada range 10 Hz – 1000 Hz (600-60.000 CPM). Sampai pada akhirnya memiliki nilai efektifitas yang rendah pada di atas 1000 Hz (60.000 CPM). Oleh karena itu pengukuran dengan menggunakan displacement sangat efektif pada saat frekuensi rendah. Hal ini juga berlaku untuk kecepatan (*Velocity*) yang memiliki efektifitas yang baik pada frekuensi fundamental antara 10 Hz hingga 1000 Hz. Percepatan (*Acceleration*) memiliki efektifitas yang baik bila frekuensi fundamental di atas 1000 Hz. CPM adalah *Cycle Per Minute*, bernilai sama dengan RPM (*Rotation Per Minute*). 60 CPM sama dengan 60 RPM yang bernilai 1 Hz (Brueel & Kjaer, 1982).

### 2.3. *Natural Frequency, Resonance dan Critical Speed*

*Natural frequency* atau frekuensi alami adalah sebuah fenomena jika sebuah benda diberikan gaya agar bergetar dengan sendirinya (Rao,

2004). Contoh dari frekuensi alami adalah pemberian gaya pada garpu tala yang menyebabkan garpu tala tersebut bergetar. Sebuah nada terjadi pada garpu tala tersebut adalah *Natural frequency* atau frekuensi alami (Wowk, 1991).

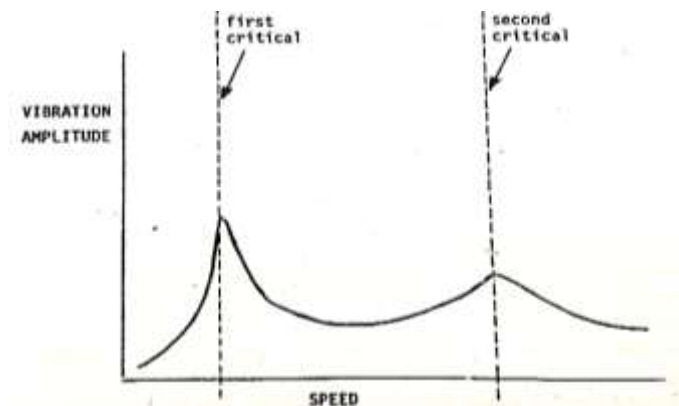
*Resonance* (resonansi) adalah kondisi dimana gaya masukan memiliki frekuensi yang sama dengan frekuensi alami sistem atau frekuensi harmonil (kelipatan) dari frekuensi alami sistem. Resonansi dapat menyebabkan amplitudo vibrasi meingkat secara dramatis sehingga vibrasi yang terjadi menjadi lebih besar seperti yang dijelaskan pada gambar 2.5. Sebuah benda atau sistem yang beroperasi mendekati frekuensi alaminya dapat mengakibatkan kerusakan. Fenomena seperti frekuensi alami pada benda berputar dinamakan *crititcal speed* (Wowk, 1991).



Gambar 2.5, Resonansi yang mengakibatkan amplitudo naik secara drastis (Wowk, 1991).

*Critical speed* atau kecepatan kritis terjadi dimana benda berputar (rotor) pada frekuensi kecepatan kritis yang kemudian menyebabkan resonansi. Kecepatan kritis pada rotor memiliki frekuensi yang tidak sama dengan frekuensi alami karena pada rotor terdapat bantalan memiliki karakter dinamis yang bergantung pada kecepatan. Pada kecepatan kritis, amplitudo getaran terbentuk sangat tinggi dan kemudian berkurang secara dramatis setelah melewati *critical speed*, hal itu ditunjukkan pada gambar 2.6. Oleh karena itu, sebaiknya kecepatan kritis dilewati secepat mungkin dengan meningkatkan akselerasi. Kecepatan kritis dapat terjadi lebih dari satu kali. Kecepatan kritis kedua tidak sama dengan beberapa kali kecepatan kritis pertama. Kecepatan kritis kedua biasanya antara 2,5

sampai 4 kali dari kecepatan kritis pertama, bergantung pada bentuk penampang dan ujungnya (Wowk, 1991).



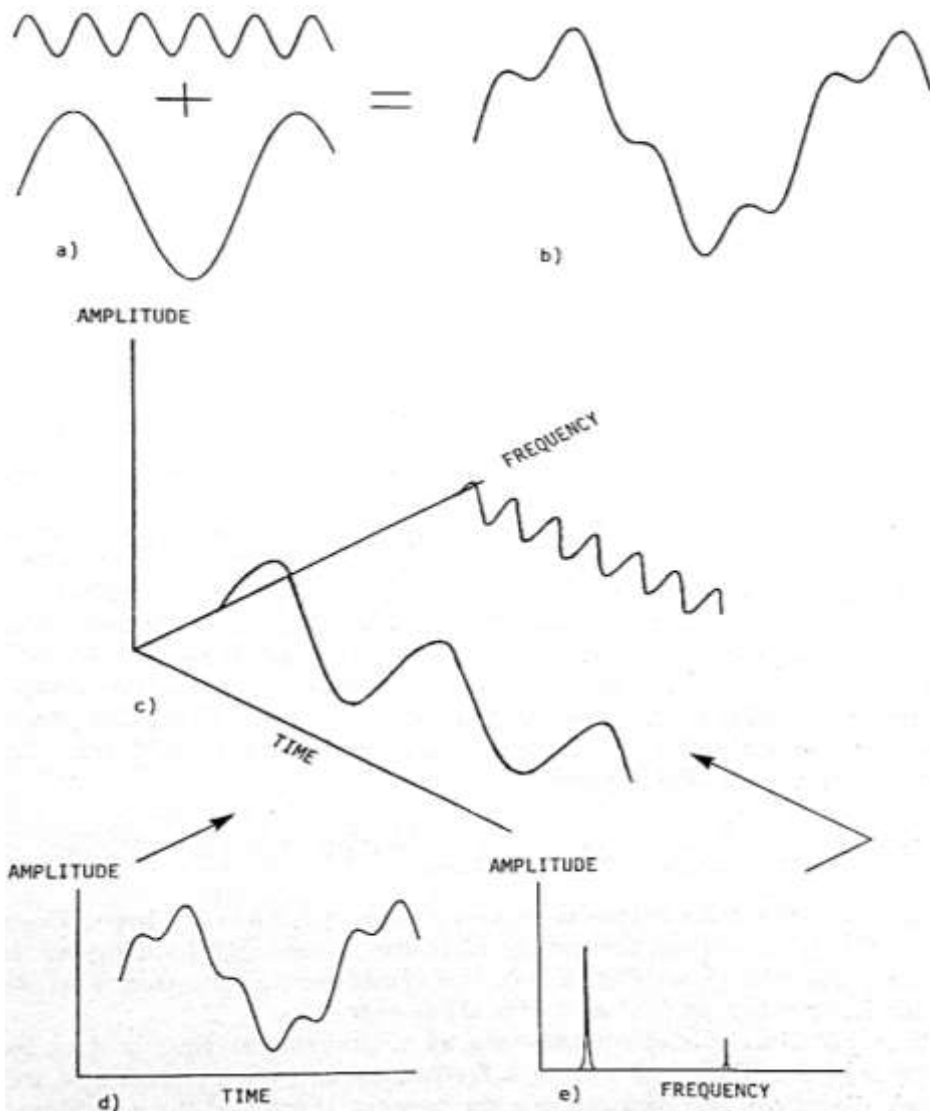
Gambar 2.6, Amplitudo yang meingkat karena kecepatan kritis (Wowk, 1991)

#### 2.4. Domain Waktu dan Frekuensi

Gerakan osilasi dari sebuah vibrasi membentuk gelombang sinusoidal dengan satuan getaran per detik atau biasa disebut *Hertz* (domain waktu) (Kreyszig, 2011). Vibrasi yang terjadi pada permesinan merupakan gabungan dari banyak vibrasi, semua vibrasi kompleks yang terjadi tersebut dapat dipecah menjadi gelombang-gelombang yang lebih sederhana. Gelombang-gelombang yang lebih sederhana tersebut memiliki amplitudo dan frekuensi yang berbeda, kemudian dari amplitudo dan frekuensi yang berbeda tersebut dijadikan kumpulan gelombang dengan domain frekuensi, metode ini disebut *Fourier Transform* (Transformasi Fourier). Bila seluruh gelombang yang sederhana tersebut digabungkan, maka gelombang yang kompleks terbentuk kembali (Wowk, 1991).

*Fourier Transform* adalah metode untuk mengubah sinyal vibrasi dari domain waktu ke domain frekuensi. *Fourier Transform* disebut *Fast Fourier Transform* karena metode yang ditemukan oleh matematika Perancis yang bernama Jean Baptise Fourier ini membuat transformasi (perubahan) menjadi cepat (*fast*) (Kreyszig, 2011). Analisis domain waktu memberikan gambaran fisik frekuensi vibrasi yang asli namun sulit untuk di analisis secara praktis jika sinyal vibrasi kompleks. Untuk memudahkan

analisis, digunakan data domain frekuensi karena memberikan informasi yang lebih rinci dalam upaya mengenali kerusakan (Wowk, 1991).

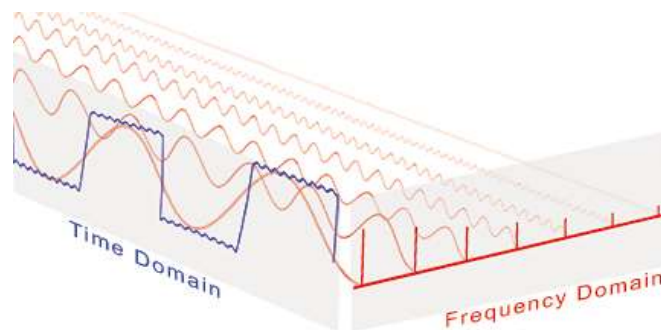


Gambar 2.7, Perbedaan gelombang domain waktu dan frekuensi (Wowk, 1991).

Gambar 2.7a merupakan dua gelombang sinusoidal. Gelombang yang atas memiliki frekuensi 4x lebih besar dibanding gelombang bawah dan amplitudo  $1/4x$  gelombang bawah. Gabungan dari kedua gelombang digambarkan pada gambar 2.7b dengan osiloskop domain waktu yang

ditunjukkan pada gambar 2.7d. Gambar 2.7e merupakan data yang sama dengan gambar 2.7d yang dilihat melalui domain frekuensi dimana garis vertikal yang proporsional dengan besar amplitudonya. Gambar 2.7c merupakan analogi tiga dimensi antara domain waktu dengan domain frekuensi. Metode ini (*Fourier Transform*) merupakan perubahan sudut pandang dalam melihat gelombang yang kompleks (Wowk, 1991).

Untuk mengubah gelombang yang kompleks dari domain waktu ke domain frekuensi, memerlukan *software* matematika. *Software* matematika yang digunakan untuk melakukan transformasi sinyal vibrasi dari domain waktu ke domain frekuensi adalah AMS Machinery dari Mobius Institute. Ilustrasi perubahan sudut pandang dalam melihat sebuah gelombang kompleks ditunjukkan pada gambar 2.8.



Gambar 2.8, Hampanan amplitudo antara domain waktu dengan domain frekuensi (Wavelength Electronic, 2014)

## 2.5. Penyebab Vibrasi yang Dapat di Deteksi

Secara keseluruhan, terdapat 14 penyebab vibrasi berlebih pada benda yang berotasi dan telah dijadikan standar pada ISO 13373-1 seperti yang dilampirkan pada tabel 2.1. (ISO 13373, 2002). Dari 14 penyebab tersebut, kerusakan yang sesuai dengan objek dari penelitian ini, yaitu Turbin dan Generator PLTU Amurang Unit 1, terdapat tujuh penyebab berdasarkan objek kerusakan, diantaranya *unbalance*, *misalignment*, *journal bearing failure*, *ball bearing failure*, *bent shaft*, *gear deflect* dan *looseness*.

Pada tabel 2.1 (ISO 13373, 2002), *resonance* (resonansi) merupakan bukan sebuah kerusakan, melainkan sebuah kondisi dimana benda mendapat gaya yang diberikan sama dengan frekuensi alami, seperti yang telah dijelaskan pada sub-bab 2.3. (Wowk, 1991).

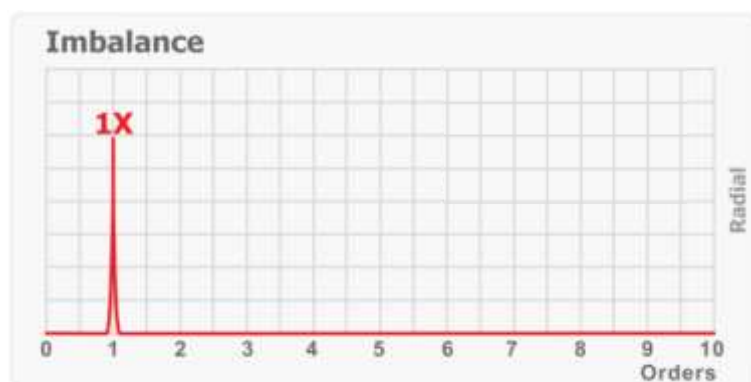
Tabel 2.1, Penyebab-penyebab vibrasi berlebih berdasarkan ISO 13373-1  
(ISO 13373, 2002)

Cause	Characteristic vibration frequencies	Remarks (Phase measurements can give additional information for many causes.)
Unbalance	1× (i.e. once per revolution)	Changes in balance will give changes in the 1× vector. Vibration will be highest when running speed coincides with a rotor system critical speed. Significant vibration phase change will occur when passing through critical speeds. At a fixed speed vibration magnitudes are constant.
Bearing misalignment	1× or higher harmonics	Parallel or angular bearing misalignment is generally caused by foundation movements. Bearing misalignment is not a direct cause of vibration excitation but changes the dynamic characteristics of the support system.
Shaft misalignment	1×, 2× or higher harmonics	Angular/parallel misalignment due to coupling geometric inaccuracies. It introduces vibration excitation due to shaft bending. In some cases, the axial vibration component may be of similar magnitude to the radial components.
Journal bearing operating condition/ geometry	Subsynchronous or 1×, 2×, 3×	Changes in the bearing operating conditions or geometry can cause changes in the steady-state vibration at 1× and higher harmonics, or cause subsynchronous instability (oil or steam whirl). In the latter case the vibration is usually unsteady and can increase with time, often rapidly.
Rolling element bearing wear	Wideband acceleration at high frequency	Detection requires transducers with high-frequency response. Vibration tends to be localized to the region of the defective bearing. Vibration readings are usually unsteady and increase with time. Other techniques may be necessary to characterize the type of fault.
Stiffness dissymmetry (e.g. axial winding slots in generator/motor rotors)	2×	Vibration peaks when a 2× stimulus is coincident with a rotor critical speed. At a fixed rotor speed vibration magnitudes are constant. Compensating grooves are used on large machines to minimize this stimulus.
Bent rotor (see also thermal dissymmetry)	1×, 2× or higher harmonics	Change of 1× is most common. If the rotor is bent near the coupling, a high 2× axial vibration is frequently observed. At a fixed speed the rotor vibration values are constant.
Cracked rotor	1×, 2× or higher harmonics	A growth in the 2× vector is an indication that the growth of a transverse crack is getting critical. Changes in the 1× or higher harmonic vectors can also occur.
Component looseness in rotor	1× and harmonics of running speed frequency	Vibration values may be erratic and inconsistent between successive start-stop cycles. Sometimes subharmonic frequencies are also observed
Eccentric or non-circular journals	1× and for non-circular journals at harmonics of running speed frequency	Vibration values can be abnormal or excessive at low rotor speeds as well as at rotor critical speeds. At a fixed rotor speed the vibration values are constant.
Thermal dissymmetry	1×	Can be caused by non-uniform rotor ventilation or shorted electrical windings or non-uniform tightness of parts. Causes rotor to bow with the same vibration characteristics as for unbalance.
Gear defects	High frequencies corresponding to harmonics of gear mesh/rotational frequency and associated sidebands	Detection requires transducers with high-frequency responses. For defect in one tooth: 1× and multiples. For worn teeth: Gear mesh frequencies with sidebands and multiples.
Resonance	At excitation frequencies such as when rotor speed equals a natural frequency of the rotor/support system	Vibration magnification occurs at each machine resonant speed and large phase angle changes are evident in the 1× response as the rotor passes through critical speeds. Rotor unbalance is also the most common stimulus which can produce resonant responses of the machine in its non-rotating systems. On electric machines, the other major stimulus is at 2× which results from electromagnetic forces that the rotor induces on the stator.
Rubs	Most commonly 1×, but also multiples of 1×, subsynchronous frequencies and natural frequencies	Slight rubs that are initiated at low speed may clear themselves. However, rubs that are initiated at high speed may result in an abrupt change in vibration that rises rapidly to a magnitude that requires machine shut-down. Sometimes rubs occur due to machines being loaded too rapidly or as a result of sudden changes in the thermal condition within the machine. In other cases rubs may result from clearances being set too small between rotating and stationary parts, or a result of parts shifting during service.



### 2.4.1. *Unbalance*

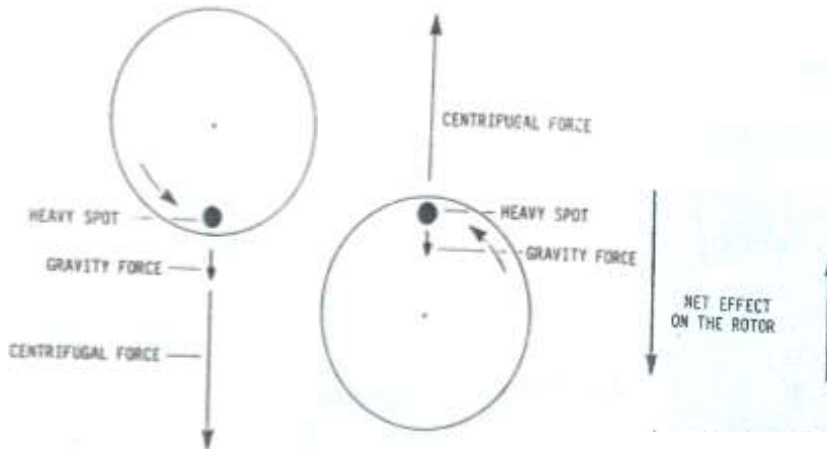
*Unbalance* atau *imbalance* adalah suatu kondisi dimana pusat massa rotor tidak tepat pada pusat massa poros, sehingga ketika elemen ini berputar akan menimbulkan gaya sentrifugal. Gaya sentrifugal mempengaruhi sistem selama sistem berputar yang kemudian menimbulkan vibrasi pada sistem. *Unbalance* bisa disebabkan oleh penyebaran massa rotor yang tidak merata atau pemasangan poros yang tidak tepat pada pusatnya. *Unbalance* memiliki nilai frekuensi dominan di 1x frekuensi putaran benda kerja (frekuensi fundamental atau bisa disebut dengan orde) seperti pada gambar 2.9. *Waveform* pada *unbalance* sangat berbentuk sinusoidal (Wowk, 1991).



Gambar 2.9, Spektrum vibrasi pada *imbalance/unbalance* (Mobius Institute, 2017)

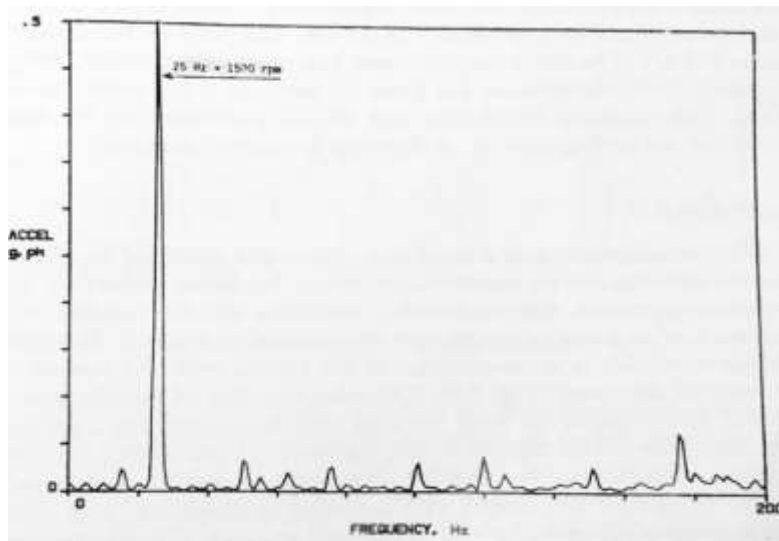
Spektrum vibrasi yang dominan pada 1x frekuensi fundamental disebabkan karena adanya suatu titik berat yang membuat vibrasi dengan frekuensi sebesar putaran kerja, kondisi tersebut membuat gelombang vibrasi berbentuk sinusoidal dengan amplitudo yang tinggi karena beban yang tidak seimbang.

Adapun contoh hasil pengukuran benda yang mengalami *unbalance* terdapat pada gambar 2.10, dimana pengukuran dilakukan pada sebuah mesin yang secara sengaja dibuat *unbalance* dengan menambahkan beban berupa mur dan baut, bekerja pada putaran 1500 RPM (25 Hz). Gambar 2.10 menunjukkan spektrum vibrasi dengan vibrasi dominan pada 1x frekuensi fundamental, yaitu 25 Hz.

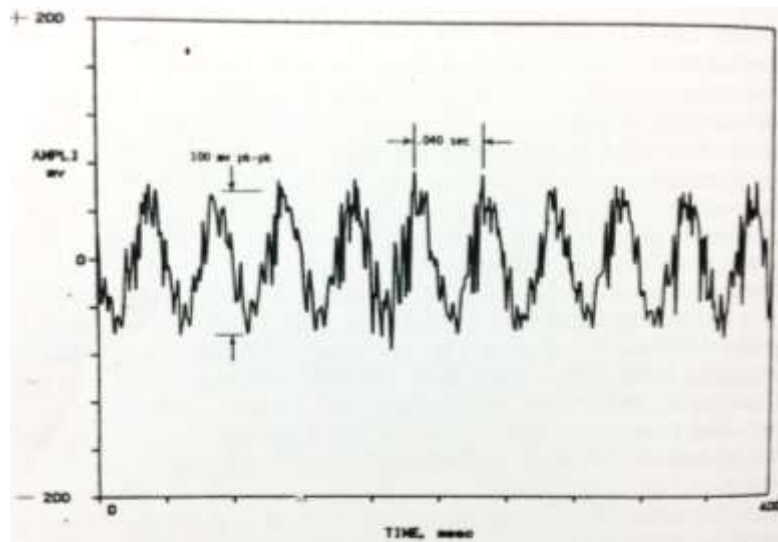


Gambar 2.10, titik berat pada mesin yang mengalami *unbalance* (Wowk, 1991)

Gambar 2.12 merupakan bentuk gelombang vibrasi terhadap waktu (*waveform*). Pada gambar 2.12, periode dari vibrasi yang signifikan adalah 0.04 detik, yang artinya frekuensi gelombang tersebut adalah 25 Hz.



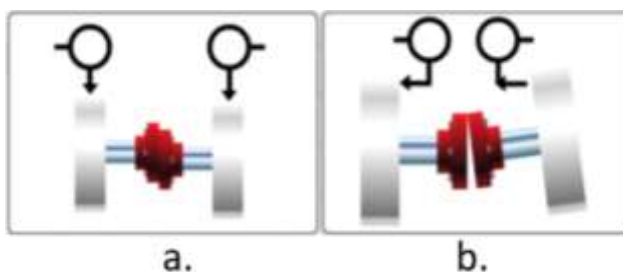
Gambar 2.11, spektrum dari sebuah mesin yang dibuat *unbalance* dengan putaran 1500 RPM (Wowk, 1991)



Gambar 2.12, waveform dari sebuah mesin yang dibuat *unbalance* dengan putaran 1500 RPM (Wowk, 1991)

#### 2.4.2. *Shaft Misalignment*

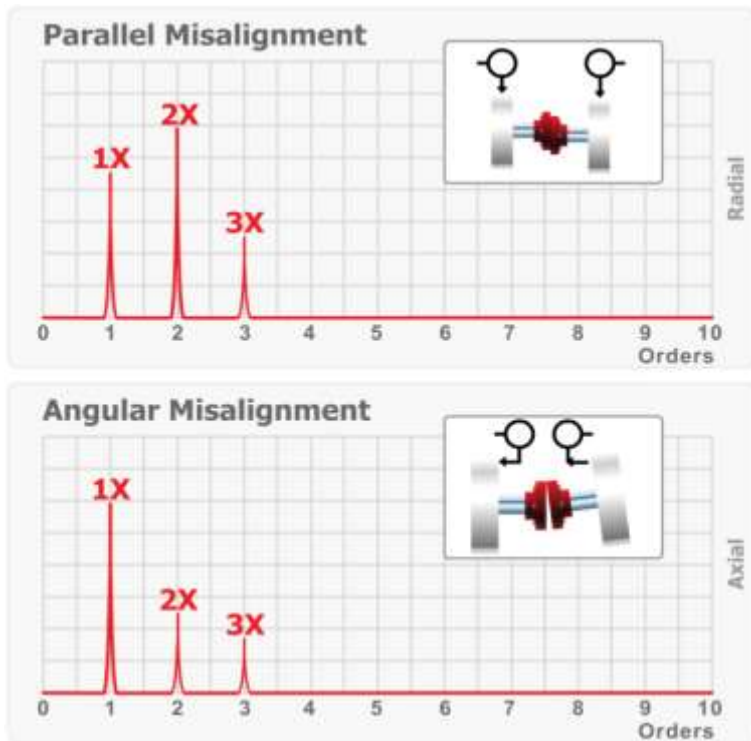
*Misalignment* adalah suatu kondisi pada sistem poros-kopling ketika dua sumbu poros yang terhubung tidak berada dalam satu garis sumbu (*centerline*) (Wowk, 1991).



Gambar 2.13, (a.) *Parallel Misalignment*, (b) *Angular Misalignment* (Mobius Institute, 2017)

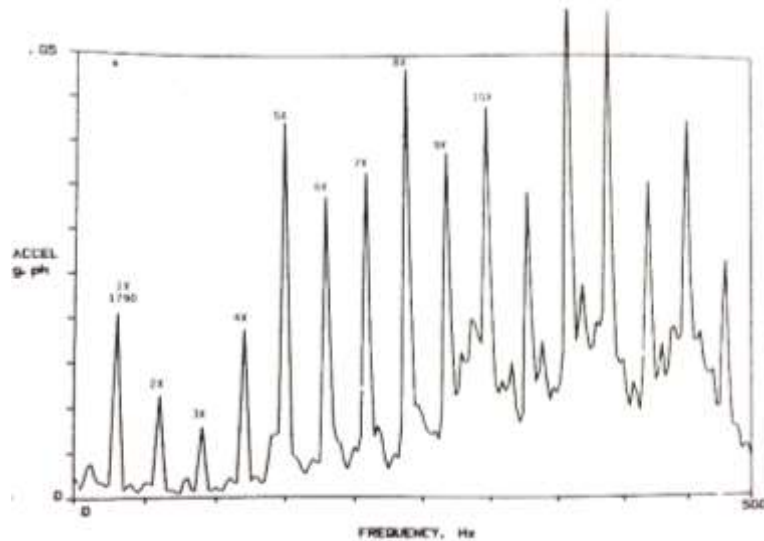
Misalignment bisa terjadi pada bantalan maupun pada komponen yang saling berhubungan seperti pada kopling, namun pada bantalan (*ball bearing*) memiliki spektrum yang berbeda, dijelaskan pada sub-bab 2.4.4. *Misalignment* pada poros kopling dibagi menjadi dua jenis yaitu misalignment paralel dan sudut (*angular*) seperti yang dijelaskan pada gambar 2.13. Namun kebanyakan kasus yang terjadi adalah gabungan dari keduanya (PRÜFTECHNIK LTD., 2002).

*Misalignment* paralel adalah kondisi dimana garis tengah poros kedua mesin sejajar satu sama lain namun tidak segaris. *Misalignment* angular adalah kondisi dimana garis tengah poros yang terdiri dari dua poros yang terhubung (*coupled*), mengalami pergeseran sehingga membentuk sudut satu sama lain.



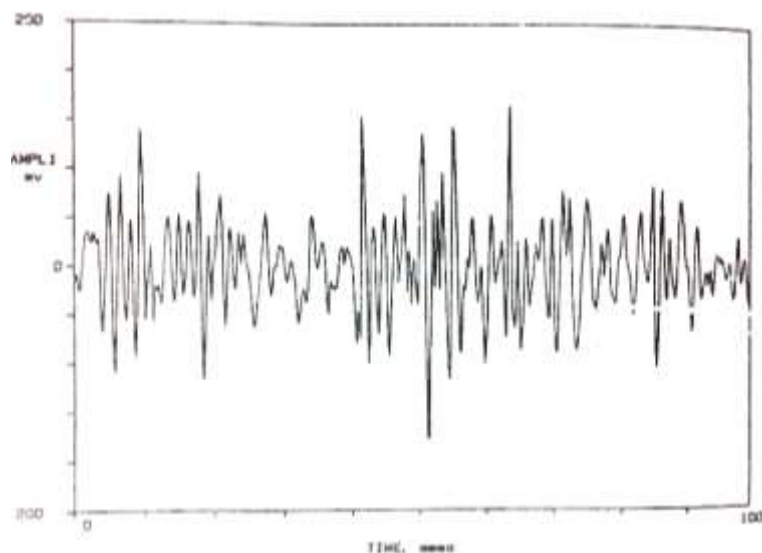
Gambar 2.14, Spektrum vibrasi pada *misalignment* poros (Mobius Institute, 2017)

*Misalignment* memiliki nilai frekuensi yang sangat tinggi pada 1x frekuensi fundamental, diikuti frekuensi harmonik pada 2x dan 3x frekuensi fundamental bila terjadi *angular misalignment*. *Parallel misalignment* memiliki nilai frekuensi yang dominan pada 1x, dengan frekuensi harmonik pada 2x, 3x bahkan 4x dan 5x (Mobius Institute, 2017).



Gambar 2.15, spektrum vibrasi pada mesin yang mengalami *misalignment* (Wowk, 1991)

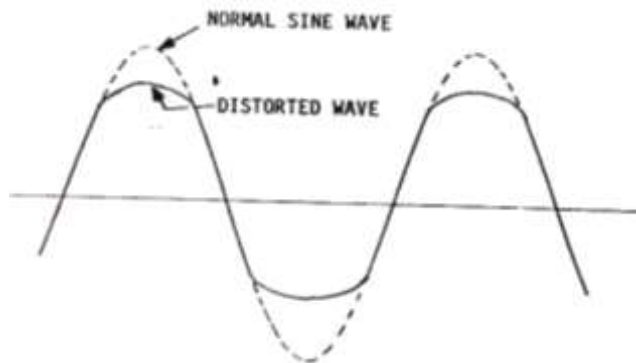
Contoh spektrum vibrasi pada mesin yang mengalami *misalignment* dapat dilihat pada gambar 2.15, dengan putaran kerja sebesar 1790 RPM. Pada gambar 2.15, dapat dilihat bahwa spektrum vibrasi pada mesin yang mengalami *misalignment* terdapat frekuensi harmonik pada 2x hingga 15x frekuensi fundamental.



Gambar 2.16, *waveform* mesin yang mengalami *misalignment* dengan putaran 1790 RPM (Wowk, 1991)

Bentuk gelombang vibrasi terhadap waktu (*waveform*) pada *misalignment* ditunjukkan pada gambar 2.16, *waveform* tersebut berbentuk acak karena ketidakpastian jumlah frekuensi harmoni. Oleh karena itu, *waveform* pada *misalignment* tidak dapat dijadikan acuan untuk menentukan indikasi kerusakan.

Frekuensi harmonik yang terjadi disebabkan oleh vibrasi yang mengalami distorsi dari ketegangan yang terinduksi pada poros yang tidak sesumbu (*misalignment*), diilustrasikan pada gambar 2.17. Ketegangan yang disebabkan *misalignment* juga dapat membuat komponen kopling saling menekan tiap berputar (Wowk, 1991).



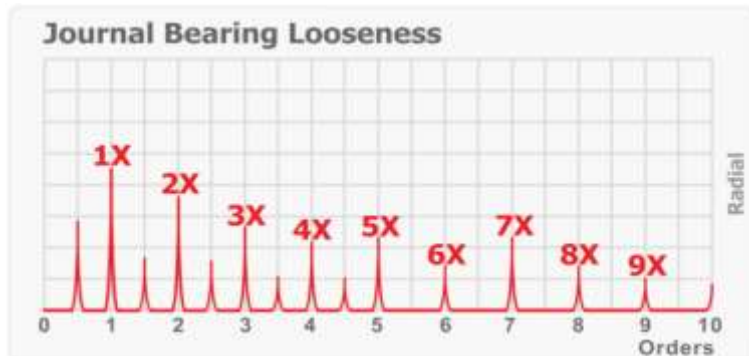
Gambar 2.17, gelombang vibrasi yang mengalami distorsi (Wowk, 1991)

#### 2.4.3. *Journal Bearing Failure*

Terdapat dua jenis kerusakan pada *journal bearing*, yaitu *looseness* (kelonggaran) dan *oil whirl* (pusaran pelumas). *Looseness* disebabkan karena celah (*clearance*) yang berlebih pada *journal bearing* yang diakibatkan karena usia pemakaian yang membuat permukaan *journal bearing* terkikis secara perlahan. *Oil whirl* terjadi karena pelumas yang mengalami pusaran akibat dari beban *journal bearing* yang terlalu ringan dan menyebabkan *journal bearing* berputar dari bawah, ke atas hingga ke bawah kembali. (Wowk, 1991).

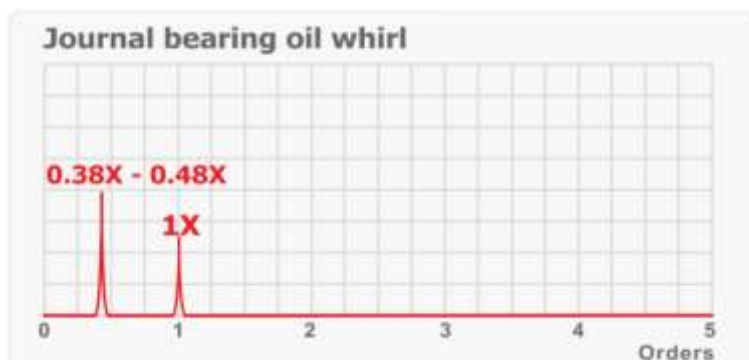
Gambar 2.18 menunjukkan spektrum vibrasi gejala *journal bearing* mengalami *looseness* (kelonggaran) ialah frekuensi akan dominan di 1x frekuensi fundamental dengan frekuensi harmonik satu hingga setengah kelipatannya (ISO 13373, 2002). Gejala pada *journal bearing*

mengalami *looseness* (kelonggaran) mirip dengan gejala *looseness* pada benda yang berputar (*rotating looseness*). Kedua hal tersebut merupakan jenis kerusakan yang sama



Gambar 2.18, Spektrum vibrasi pada *journal bearing looseness* (Mobius Institute, 2017)

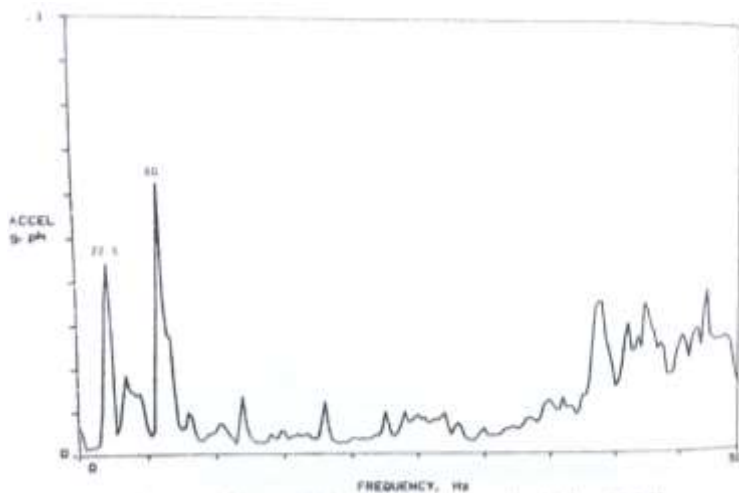
Gambar 2.19 menunjukkan spektrum vibrasi gejala *journal bearing* mengalami kebocoran minyak pelumas (*oil whirl*) adalah frekuensi akan dominan antara 0,38x hingga 0,48x dan 1x (Mobius Institute, 2017). Gambar 2.19 adalah sebuah contoh teknis spektrum vibrasi pada *journal bearing* motor yang mengalami kebocoran minyak pelumas (*oil whirl*). Motor tersebut berputar pada 3600 RPM (60 Hz). Spektrum vibrasi menunjukkan adanya vibrasi dominan pada 22,5 Hz (0,38x frekuensi fundamental) dan 60 Hz (1x frekuensi fundamental).



Gambar 2.19, Spektrum vibrasi pada *journal bearing oil whirl* (Mobius Institute, 2017)

Vibrasi pada 0,38x frekuensi fundamental tersebut hilang setelah *journal bearing* diganti dengan *journal bearing* yang baru, dimana

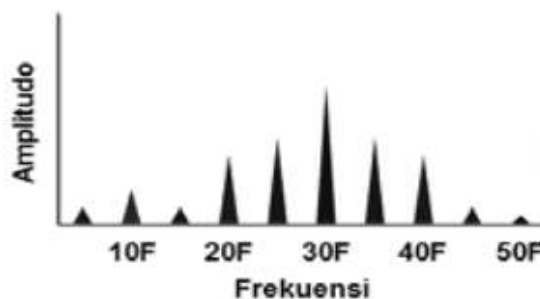
celah (*clearance*) *journal bearing* yang baru tersebut lebih kecil. Jika kebocoran minyak pelumas menjadi parah, bagian dalam *journal bearing* akan mengalami pergesekan (*rubbing*). *Rubbing* juga dapat disebabkan *unbalance* yang berat atau *misalignment* yang parah (Wowk, 1991). Gambar 2.20 menunjukkan *journal bearing* yang mengalami *oil whirl* pada motor yang memiliki putaran sebesar 3600 RPM (60 Hz), dimana pada gambar 2.20 menunjukkan adanya frekuensi dominan pada 22,5 Hz (0,38x Frekuensi fundamental) dan 60 Hz (1x Frekuensi fundamental).



Gambar 2.20, *Journal bearing* yang mengalami *oil whirl* (Wowk, 1991)

#### 2.4.4. *Ball Bearing Failure*

Penyebab utama kerusakan pada *ball bearing* adalah terkontaminasi air (termasuk kelembaban), beban berlebih (*overstress*), kurangnya pelumasan (*lack of lubrication*) dan cacat produksi.

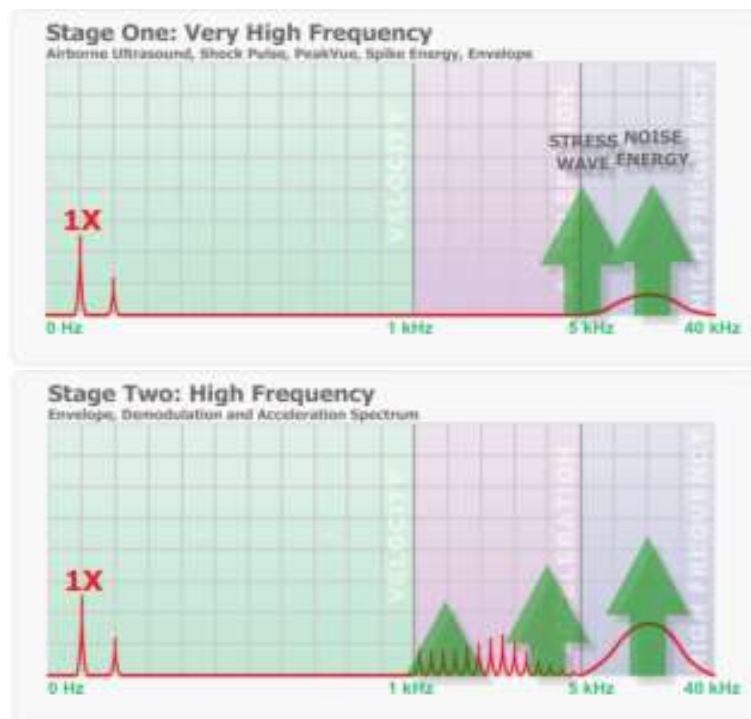


Gambar 2.21, Spektrum vibrasi kerusakan pada *ball bearing* (Betta, Liguori, Paolillo, & Pietrosanto, 2001)



Kerusakan *ball bearing* dapat menghasilkan empat jenis masalah yang memiliki spektrum vibrasi yang berbeda yaitu kerusakan jalur luar *bearing* (*outer race fault*), kerusakan jalur dalam *bearing* (*inner race fault*), kerusakan *roller* atau elemen menggelinding (*roller fault*) dan kerusakan sangkar (*cage fault*) (Wowk, 1991).

Terdapat nilai frekuensi dominan di 1x frekuensi fundamental dan terdapat getaran dengan frekuensi yang tinggi (ISO 13373, 2002). Getaran yang di akibatkan oleh kerusakan *ball bearing* biasanya memiliki frekuensi 20-40x frekuensi fundamental, seperti yang tertera pada gambar 2.21 (Betta, Liguori, Paolillo, & Pietrosanto, 2001).

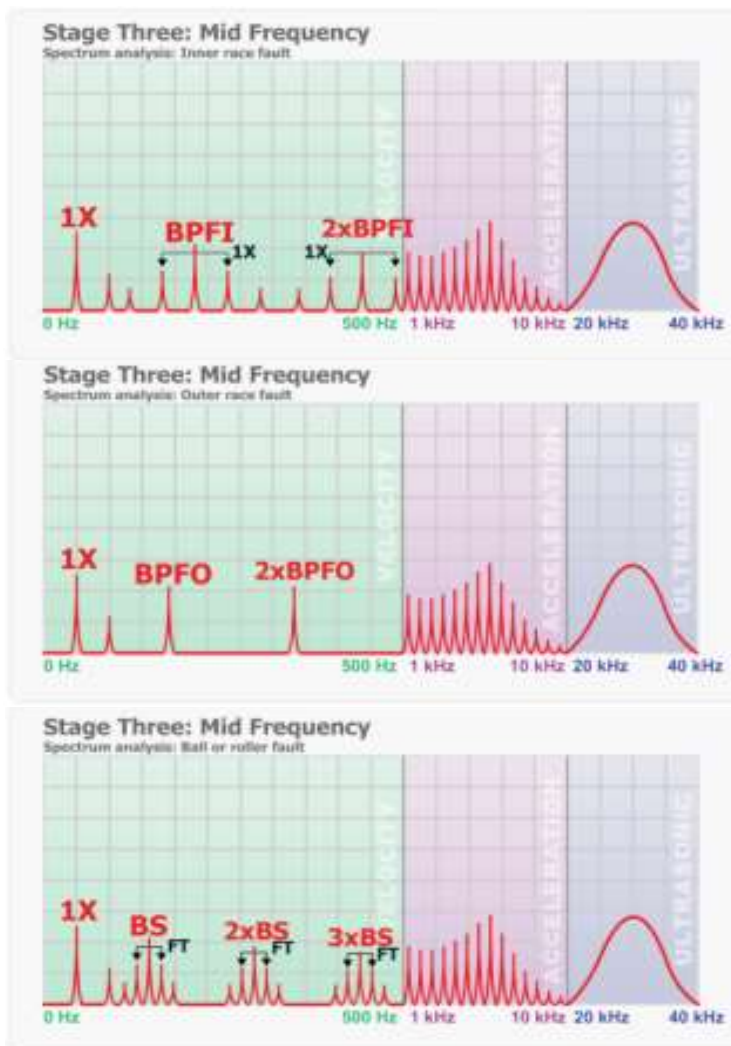


Gambar 2.22, Tingkat 1 dan 2 vibrasi pada *ball bearing* (Mobius Institute, 2017)

Kerusakan pada *ball bearing* dapat pula dibedakan menjadi 4 tingkat kerusakan. Dimana tingkat 1 dan 2 vibrasi diakibatkan dari kekurangan pelumas. Pada tingkat 1 dan 2 ini frekuensi yang dihasilkan sangat tinggi dengan amplitudo yang rendah, oleh karena itu dibutuhkan

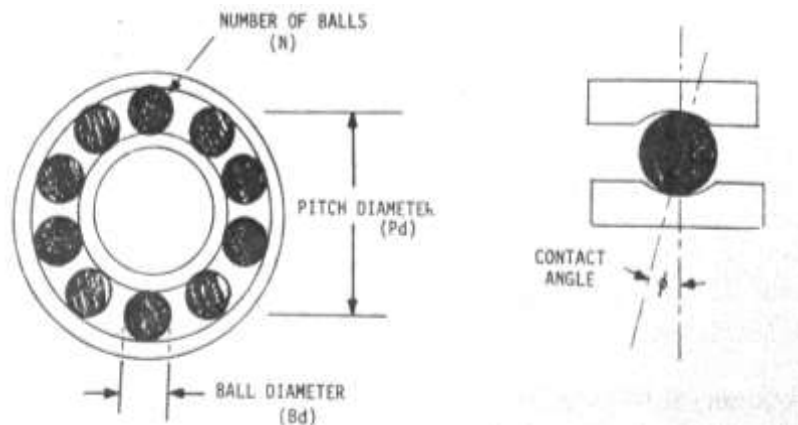
sensor *ultrasonic* untuk mengetahui vibrasi yang terjadi pada frekuensi sangat tinggi tersebut (Mobius Institute, 2017).

Pada tahap ini nilai vibrasi tidak besar dan juga kerusakan yang terjadi merupakan tidak terlalu parah, ditunjukkan dengan spektrum vibrasi pada gambar 2.22 menunjukkan nilai dominan pada 1x frekuensi fundamental dengan amplitudo yang tidak tinggi (Mobius Institute, 2017).



Gambar 2.23, Tingkat 3 vibrasi pada ball bearing (Mobius Institute, 2017)

Kerusakan pada *ball bearing* dapat pula dibedakan menjadi 4 tingkat kerusakan. Dimana tingkat 1 dan 2 vibrasi diakibatkan dari kekurangan pelumas. Pada tingkat 1 dan 2 ini frekuensi yang dihasilkan sangat tinggi dengan amplitudo yang rendah, oleh karena itu dibutuhkan sensor *unltrasonic* untuk mengetahui vibrasi yang terjadi pada frekuensi sangat tinggi tersebut. Pada tahap ini nilai vibrasi tidak besar, ditunjukkan dengan spektrum vibrasi yang dominan pada 1x frekuensi fundamental dengan amplitudo yang tidak tinggi (Mobius Institute, 2017).



Gambar 2.24, ilustrasi parameter penghitungan frekuensi pada *bearing* (Wowk, 1991).

Pada tingkat ke 3 kerusakan *ball bearing*, terdapat tiga jenis kerusakan yang memiliki spektrum vibrasi yang berbeda seperti pada gambar 2.23. Yaitu kerusakan jalur dalam *bearing* (*inner race fault*), kerusakan jalur luar *bearing* (*outer race fault*), dan kerusakan *roller* atau elemen menggelinding (*roller fault*). Ketiga kerusakan tersebut dapat di deteksi dengan mengetahui frekuensi dari masing-masing kerusakan melalui rumus (Wowk, 1991):

$$FTF = \frac{RPS}{2} \left[ 1 - \frac{Bd}{Pd} \cos\theta \right] \quad \dots(2.5)$$

$$BS = \frac{Pd}{2Bd} (RPS) \left[ 1 - \left( \frac{Bd}{Pd} \right)^2 \cos^2\theta \right] \quad \dots(2.6)$$

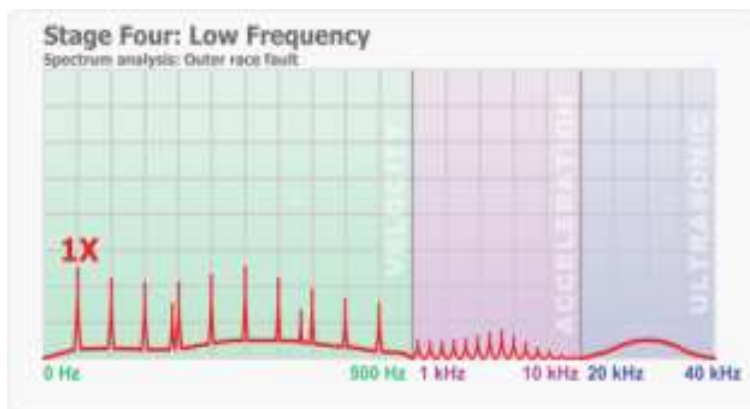
$$BPFO = N (FTF) \quad \dots(2.7)$$

$$BPFI = N (RPS - FTF) \quad \dots(2.8)$$

Dimana:

- FTF = *Fundamental Train Frequency*, yaitu frekuensi yang ditimbulkan akibat vibrasi pada sangkar *ball bearing*
- Bd = *Ball diameter*, yaitu diameter pada *ball* atau *roller bearing*
- Pd = *Pitch diameter*, diameter terjauh dari *ball* atau *roller bearing*.
- N = Jumlah *ball* atau *roller bearing*.
- $\theta$  = Sudut kontak *ball* atau *roller bearing*.
- Ilustrasi parameter-parameter di atas dapat dilihat pada gambar 2.24.

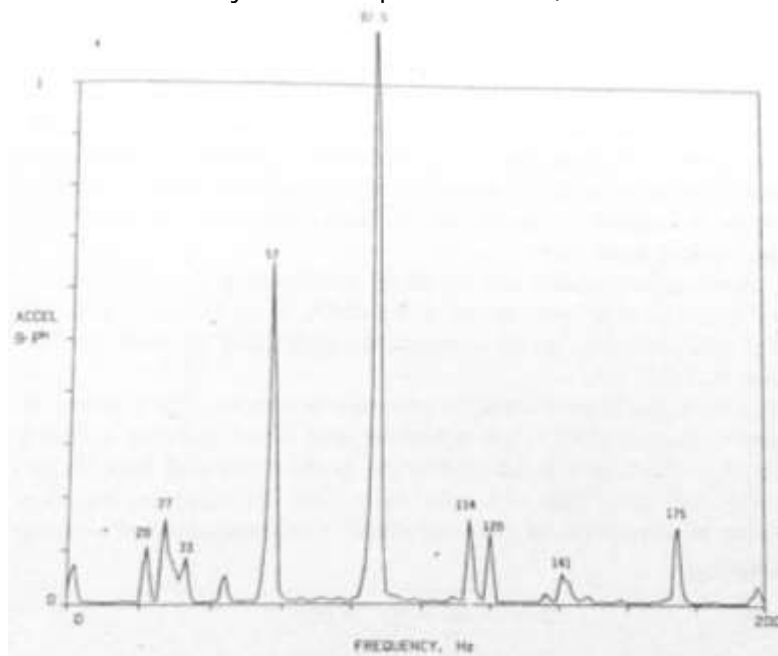
Pada kerusakan jalur dalam *bearing (inner race fault)*, terdapat amplitudo yang cukup tinggi pada 1x frekuensi fundamental dan terjadi beberapa harmonik serta terdapat frekuensi kerusakan jalur dalam (BPFI). Pada kerusakan jalur luar *bearing (outer race fault)*, terdapat amplitudo yang cukup tinggi pada 1x frekuensi fundamental dan terdapat frekuensi kerusakan jalur luar (BPFO).



Gambar 2.25, Tingkat 4 vibrasi pada *ball bearing* (Mobius Institute, 2017)

Pada kerusakan *roller* atau elemen menggelinding (*roller fault*), terdapat amplitudo yang cukup tinggi pada 1x frekuensi fundamental dan terdapat frekuensi *ball* atau *roller bearing* yang diikuti dengan frekuensi sangkar yang timbul karena kerusakan *ball* atau *roller bearing* (Mobius Institute, 2017).

Bila kerusakan *bearing* mencapai tingkat ke 4 vibrasi, maka harus dilakukan pergantian *bearing*. Gambar 2.25 menggambarkan bentuk spektrum vibrasi kerusakan jalur luar *bearing* (*outer race fault*) ditandai dengan adanya amplitudo yang cukup tinggi pada 1x frekuensi fundamental dan terjadi beberapa harmonik (Mobius Institute, 2017).



Gambar 2.26, spektrum kerusakan *outer race fault* pada bearing (Wowk, 1991)

Gambar 2.26 menunjukkan spektrum vibrasi dari kerusakan *outer race fault* pada bearing yang berotasi pada 1715 RPM (28 Hz). Pada gambar 2.26, vibrasi dominan terjadi pada 2x hingga 6x frekuensi fundamental. Hal ini sesuai dengan pernyataan pada gambar 2.24, dimana kerusakan *outer race fault* menyebabkan adanya vibrasi yang timbul dengan frekuensi yang rendah (di bawah 1 kHz, 60.000 RPM)

#### 2.4.5. *Bent Shaft*

Bent shaft atau poros bengkok disebabkan karena poros berada pada keadaan diam (*stasioner*) dan dalam jangka waktu yang cukup lama (sekitar 6 bulan). Pencegahan yang paling baik untuk mencegah poros bengkok adalah dengan tidak membiarkan motor atau rotor berada

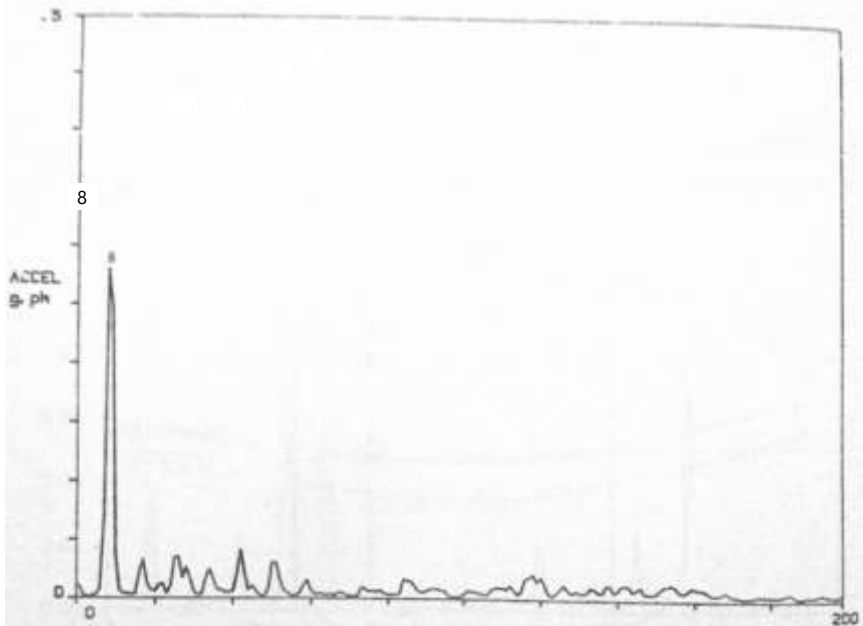
pada keadaan yang diam dengan cara selalu memutar rotor/motor tersebut.



Gambar 2.27, Spektrum vibrasi pada poros bengkok (Mobius Institute, 2017).

*Bent shaft* atau poros bengkok memiliki spektrum dengan frekuensi yang dominan di 1x dan 2x frekuensi putaran benda kerja, hal ini ditunjukkan melalui ilustrasi pada gambar 2.27. Pada kebanyakan pengukuran, nilai 2x frekuensi yang tinggi didapat dari pengukuran vibrasi aksial (ISO 13373, 2002). Spektrum dengan 2x frekuensi akan semakin terlihat bila bengkok yang terjadi dekat ke kopling. Bentuk *waveform* tidak menjadi sebuah indikator utama, namun *bent shaft* diikuti dengan *waveform* yang sinusoidal pada pengukuran sumbu *axial* dengan pola seperti huruf M atau W (Mobius Institute, 2017).

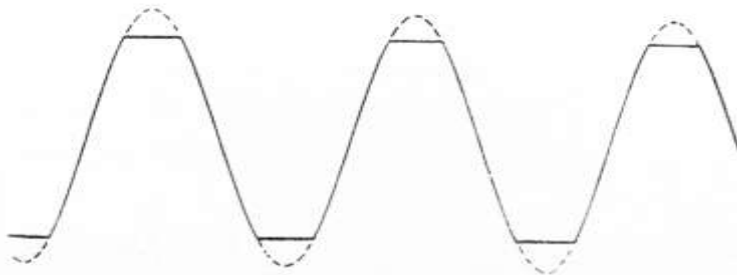
*Bent shaft* (poros bengkok) memiliki spektrum dengan frekuensi dominan 1x frekuensi fundamental dikarenakan poros yang bengkok merupakan sebuah fenomena *unbalance* yang dikarenakan distribusi bobot poros tidak seimbang di titik tengah poros (Wowk, 1991). Namun poros bengkok juga membangkitkan frekuensi harmonik pada 2x frekuensi fundamental atau lebih besar dari 2x frekuensi fundamental. Gambar 2.28 adalah contoh spektrum vibrasi dari *cooling fan* yang mengalami *bent shaft* dengan putaran kerja sebesar 480 RPM (8Hz). Gambar 2.28 memperlihatkan frekuensi dominan pada 1x frekuensi fundamental dengan beberapa frekuensi harmonik.



Gambar 2.28, Spektrum vibrasi pada fan yang mengalami poros bengkok (Wowk, 1991).

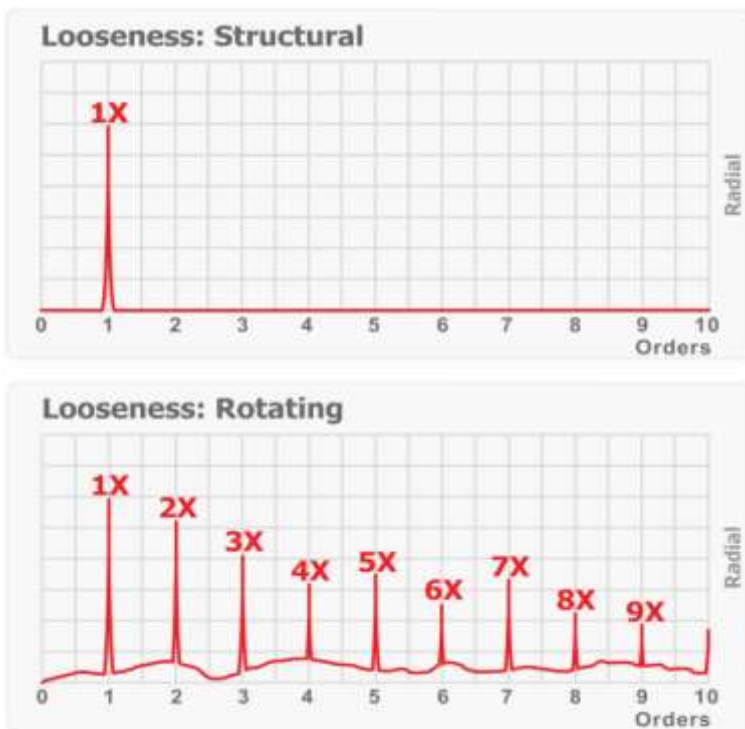
#### 2.4.6. *Looseness*

*Looseness* atau kelonggaran adalah salah satu jenis penyebab vibrasi yang berlebih pada mesin. *Looseness* terdapat dua jenis, yaitu *structure looseness* dan *rotating looseness* (Mobius Institute, 2017). *Rotating looseness* (kelonggaran putar) disebabkan karena bantalan mengalami *clearance* yang berlebih (Wowk, 1991). *Looseness* dapat terjadi apabila tutup bantalan longgar atau ikatan mesin ke pondasi tidak kuat (PRÜFTECHNIK LTD., 2002).



Gambar 2.29, waveform pada *looseness* yang terpotong (Wowk, 1991)

Kelonggaran putar merupakan kejadian yang sama dengan kelonggaran pada *journal bearing*, namun kelonggaran putar tidak hanya terjadi pada *journal bearing*. Kelonggaran putar menunjukkan banyak frekuensi harmonik saat beroperasi pada beban rendah. Frekuensi-frekuensi harmonik terjadi disebabkan terpotongnya pergerakan pada rotor yang mengalami kelonggaran, sehingga menabrak batas pergerakannya. Bagian yang bergetar tidak bisa bergerak bebas seperti seharusnya karena menabrak bagian yang diam (*physical stop*) yang dijelaskan pada gambar 2.29. Selain frekuensi harmonik, kelonggaran juga dapat di deteksi dengan menurunnya amplitudo seiring dengan bertambahnya beban (Wowk, 1991).



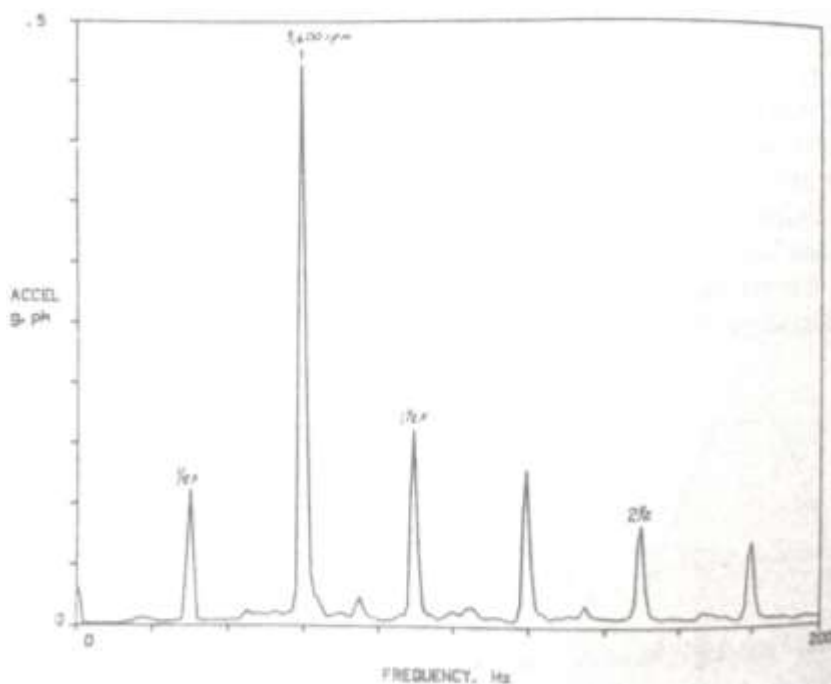
Gambar 2.30, Spektrum vibrasi pada kelonggaran (Mobius Institute, 2017).

Frekuensi yang dominan pada *looseness* terdapat di 1x frekuensi fundamental diikuti dengan frekuensi harmonik bila terjadi kelonggaran putar (*rotating looseness*) (ISO 13373, 2002). Kelonggaran putar (*rotating looseness*) menghasilkan frekuensi harmonik yang banyak dengan frekuensi yang dominan di 1x frekuensi fundamental,



diikuti frekuensi harmonik 2x hingga 9x frekuensi putaran benda kerja seperti yang ditunjukkan melalui ilustrasi pada gambar 2.30.

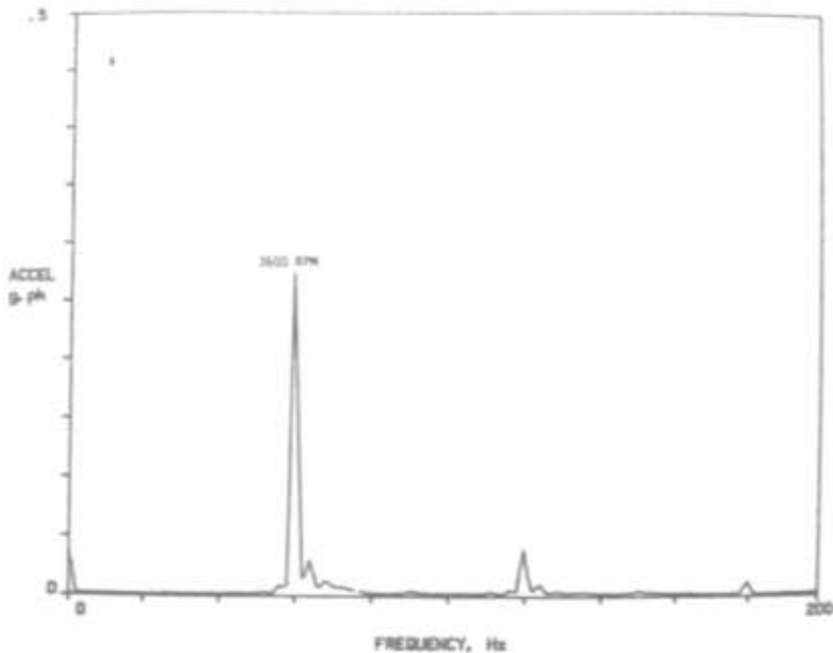
Kelonggaran struktur ditandai dengan amplitudo 1x frekuensi fundamental yang lebih tinggi pada pengukuran horizontal. Bila pengukuran vertikal lebih tinggi, menandakan terjadinya *imbalance*. Kelonggaran struktur tidak akan menghasilkan frekuensi harmonik. Kelonggaran struktur (*structure looseness*) memiliki bentuk *waveform* yang lebih sinusoidal (Mobius Institute, 2017).



Gambar 2.31, Spektrum vibrasi kelonggaran rotasi pada motor (Wowk, 1991).

Gambar 2.31 merupakan contoh kelonggaran rotasi pada motor, dengan putaran sebesar 3600 RPM yang dikarenakan baut tidak kencang. Spektrum menghasilkan frekuensi dominan pada 1x frekuensi fundamental (3600 RPM, 60 Hz) dan diikuti frekuensi harmonik kelipatan 0,5x frekuensi fundamental. Gambar 2.32 merupakan spetrum vibrasi setelah dilakukan pengencangan pada baut yang longgar. Terlihat pada gambar 2.32, frekuensi harmonik

kelipatan 0,5x menghilang setelah dilakukan pengencangan pada baut yang longgar.

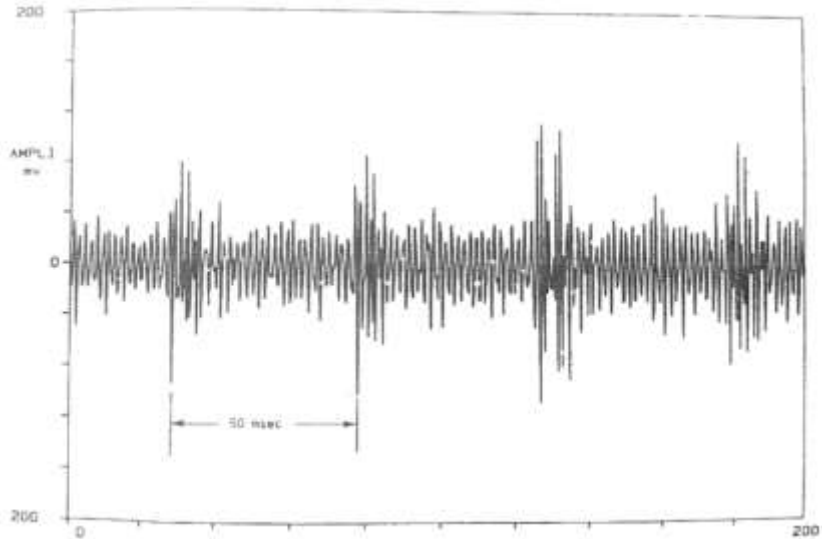


Gambar 2.32, Spektrum vibrasi pada kelonggaran (Mobius Institute, 2017).

#### 2.4.7. Gear Deflect

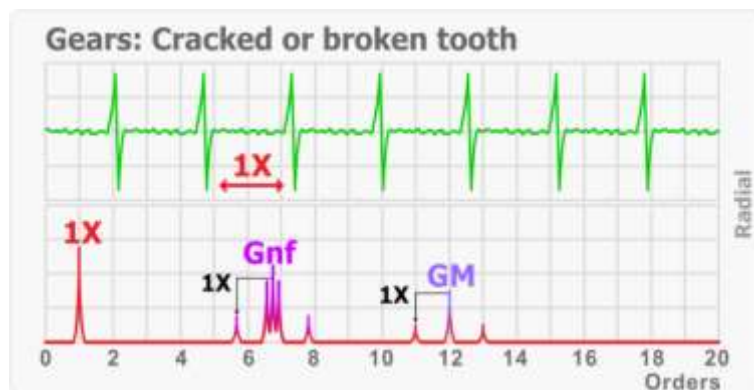
Gerigi (*gears*) digunakan untuk mentransmisikan daya dari suatu poros yang berputar ke poros yang lainnya. Gaya yang paling signifikan berada pada permukaan gerigi yang terhubung. Gerigi yang mengalami tekanan akan berubah bentuk dan menyebabkan vibrasi yang lebih besar, gambar 2.33 menunjukkan bentuk gelombang (*waveform*) pada mesin yang terjadi perubahan bentuk pada satu buah gigi (Wowk, 1991).

Sebuah gigi yang mengalami perubahan bentuk (*deflect*) atau bahkan terjadi keretakan dari gerigi akan menyebabkan gangguan vibrasi pada 1x RPM fundamental (Wowk, 1991). Akan ada *sideband* (suatu sinyal yang timbul akibat suatu modulasi) pada sekitar 1x frekuensi alami roda gigi (1X gigi dengan gigi yang rusak) seperti pada gambar 2.34 bagian bawah. Tidak ada cara untuk mengetahui sebelumnya apa frekuensi alami gear tersebut (Mobius Institute, 2017).



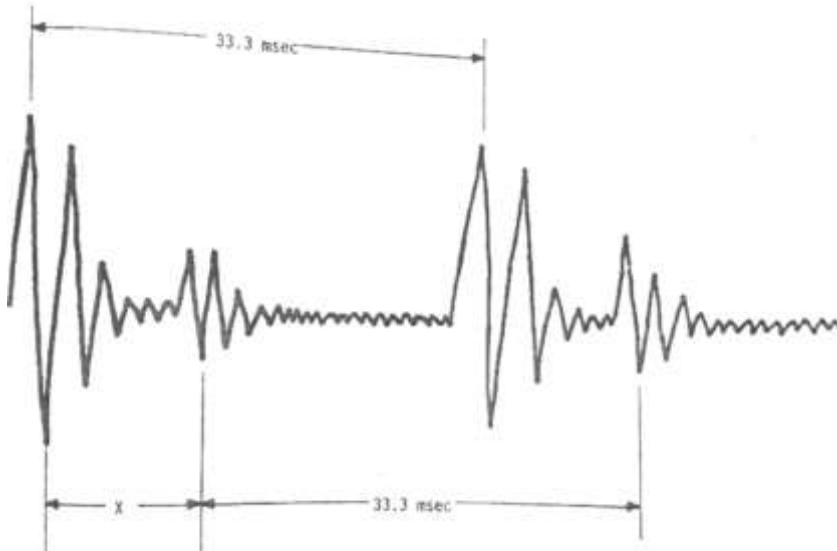
Gambar 2.33, *Waveform* pada satu buah *Gear* yang mengalami perubahan bentuk (*deflect*) (Wowk, 1991).

Gigi yang mengalami keretakan atau patah (*Gear mesh*) akan membuat modulasi *gear mesh frequency* yang akan terlihat berupa sinyal 1x frekuensi yang di akibatkan oleh gerigi yang mengalami kerusakan. *Gear mesh frequency* dapat dihitung dengan rumus frekuensi dikalikan jumlah gerigi. Untuk menentukan frekuensi gigi yang mengalami keretakan atau patah, dapat dilakukan dengan menghitung frekuensi (Hz) x jumlah gigi (*gears*) = *Gear mesh frequency* (Wowk, 1991).



Gambar 2.34, *Waveform* (atas) dan spektrum (bawah) vibrasi pada satu gigi yang rusak (Mobius Institute, 2017).

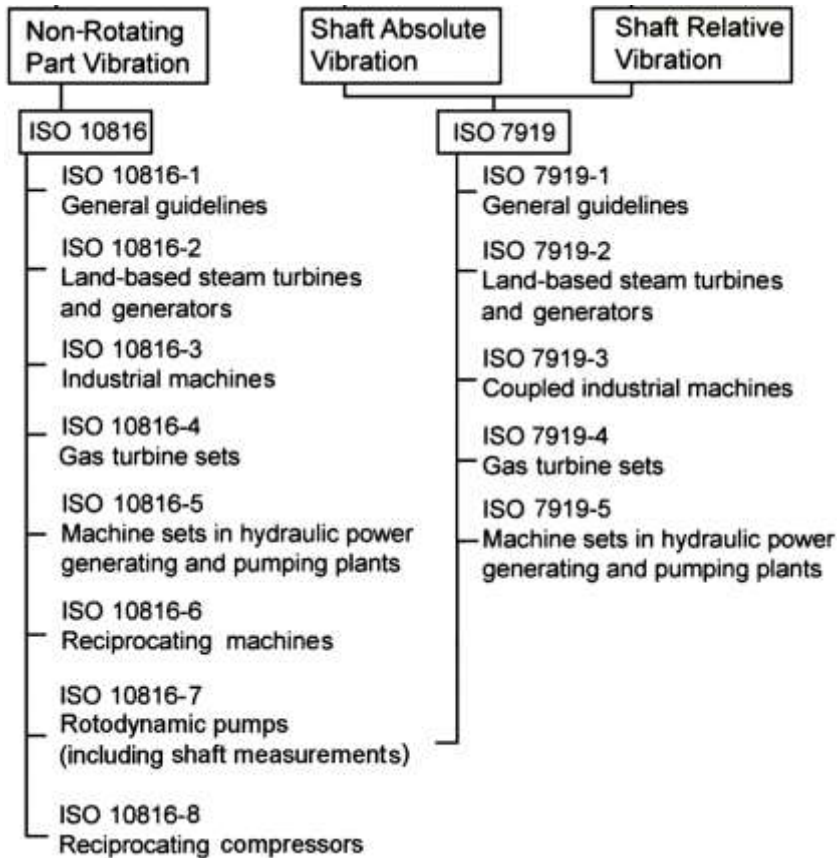
Gambar 2.35 menunjukkan *waveform* kerusakan pada dua gigi yang rusak dengan kecepatan 1800 RPM (30 Hz), dimana pada gambar 2.34 terdapat dua buah vibrasi dominan. 33,3 milidetik adalah periode getaran yang ditimbulkan dari dua gigi yang rusak. Periode tersebut merupakan interval yang dibutuhkan oleh gerigi saat berotasi untuk menghasilkan vibrasi diakibatkan gigi yang rusak (Wowk, 1991).



Gambar 2.35, *Waveform* pada dua gigi yang rusak dengan kecepatan 1800 RPM (Wowk, 1991).

## 2.6. Standar Internasional Pengukuran Vibrasi

Terdapat dua jenis dalam acuan standarisasi batas maksimum dalam pengukuran vibrasi yaitu, batas Vibrasi Absolut dan batas Vibrasi Relatif. Batas Vibrasi Absolut diberikan oleh pembuat suatu mesin/perlatan. Atau menggunakan standar internasional seperti ISO 7919 dan ISO 10816 pada gambar 2.36. Sedangkan bila menggunakan batas Vibrasi Relatif, besaran/standar diberikan/dibuat dari historis pemeliharaan mesin di suatu perusahaan, dapat dikatakan suatu perusahaan melakukan riset sendiri berdasarkan pengalaman-pengalaman pemeliharaan mesin.

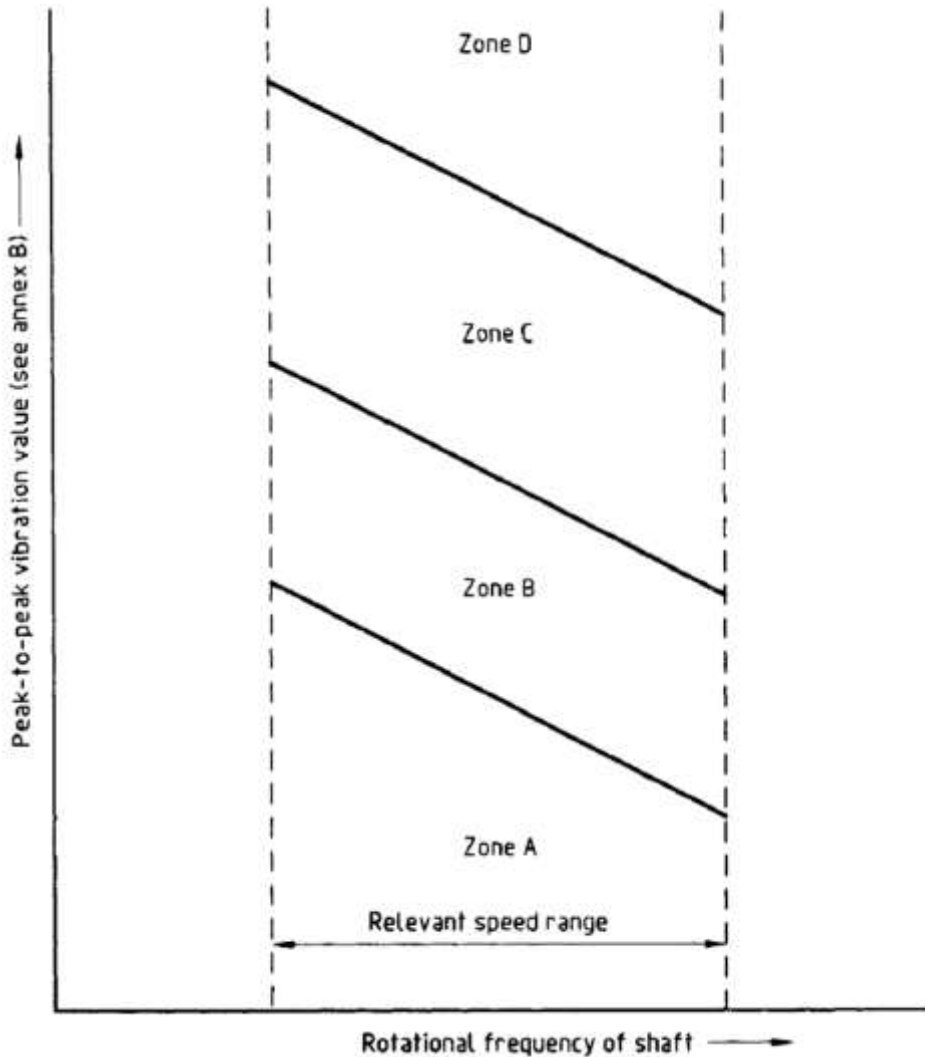


Gambar 2.36, ISO 7919 dan 10816 (ISO 7919, 2009), (ISO 10816, 2009)

ISO 7919 merupakan standar internasional pengukuran yang dilakukan pada komponen yang berputar seperti poros, *bearing*, poros rotor dan lain lain, dengan penjelasan pembagian zona kerusakan pada gambar 2.37. Terdapat tiga faktor utama untuk menilai besarnya vibrasi, yaitu *bearing kinetic load* (beban kinetis *bearing*), *absolute motion of the rotor* (pergerakan absolut *rotor*) dan *rotor clearance relative to the bearing* (celah relatif *rotor* dengan *bearing*). Adapun lima bagian dari ISO 7919 yaitu:

#### 2.5.1. ISO 7919-1

ISO 7919-1 membahas mengenai petunjuk umum untuk pengukuran vibrasi pada komponen yang berputar pada suatu permesinan (ISO 7919, 2009).



Gambar 2.37, Tipikal pembagian zona kerusakan pada ISO 7919 (Kuemmlee, Gross, & Kolerus, 2013)

### 2.5.2. ISO 7919-2

ISO 7919-2 menyediakan petunjuk khusus untuk melakukan pengukuran *rotor generator* turbin uap dan yang *ter-couple* dengan putaran antara 1.500 RPM (*Rotation Per Minute*) hingga 3.600 RPM dengan kapasitas daya yang tidak lebih dari 50 MW (ISO 7919, 2009).

### 2.5.3. ISO 7919-3

ISO 7919-3 menyediakan petunjuk untuk penerapan kriteria evaluasi pada vibrasi poros yang dekat dengan *bearing* pada kondisi operasional normal. Standar ini berlaku untuk mesin-mesin industri dengan *fluid-film bearing* seperti *turbo compressor*, turbin, turbin *generator* dan seluruh peralatan elektrik yang memiliki putaran antara 1.000 RPM hingga 30.000 RPM dengan daya yang tidak dibatasi (ISO 7919, 2009).

### 2.5.4. ISO 7919-4

ISO 7919-4 standar yang berlaku untuk turbin gas industri dengan *fluid-film bearing* yang memiliki daya keluaran lebih dari 3 MW dengan putaran 3000 RPM hingga 30.000 RPM. Turbin gas pesawat tidak termasuk, karena berbeda dari turbin gas industri, baik dalam jenis *bearing (rolling element)* dan kekakuan dan rasio massa rotor dan struktur pendukung (ISO 7919, 2009).

### 2.5.5. ISO 7919-5

ISO 7919-5 berlaku untuk getaran poros yang *ter-coupled* dengan permesinan hidrolis. berlaku untuk semua jenis mesin hidrolis memiliki putaran 60 RPM hingga 3.600 RPM dengan *fluid-film bearing* yang memiliki daya keluaran 1 MW atau lebih. Mesin ini dapat terdiri dari turbin, pompa, turbin pompa, generator, motor dan generator bermotor, termasuk kopling, roda gigi atau peralatan tambahan di garis poros. Posisi poros mungkin vertikal, horizontal atau di sembarang sudut antara dua arah tersebut (ISO 7919, 2009).

ISO 10816 merupakan standar untuk pengukuran yang diukur pada komponen yang tidak berputar seperti seperti bantalan *pedestals* (tiang) atau *bearing caps* (tutup bantalan). ISO 10816 terdiri dari:

### 2.5.6. ISO 10816-1

ISO 10816-1 menyediakan petunjuk umum yang menjelaskan prosedur untuk pengukuran dan penilaian vibrasi pada komponen

yang tidak berputar. Standar ini merupakan standar pertama yang bisa digunakan untuk semua kriteria umum (ISO 10816, 2009).

#### 2.5.7. ISO 10816-2

ISO 10816-2 standar untuk pembangkit turbin uap yang memiliki daya lebih dari 50 MW (ISO 10816, 2009).

#### 2.5.8. ISO 10816-3

ISO 10816-3 standar untuk permesinan industri yang diukur langsung seperti:

- turbin uap yang memiliki daya mencapai 50 MW, turbin uap yang memiliki daya lebih dari 50 MW dengan putaran di bawah 1500 RPM atau di atas 3600 RPM (yang mana tidak tercakup oleh ISO 10816-2),
- *Compressor*, turbin gas industri yang memiliki daya mencapai 3 MW,
- *Generator*, seluruh tipe motor elektrik, seluruh *blower* dan *fan* yang memiliki daya lebih dari 300 kW,
- Pompa yang tidak diatasi pada ISO 10816-7 (ISO 10816, 2009).

#### 2.5.9. ISO 10816-4

ISO 10816-4 standar untuk set turbin gas dengan *fluid-film bearing*. Berlaku untuk turbin gas dengan tugas berat seperti pada penggerak listrik dan mekanik yang mencakup rentang daya di atas 3 MW dan berbagai kecepatan di bawah beban antara 3.000 RPM dan 30.000 RPM. Umumnya, kriteria berlaku untuk turbin gas dan peralatan pendorong (*driven*). Namun, untuk generator di atas 50 MW, kriteria ISO 10.816-2 digunakan untuk menilai tingkat keparahan getaran. Dan untuk generator sampai dengan 50 MW, menggunakan ISO 10.816-3 (ISO 10816, 2009).

#### 2.5.10. ISO 10816-5

ISO 10816-5 standar untuk permesinan hidrolis yang diukur langsung. Berlaku untuk permesinan hidrolis di pembangkit listrik dan pompa



pembangkit dengan putaran dari 120 RPM hingga 1.800 RPM yang memiliki daya 1 MW atau lebih. Posisi poros garis mungkin vertikal, horizontal atau di sembarang sudut antara dua arah ini (ISO 10816, 2009).

#### 2.5.11. ISO 10816-6

ISO 10816-6 standar untuk mesin torak. Pengukuran vibrasi yang dilakukan pada struktur utama dari mesin dan ditetapkan batas nilai-nilai yang untuk operasi yang handal dan aman dari mesin, dan menghindari masalah dengan peralatan bantu yang terpasang pada struktur mesin (ISO 10816, 2009).

#### 2.5.12. ISO 10816-7

ISO 10816-7 standar untuk pompa-pompa industri dengan daya lebih dari 1 kW (ISO 10816, 2009).

#### 2.5.13. ISO 10816-8, standar untuk kompresor torak yang terpasang secara kaku dengan putaran 120 hingga 1.800 RPM (ISO 10816, 2009).

PLTU Amurang Unit 1 mesin pembangkit listrik tenaga uap dengan daya 25 MW, oleh karena itu standar yang digunakan adalah ISO 10816-1, sesuai dengan persyaratan pada ISO 10816-1. ISO 10816-1 juga standar yang ditentukan perusahaan.

Gambar 2.38. merupakan pembagian zona kerusakan berdasarkan ISO 10816-1. Zona *Good* merupakan kondisi getaran pada permesinan yang baru atau telah diperbaiki. Zona *Satisfactory* adalah kondisi getaran yang dapat diterima untuk operasi jangka panjang dan tidak terbatas. Zona *Unsatisfactory* merupakan kondisi yang tidak memuaskan untuk dioperasikan secara terus menerus pada jangka panjang. Pada kondisi ini, umumnya permesinan dapat dioperasikan untuk waktu yang terbatas sampai mendapatkan kesempatan untuk diperbaiki. Zona *Unacceptable* merupakan kondisi berbahaya bila beroperasi, karena dapat menyebabkan kerusakan pada permesinan (ISO 10816, 2009).

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816-1					
Machine		Class I	Class II	Class III	Class IV
in/s mm/s		Small Machines	Medium Machines	Large Rigid Foundation	Large Soft Foundation
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71		GOOD	
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80		SATISFACTORY	
	0.18	4.50			
	0.28	7.10		UNSATISFACTORY	
	0.44	11.20			
	0.70	18.00			
	1.10	28.00		UNACCEPTABLE	
	1.77	45.90			

Gambar 2.38, Grafik keparahan vibrasi ISO 10816-1 (ISO 10816, 2009)

Class I: Mesin dapat dipisahkan antara penggerak dan yang digerakkan (*driver and driven*), atau unit yang terkopling terdiri berupa permesinan hingga 15 kW (sekitar 20 hp) (ISO 10816, 2009).

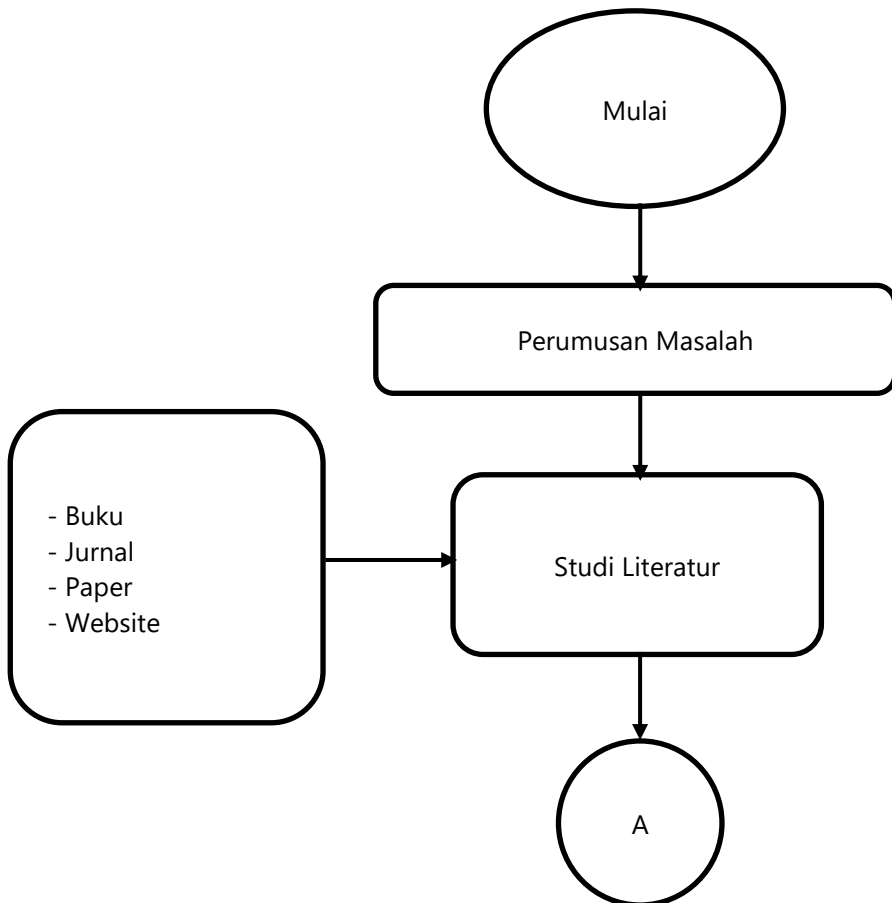
Class II: Permesinan (motor listrik antara 15 kW (sekitar 20 hp) hingga 75 kW (sekitar 100 hp) tanpa fondasi khusus, atau permesinan yang terpasang pada pondasi khusus yang kaku dengan daya hingga 300 kW (sekitar 400 hp) (ISO 10816, 2009).

Class III: Mesin termasuk penggerak utama besar dan mesin besar lainnya yang berputar dan dipasang di pondasi yang relatif kaku terhadap vibrasi (ISO 10816, 2009).

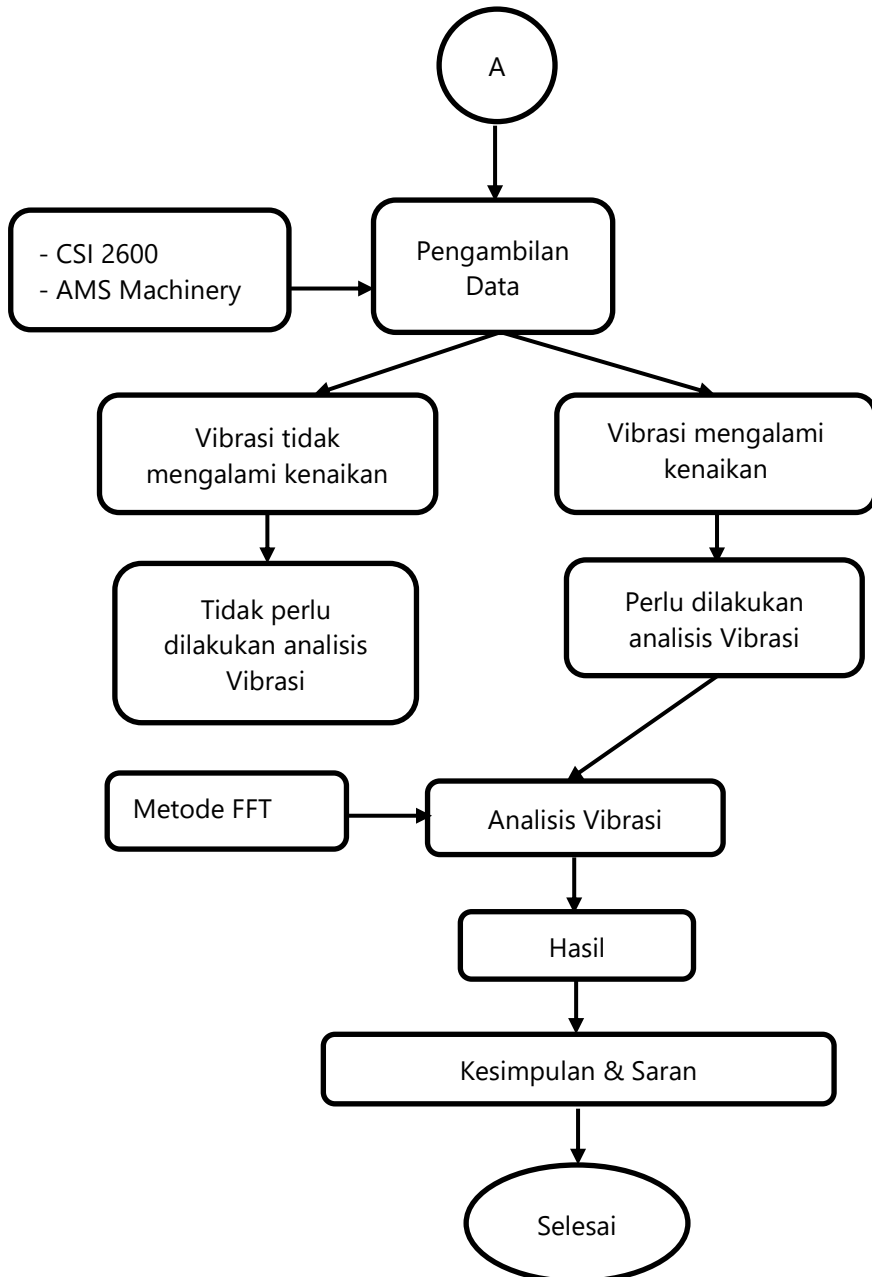
Class IV: Mesin termasuk penggerak utama besar dan mesin besar lainnya yang berputar dan dipasang di pondasi yang relatif lunak terhadap arah vibrasi terukur (yaitu turbin generator dan turbin gas lebih besar dari 10 mW (sekitar 13500 hp) *output* (ISO 10816, 2009).

### BAB 3 METODOLOGI

Pada bab 3 metodologi penelitian merupakan gambaran dari tahapan-tahapan yang ditempuh, waktu penelitian, sumber data, serta metode yang digunakan dslam melakukan penelitian. Adapun tahapan-tahapan dalam penelitian ini digambarkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1, Alur pengerjaan Tugas Akhir.



Gambar 3.1, Alur pengerjaan Tugas Akhir (lanjutan).

### 3.1. Perumusan Masalah

Perumusan masalah didasari oleh pentingnya pemeliharaan dalam suatu permesinan. Pemeliharaan dari masa ke masa selalu mengalami

perkembangan, hingga akhirnya pemeliharaan pada masa sekarang mengedepankan pemeliharaan prediktif.

Pemeliharaan prediktif secara garis besar adalah melakukan kegiatan pemeliharaan yang memprediksikan kerusakan yang akan terjadi agar tidak mengalami kerusakan yang lebih parah. Pemeliharaan prediktif di PLTU Amurang ini berupa condition monitoring vibrasi pada generator PLTU Amurang unit 1.

Pertimbangan utama pemeliharaan prediktif pada Generator PLTU Amurang ini menggunakan analisis vibrasi karena analisis vibrasi mampu memprediksi paling banyak kerusakan jika dibandingkan dengan metode pemeliharaan prediktif lainnya tanpa harus memberhentikan operasional mesin pembangkit.

### **3.2. Studi Literatur**

Study literatur merupakan tahapan dalam melakukan tugas akhir yang bertujuan untuk memperoleh teori-teori dasar, acuan dan informasi pendukung lainnya. Pada penelitian ini, studi literatur bertujuan untuk mempelajari teori dan metode analisis dasar dari pemeliharaan prediktif berupa *condition monitoring* yang mempelajari berbagai masalah yang terdeteksi menggunakan analisis vibrasi untuk melakukan analisis vibrasi. study literatur mengenai analisis spektrum vibrasi diperoleh dari *handbook*, jurnal atau paper dan juga materi dari internet yang mendukung untuk tugas akhir ini.

Study literatur memberikan gambaran berupa mengapa perlu dilakukan analisis vibrasi, kerusakan apa saja yang dapat di deteksi menggunakan analisis vibrasi, standar apa yang menjadi acuan dalam analisis vibrasi, alat atau permesinan apa saja yang dapat dilakukan analisis vibrasi untuk memprediksikan kerusakan dan kemudian bagaimana menganalisis spektrum vibrasi hingga dapat mengetahui kerusakan yang dialami alat atau permesinan. Pada tugas akhir ini objek penelitian adalah Generator PLTU Amurang Unit 1.

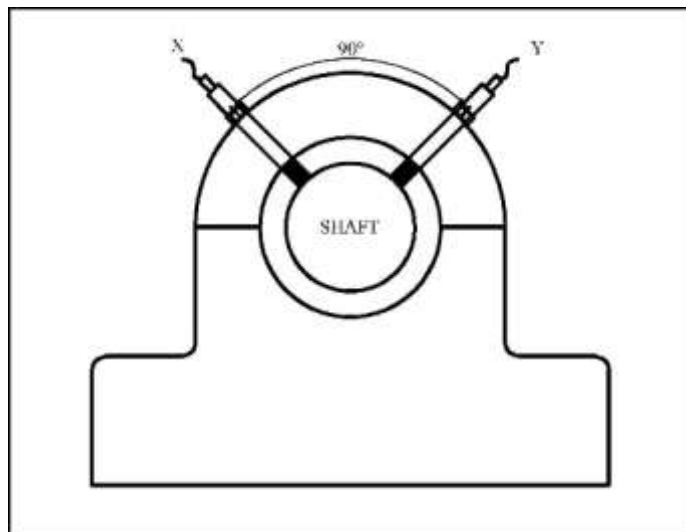
Pada tahap ini, diketahui metode pengubahan (transformasi) sinyal vibrasi dalam analisis vibrasi yang dinamakan *Fourier Transform*. Berkat ilmuwan Perancis, *Jean Baptise Fourier*, pengubahan vibrasi domain waktu

ke domain frekuensi menjadi lebih cepat, oleh karena itu metode ini disebut juga Fast Fourier Transform. Dengan menggunakan metode Fast Fourier Transform, di dapatkan sinyal-sinyal vibrasi domain frekuensi (spektrum vibrasi) dari generator PLTU Amurang unit 1.

### 3.3. Pengambilan Data

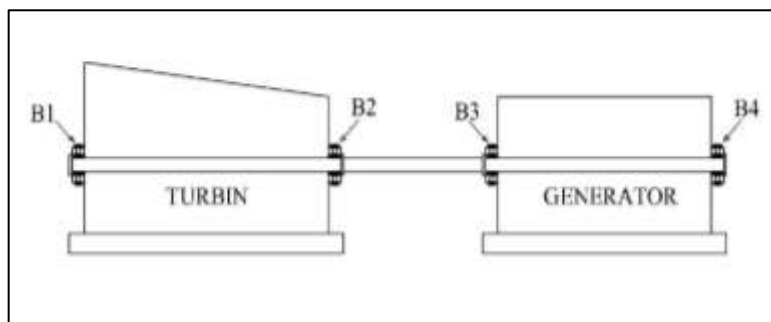
Pengambilan data *condition monitoring* dibantu oleh rekan-rekan dari PT PJB UP. Muara Karang. Data diperoleh dengan cara merekam vibrasi di Generator PLTU Amurang Unit 1. Pada generator dan turbin PLTU Amurang Unit 1, terdapat sensor *displacement* (*displacement probe*) pada tiap *bearing* turbin dan generator dengan dua titik acuan tiap titiknya (sumbu h dan v) yang memiliki perbedaan jarak sebesar  $90^\circ$ , diilustrasikan pada gambar 3.2. *Displacement probe* pada turbin dan generator dinamakan *Turbine Supervisory Instruments*, yang membaca besar perpindahan (*displacement*) vibrasi secara *real time* di tiap *bearing* turbin dan generator. Pengukuran menggunakan sensor perpindahan ini mengacu pada standar ISO 7919-3.

Pada saat proses *starting*, *displacement probe* digunakan juga untuk mengukur kecepatan kritis (*critical speed*), agar operator segera menghindari kecepatan kritis tersebut. Berawal dari nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi yang mengalami kenaikan, maka perlu dilakukan analisis vibrasi yang lebih lanjut.



Gambar 3.2, Penempatan displacement probe tampak depan

Pengambilan data vibrasi setelah turbin dan generator mengalami kenaikan nilai vibrasi, menggunakan alat CSI 2600 yang mengacu pada ISO 10816-1. Pengambilan data diambil pada pondasi/dudukan di tiap *bearing (pedestal)* dari turbin dan generator, dijelaskan pada gambar 3.3, dimana pada pengambilan data menggunakan CSI 2600 di PLTU Amurang ini dilakukan di 4 (empat) titik pada turbin dan generator.

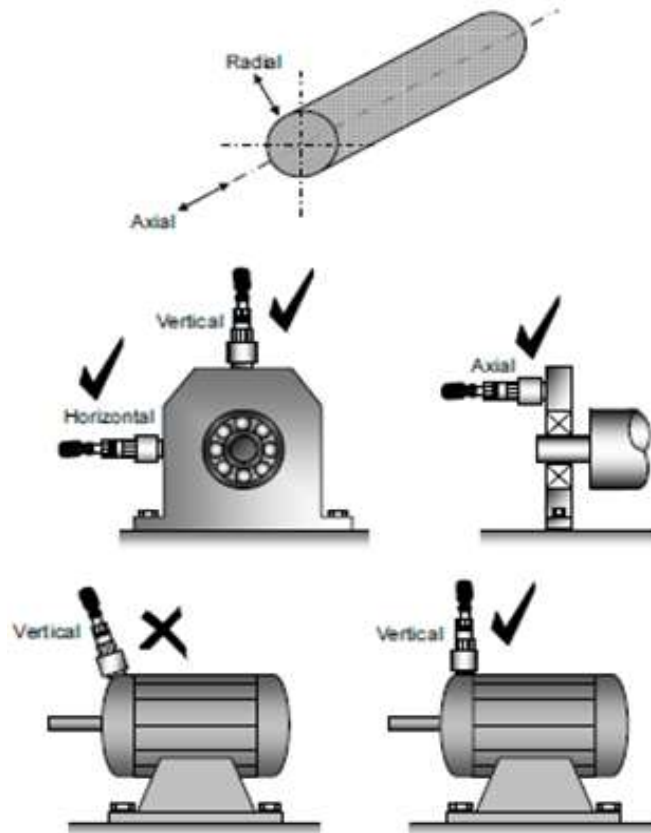


Gambar 3.3, Empat titik pengukuran di bantalan turbin dan generator PLTU Amurang.

Dari tiap titik ini, pengambilan data dilakukan mengacu pada 3 (tiga) titik sumbu, yaitu sumbu x (horizontal), y (vertikal) dan z (aksial) sebagaimana yang dijelaskan pada gambar 3.4. Pengambilan data merupakan tahapan merekam sinyal-sinyal vibrasi yang telah direkam.

Dari sinyal-sinyal vibrasi domain waktu tersebut kemudian di ubah (transformasi) menggunakan metode *Fast Fourier Transform* sehingga di dapatkan sinyal-sinyal vibrasi domain frekuensi (spektrum vibrasi). Setelah semua data telah didapat, maka dilakukan proses untuk mengubah data vibrasi domain waktu ke domain frekuensi yang di proses menggunakan aplikasi AMS Machinery dari pihak PLTU Amurang.

Setelah mendapatkan spektrum vibrasi, dilakukan analisis spektrum vibrasi berdasarkan dari penelitian-penelitian yang sudah dilakukan. Dari analisis spektrum vibrasi inilah berbagai kerusakan dapat diketahui dengan membandingkan spektrum vibrasi.



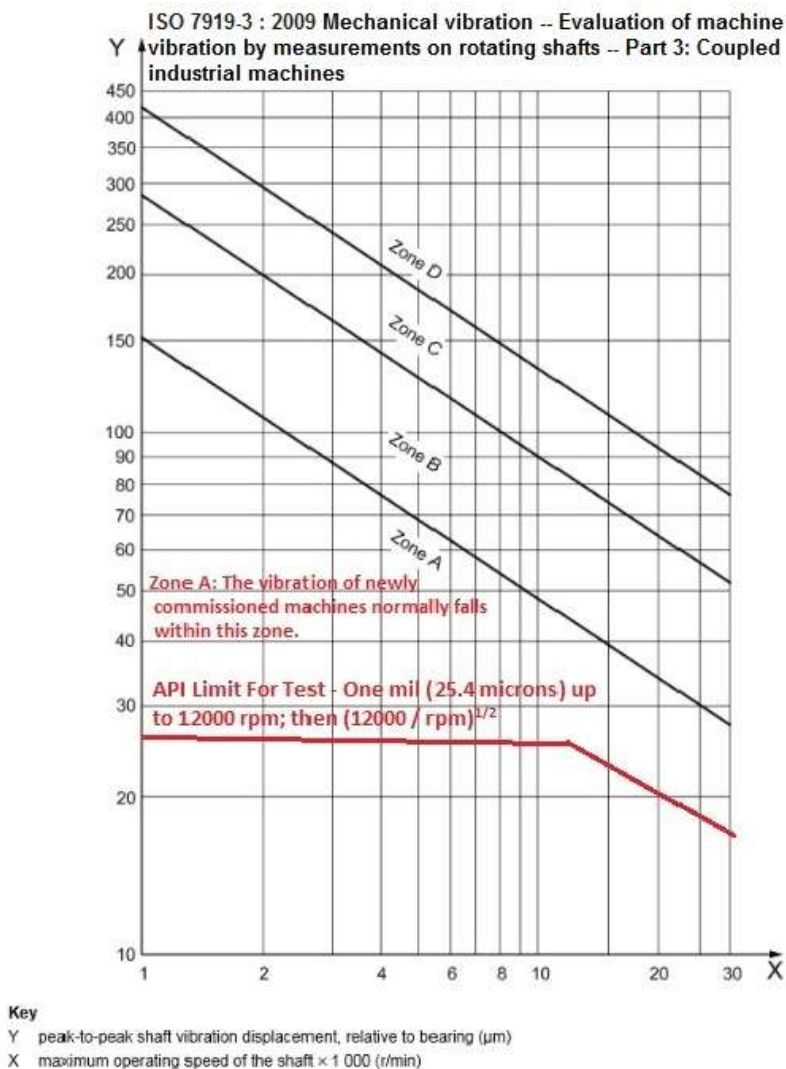
Gambar 3.4, tiga sumbu pengukuran <sup>3.1</sup>

### 3.4. Analisis Vibrasi

Pada tahap ini, dilakukan analisis terkait masalah yang sudah ditentukan. Tahapan pertama dalam melakukan analisis vibrasi adalah fase mendeteksi (*Detection Phase*). *Detection Phase* bertujuan untuk menentukan mesin-mesin atau komponen mana saja yang memiliki masalah yang layak untuk diselidiki lebih lanjut. Pendeteksian masalah yang layak bisa dilakukan dengan cara menyaring manual dari data vibrasi seluruh mesin atau menyaring secara otomatis menggunakan sistem kecerdasan buatan (*Artificial Intelligence System*). Data yang digunakan pada fase pendeteksian merupakan data dari *displacement probe* yang terpasang pada turbin dan generator PLTU Amurang Unit 1.

<sup>3.1</sup> Sumber: Presentasi Divisi *Technologi Owner* PT PJB UP. Muara Karang





Gambar 3.5, ISO 7019-3 (ISO 13373, 2002)

Mesin atau komponen yang layak untuk diselidiki lebih lanjut didapat dari hasil identifikasi getaran yang mengalami kenaikan dari operasional-operasional sebelumnya atau bahkan melebihi standar. Biasanya, nilai vibrasi *peak to peak* pada PLTU Amurang adalah sebesar 20-40 micron. Standar yang digunakan untuk pengukuran menggunakan *displacement probe* pada *Turbine Supervisory Instruments* adalah ISO 7919-3 yang ditunjukkan pada gambar 3.5. Sumbu X pada gambar 3.5 menunjukkan 1000x putaran pada mesin dan sumbu Y menunjukkan besaran nilai

vibrasi dalam satuan micron. Dan ISO 10816-1 digunakan saat pengukuran menggunakan alat CSI 2600 seperti pada gambar 3.6. Alat CSI 2600 digunakan apabila perlu dilakukan analisis vibrasi, jika vibrasi melewati batas aman atau vibrasi mengalami kenaikan dari sebelum-sebelumnya. Pada ISO 7019-3, sumbu Y merupakan besaran nilai vibrasi *peak to peak* dengan satuan micron.



Gambar 3.6, *Vibration Analyzer CSI 2600*

Berdasarkan ISO 10816-1, terdapat empat tingkat zona keparahan seperti pada gambar 3.7. Adapun penjelasan tiap zona adalah sebagai berikut:

- Zona A, merupakan nilai vibrasi pada permesinan yang baru digunakan biasanya akan jatuh dalam zona ini.
- Zona B, merupakan zona dimana nilai vibrasi mengalami kenaikan. Turbin dan generator dengan nilai vibrasi dalam zona ini biasanya diperbolehkan untuk operasi jangka panjang tak terbatas.
- Zona C, merupakan zona darurat dimana nilai vibrasi yang mencapai zona ini patut untuk dikhawatirkan. Turbin dan generator dengan nilai vibrasi dalam zona ini dianggap tidak baik untuk terus beroperasi jangka panjang. Umumnya, mesin dioperasikan untuk jangka waktu terbatas seperti proses pendinginan atau dalam beban rendah. Turbin dan

generator dapat dioperasikan sampai kesempatan yang tepat untuk dilakukan tindakan perbaikan.

- Zona D, merupakan zona dimana turbin dan generator harus segera dimatikan karena nilai vibrasi pada zona ini dapat dianggap parah sehingga dapat menyebabkan kerusakan fatal pada turbin dan generator.

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816-1						
Machine	Class I		Class II	Class III	Class IV	
	in/s	mm/s	Small Machines	Medium Machines	Large Rigid Foundation	Large Soft Foundation
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28				
	0.02	0.45				
	0.03	0.71			GOOD	
	0.04	1.12				
	0.07	1.80				
	0.11	2.80		SATISFACTORY		
	0.18	4.50				
	0.28	7.10	UNSATISFACTORY			
	0.44	11.20				
	0.70	18.00				
1.10	28.00		UNACCEPTABLE			
1.77	45.90					

Gambar 3.7, Grafik keparahan vibrasi ISO 10816-1 (ISO 10816, 2009)

Selanjutnya adalah fase analisis (*analyze phase*). *Analyze phase* yaitu menganalisis komponen yang diduga mengalami masalah. Pada penelitian ini, diduga turbin dan generator terdapat masalah karena mengalami kenaikan vibrasi yang terbaca pada *Turbine Supervisory Instruments*. Suatu komponen yang melakukan gerakan rotasi, pengukuran dilakukan pada dua titik bantalan, dimana tiap titik bantalan tersebut dilakukan pembacaan getaran terhadap tiga sumbu (vertikal, horizontal dan aksial). Setelah data tiap titik bantalan direkam, maka dilakukan proses transformasi sinyal vibrasi dari domain waktu ke domain frekuensi.

Kemudian, dilakukan analisis dari spektrum vibrasi yang dihasilkan turbin dan generator PLTU Amurang. Setelah menganalisis masalah pada turbin dan generator PLTU Amurang, maka didapatkan hasil yang kemudian diberikan rekomendasi.

### **3.5. Hasil**

Pada tahapan ini, didapatkan hasil dari analisis vibrasi berupa kerusakan yang dialami turbin dan generator di PLTU Amurang. Hasil kerusakan menjadi acuan dalam pemberian rekomendasi.

### **3.6. Kesimpulan & Saran**

Setelah semua tahapan dilakukan, tahapan selanjutnya adalah menyusun kesimpulan. Kesimpulan adalah berupa penyebab dari vibrasi berlebih pada turbin dan generator PLTU Amurang Unit 1. Saran adalah rekomendasi-rekomendasi supaya tidak terulang kejadian serupa dan tindakan-tindakan yang perlu dilakukan jika terjadi kejadian serupa.

## BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Spesifikasi PLTU Amurang Unit 1

PLTU Amurang yang berlokasi di Sulawesi Utara mulai beroperasi pada tahun 2013, memiliki spesifikasi sebagai berikut:

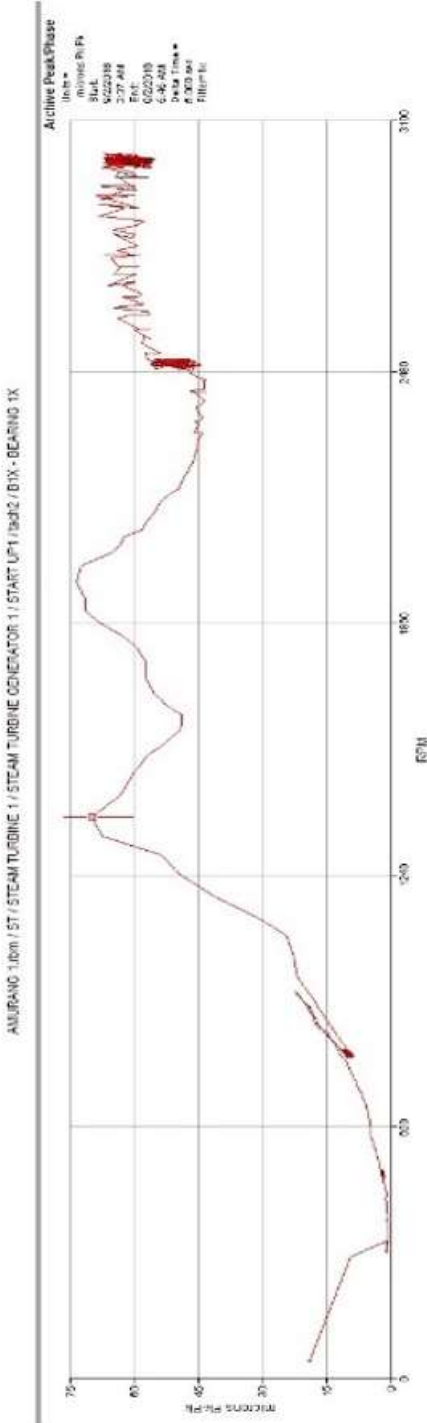
#### 4.1.1. Turbin

Jenis	: Uap
Merk	: Qingdao Jieneng
Daya keluaran	: 25.000 kW
Kecepatan operasi	: 3000 RPM
Tekanan uap utama	: 8,83 MPa
Temp. uap utama	: 535 <sup>o</sup> Celcius

#### 4.1.2. Generator

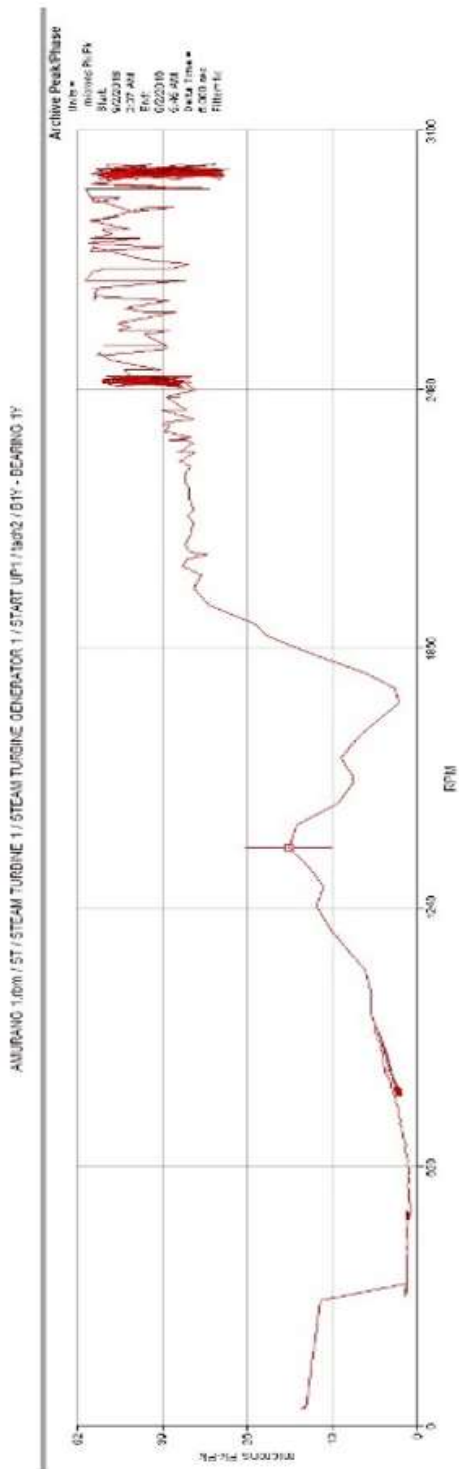
Merk	: Shandong Jinan
Frekuensi keluaran	: 50 Hz
Kecepatan operasi	: 3000 RPM
Tegangan terukur	: 10500 V
Arus terukur	: 1718 A
Arus eksitasi	: 351 A

#### 4.2. Data Vibrasi saat proses startup dari Displacement probe pada Bearing 1-4



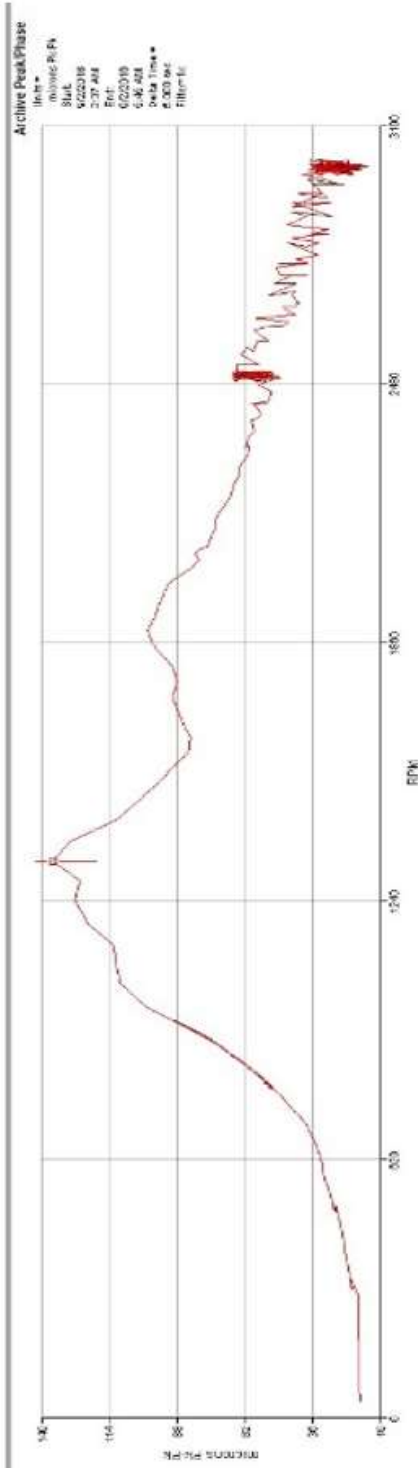
Gambar 4.1. Bearing 1, displacement probe posisi X

Pengukuran vibrasi pada bearing 1 dengan displacement probe posisi X (1X), terdapat dua *critical speed* yaitu pada 1380 RPM dan 1960 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 70 dan 74 micron yang kemudian nilai vibrasi mengalami kenaikan setelah putaran 2480 RPM. Pada putaran kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 1X menggunakan displacement probe tercatat sebesar 70 micron.



Gambar 4.2, Bearing 1, displacement probe posisi Y

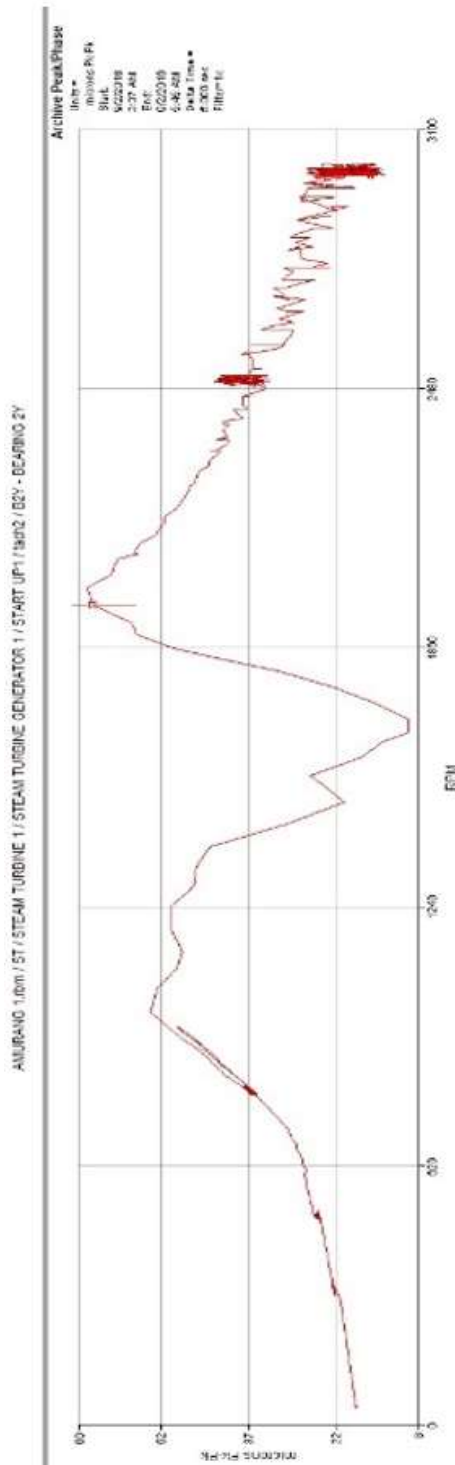
Pengukuran vibrasi pada bearing 1 dengan displacement probe posisi Y, terdapat satu *critical speed* yaitu pada 1380 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 19 micron, kemudian nilai vibrasi mengalami kenaikan secara bertahap. Pada putaran kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 1Y menggunakan displacement probe tercatat sebesar 50 micron.



Gambar 4.3. Bearing 2. displacement probe posisi X

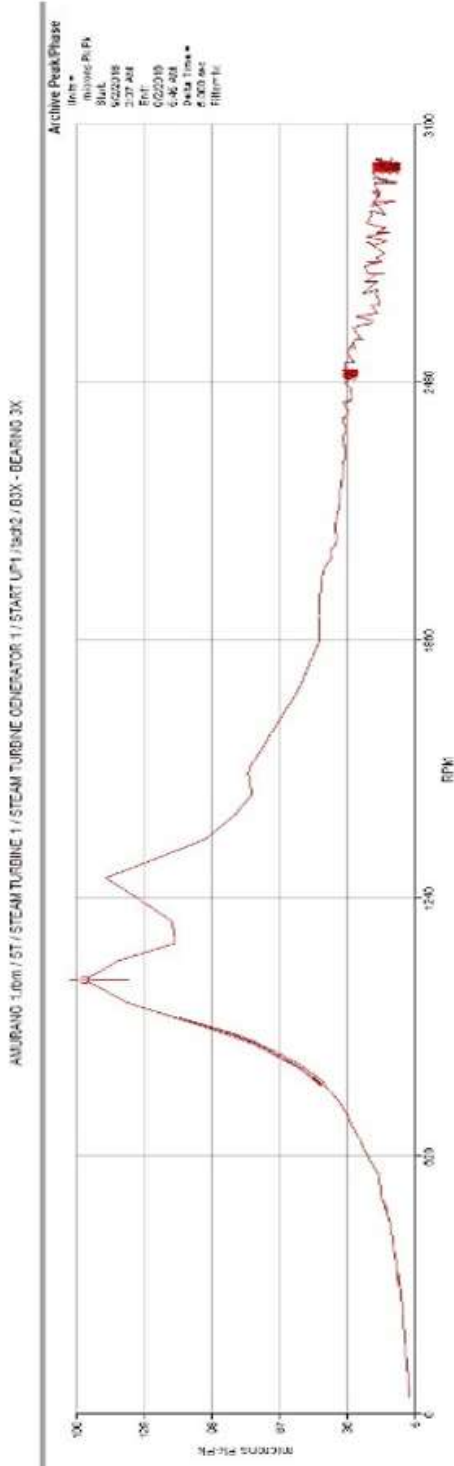
Pengukuran vibrasi pada bearing 2 dengan displacement probe posisi X (2X), terdapat dua critical speed yaitu pada 1380 RPM dan 1990 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 136 dan 111 micron, namun nilai vibrasi mengalami penurunan setelah 1990 RPM. Pada RPM kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 1X menggunakan displacement probe tercatat sebesar 35 micron.





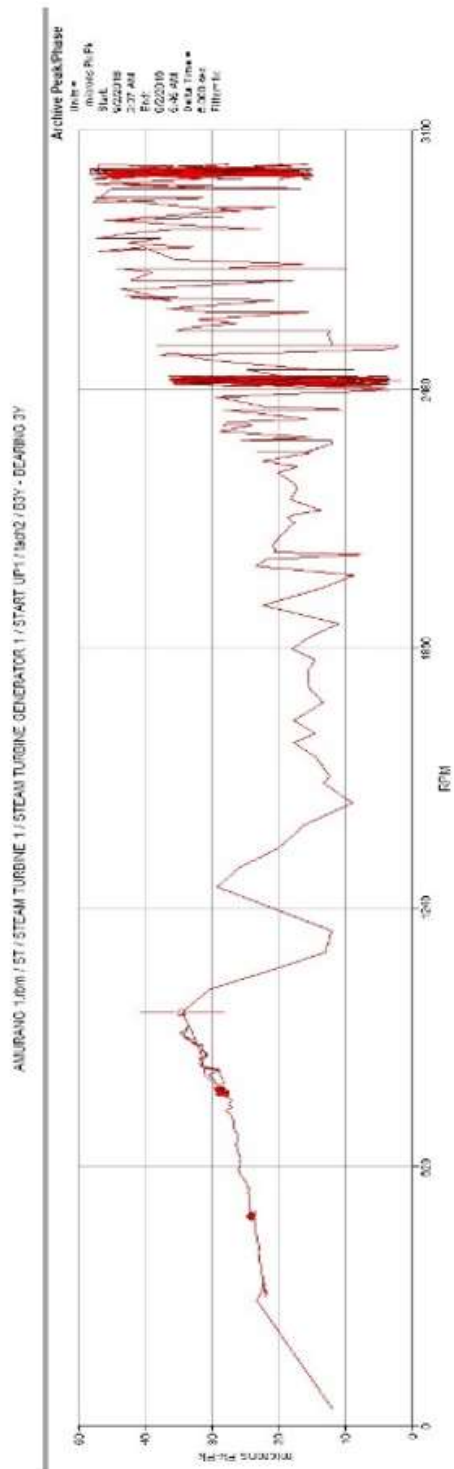
Gambar 4.4. Bearing 2, displacement probe posisi Y

Pengukuran vibrasi pada bearing 2 dengan displacement probe posisi Y (2Y), terdapat dua critical speed yaitu pada 980 RPM dan 1960 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 55 dan 65 micron dan kemudian nilai vibrasi mengalami penurunan. Pada putaran kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 2Y menggunakan displacement probe tercatat sebesar 50 micron.



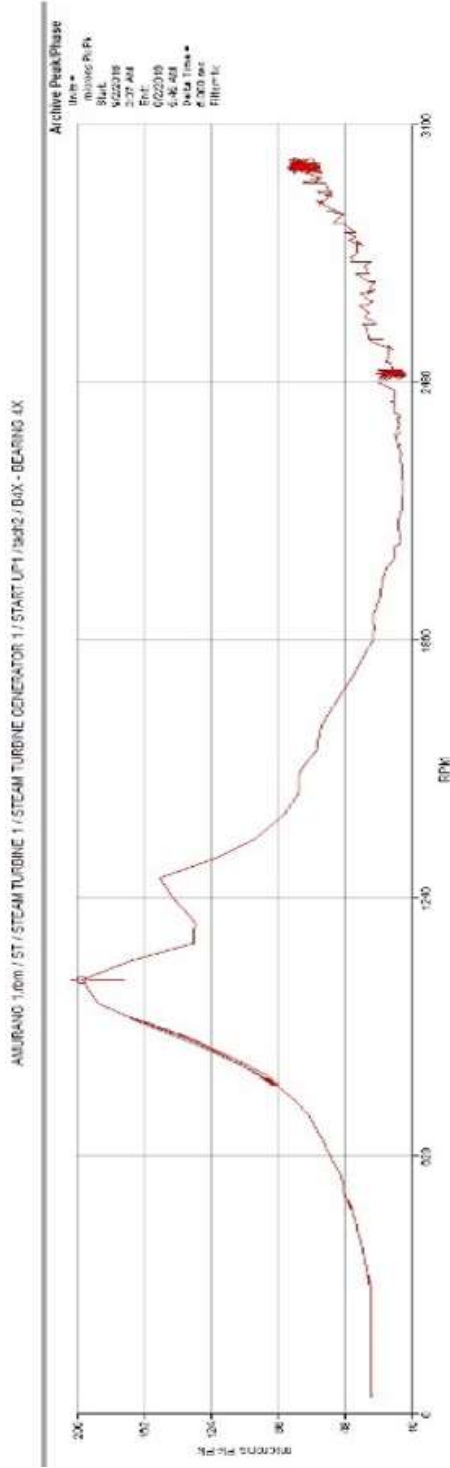
Gambar 4.5, Bearing 3, displacement probe posisi X

Pengukuran vibrasi pada bearing 3 dengan displacement probe posisi X (3X), terdapat dua critical speed yaitu pada 990 RPM dan 1380 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 155 dan 145 micron dan kemudian nilai vibrasi mengalami penurunan. Pada putaran kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 3X menggunakan displacement probe tercatat sebesar 30 micron.



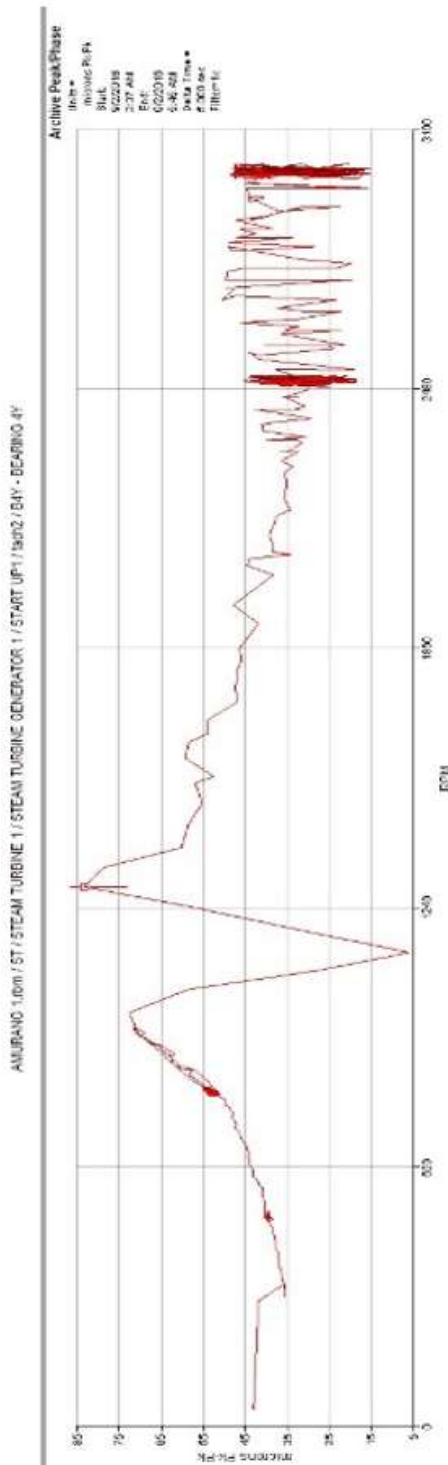
Gambar 4.6. Bearing 3, displacement probe posisi Y

Pengukuran vibrasi pada bearing 3 dengan displacement probe posisi Y (3Y), terdapat dua *critical speed* yaitu pada 990 RPM dan 1380 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 35 dan 29 micron, kemudian nilai vibrasi mengalami kenaikan. Pada putaran kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 3Y menggunakan displacement probe tercatat sebesar 48 micron.



Gambar 4.7, Bearing 4, displacement probe posisi X

Pengukuran vibrasi pada bearing 4 dengan displacement probe posisi X (4X), terdapat dua critical speed yaitu pada 990 RPM dan 1380 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 200 dan 154 micron. Terlihat pada gambar 4.7., nilai vibrasi mengalami penurunan setelah 1380 RPM dan mengalami kenaikan setelah melewati 2480 RPM. Pada putaran kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 1X menggunakan displacement probe tercatat sebesar 90 micron.



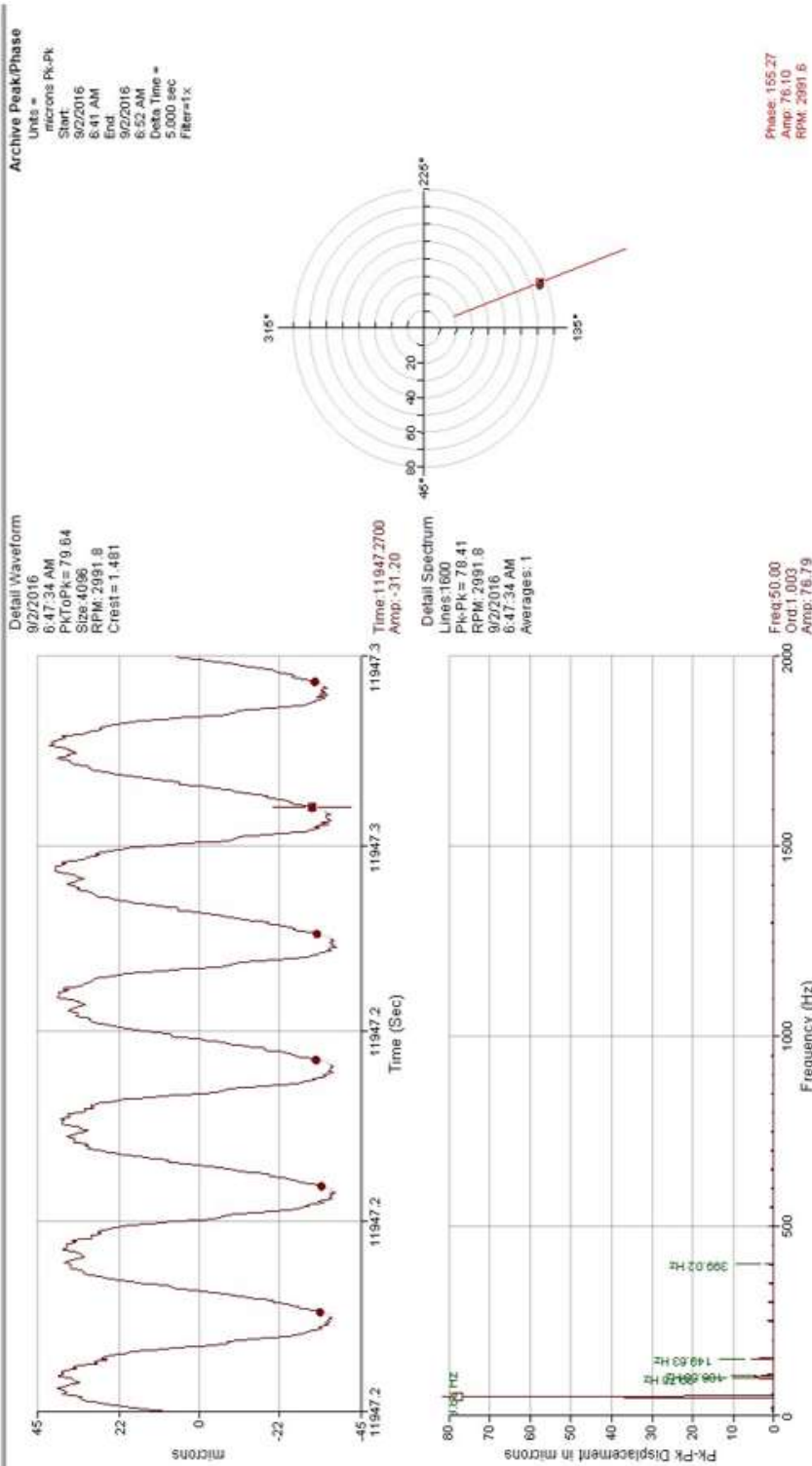
Gambar 4.8, Bearing 4, displacement probe posisi Y

Pengukuran vibrasi pada bearing 4 dengan displacement probe posisi Y (4Y), terdapat dua critical speed yaitu pada 990 RPM dan 1380 RPM dengan nilai vibrasi sebesar 73 dan 83 micron, kemudian nilai vibrasi mengalami penurunan setelah 1380 RPM dan cenderung stabil setelah melewati 2280 RPM. Pada putaran kerja (3000 RPM), nilai pengukuran vibrasi pada bearing 4Y menggunakan displacement probe tercatat sebesar 50 micron.

### **4.3. Data *Waveform* dan Spektrum Vibrasi dari *Displacement probe* pada *Bearing 1-4***

Pada subbab 4.2 ini, *waveform* dan spektrum vibrasi merupakan hasil pengukuran nilai yang diambil melalui *displacement probe* yang terpasang pada turbin dan generator PLTU Amurang Unit 1. Pada gambar 4.9. sampai 4.16 terdapat data mengenai *waveform*, spektrum vibrasi dan fase terhadap masing masing sensor.

AMURANG 1.tbm / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / B1X - BEARING 1X



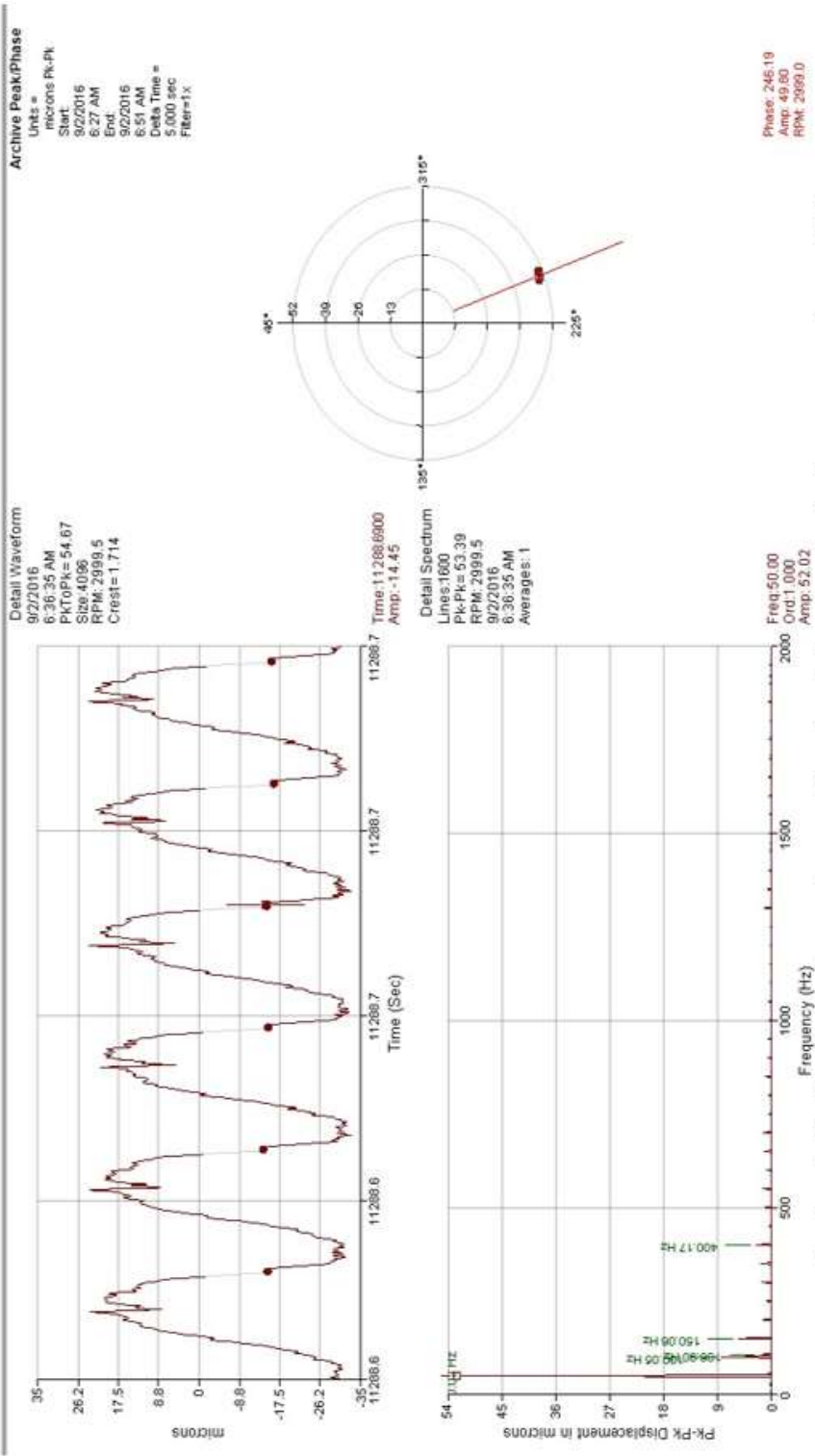
Gambar 4.9. Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 1, displacement probe posisi X

Pada gambar 4.9, *waveform* berbentuk sinusoidal simetris dengan nilai *peak to peak* sebesar 79,64 micron. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 2991,8 RPM) sebesar  $\pm 77$  micron dengan frekuensi 49,88 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik pada kurang lebih pada 2x dan 3x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo *peak to peak* kurang lebih 4 sampai 7 micron dengan frekuensi 106,68 Hz dan 149,63 Hz. Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing* 1 dengan posisi X adalah  $155,27^\circ$ .



AMURANG 1.0bm / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / BIY - BEARING 1Y

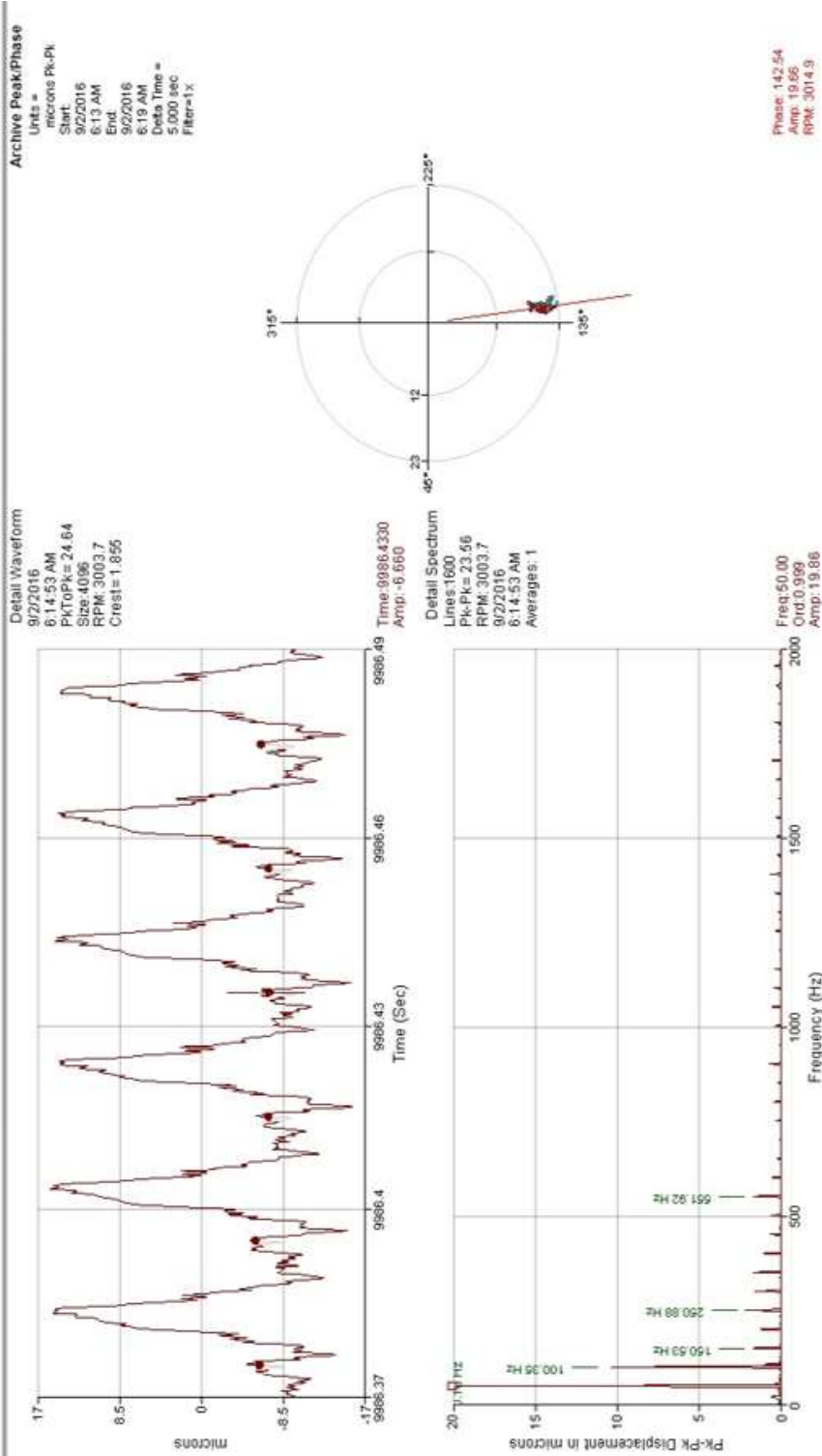


Gambar 4.10, Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 1, displacement probe posisi Y

Pada gambar 4.10, *waveform* berbentuk cenderung sinusoidal dengan puncak agak terpotong. *Waveform* memiliki nilai *peak to peak* sebesar 54,67 micron. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x frekuensi fundamental (putaran kerja saat dilakukan pengukuran sebesar 2991,0 RPM) sebesar  $\pm 52$  micron dengan frekuensi 50,00 Hz. Terdapat frekuensi harmonik pada kurang lebih pada 2x dan 3x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo *peak to peak* kurang lebih 5 sampai 7 micron dengan frekuensi 106,05 Hz dan 150,06 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik dengan amplitudo *peak to peak* yang sangat rendah (tidak sampai 5 micron) pada 4-10x frekuensi fundamental, hal ini memungkinkan adanya gejala *journal bearing looseness*. Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing 2* dengan posisi Y adalah  $246,19^\circ$ .

AMURANG 1.0m / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / B2X - BEARING 2X

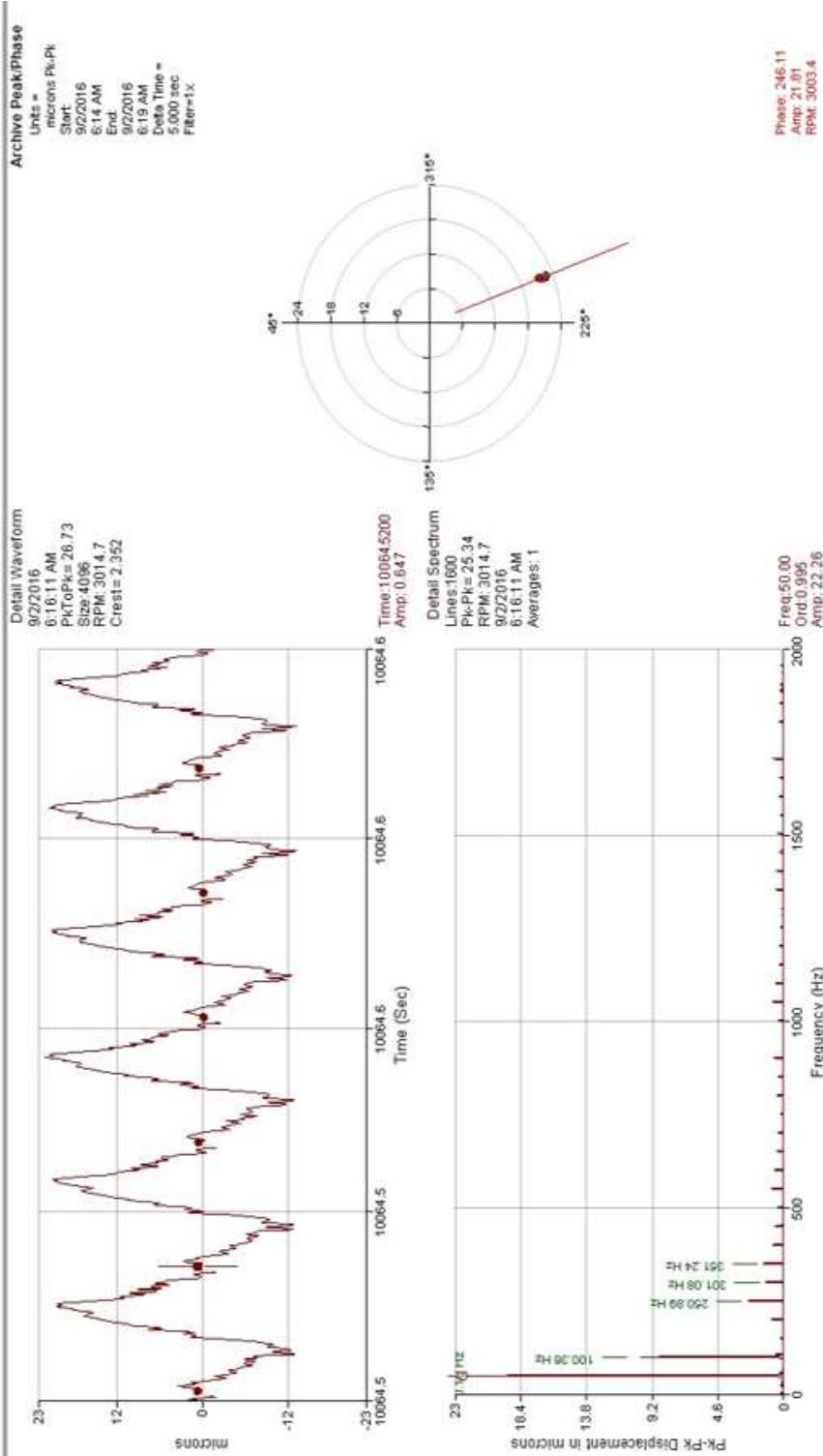


Gambar 4.11. Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 2, displacement probe posisi X

Pada gambar 4.11, *waveform* berbentuk pola seperti huruf "W" dengan nilai *peak to peak* sebesar 24,64 micron. Puncak pada *waveform* tidak terpotong, namun lembah pada *waveform* cenderung terpotong. Bentuk *waveform* cenderung tidak simetris antara lembah dan puncak. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat dilakukan pengukuran sebesar 3003,7 RPM) sebesar  $\pm 20$  micron dan  $\pm 11$  micron dengan frekuensi 50,10 Hz dan 100,35 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik dengan amplitudo *peak to peak* yang sangat rendah (tidak sampai 5 micron) pada 3x, 4x, 5x, 6x, 7x dan 11x frekuensi fundamental, hal ini memungkinkan adanya gejala *journal bearing looseness* (yang menyebabkan gejala *missalignment* pada kopling turbin dan generator. Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing 2* dengan posisi X adalah  $142,54^{\circ}$ .

AMURANG 1.0m / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / B2Y - BEARING 2Y

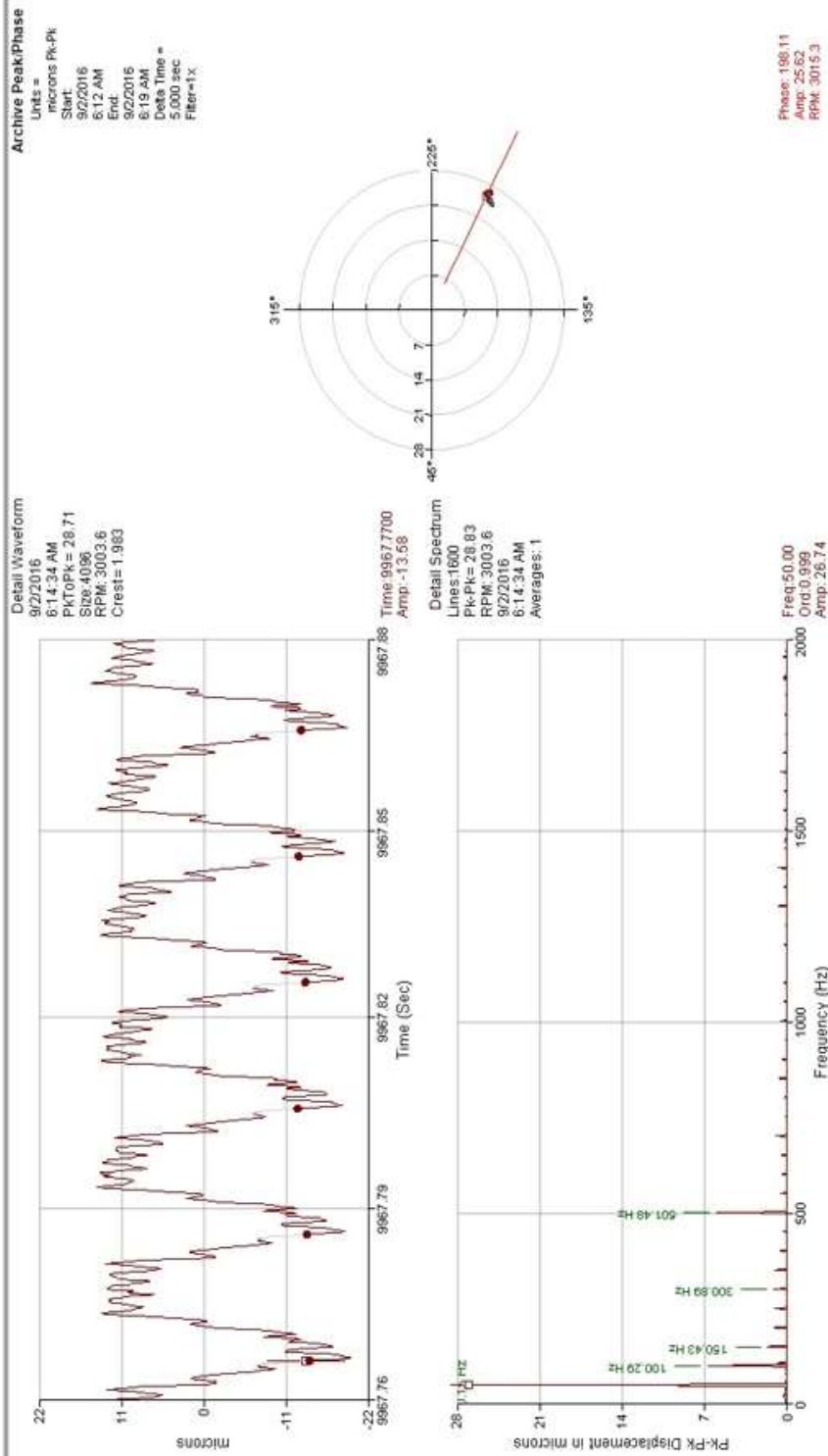


Gambar 4.12., Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 2. displacement probe posisi Y

Pada gambar 4.12, *waveform* berbentuk pola seperti huruf "W" dengan nilai *peak to peak* sebesar 24,73 micron. Puncak pada *waveform* sedikit terpotong. Bentuk *waveform* cenderung tidak simetris antara lembah dan puncak. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat dilakukan pengukuran sebesar 3014,7 RPM) sebesar  $\pm 22$  micron dan  $\pm 9$  micron dengan frekuensi 50,10 Hz dan 100,36 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik dengan amplitudo *peak to peak* yang sangat rendah (tidak sampai 5 micron) pada 4x, 5x dan 6x frekuensi fundamental, hal ini memungkinkan adanya gejala *journal bearing looseness* yang menyebabkan gejala *missalignment* pada kopling turbin dan generator. Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing 2* dengan posisi Y adalah  $246,11^{\circ}$ .

AMURANG 1.tbm / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / B3X - BEARING 3X



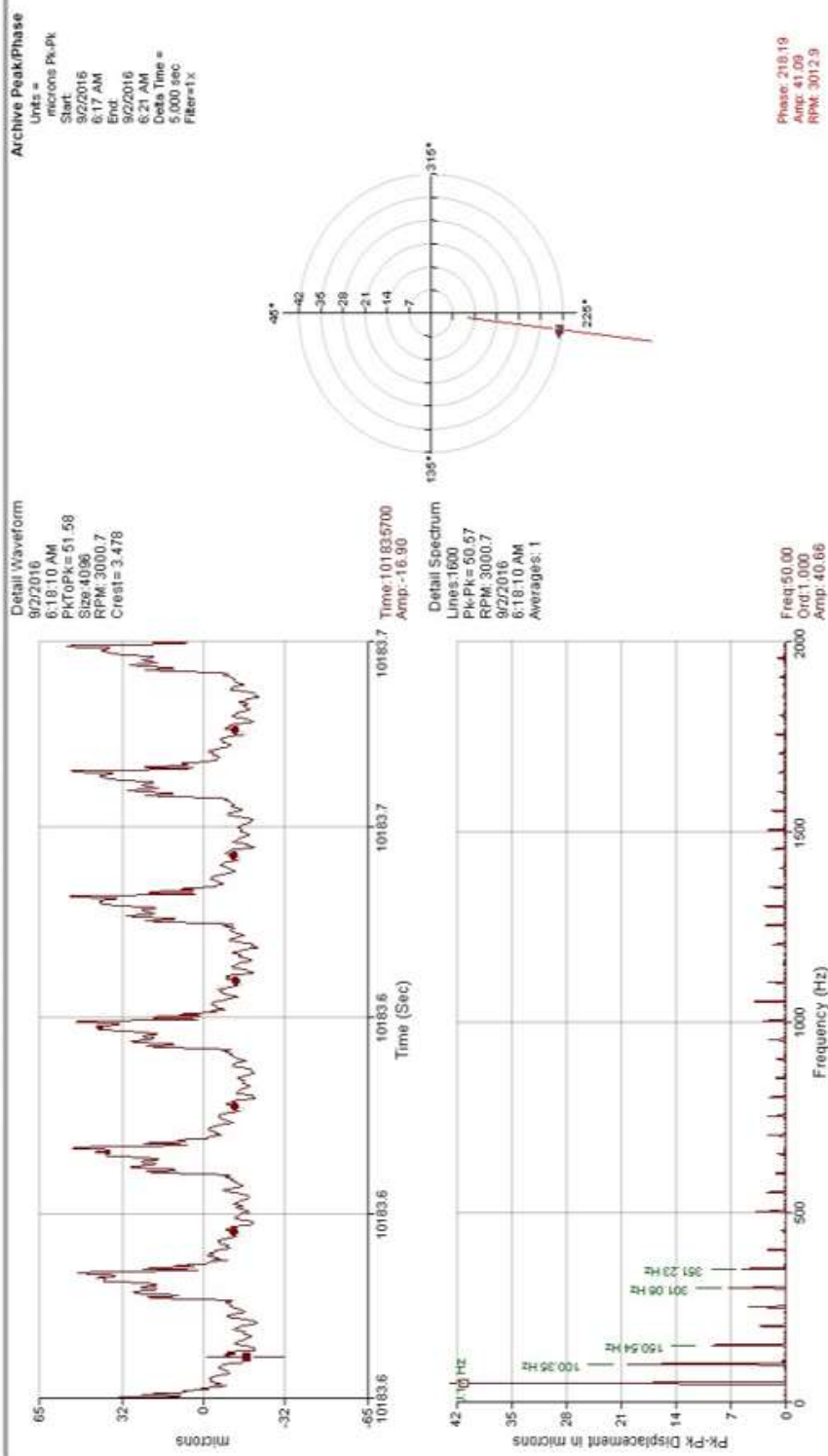
Gambar 4.13., Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 3, displacement probe posisi X

Pada gambar 4.13, *waveform* memiliki bentuk acak yang terpotong pada puncak dan lembahnya dengan nilai *peak to peak* sebesar 28,71 micron. Bentuk *waveform* cenderung tidak simetris antara lembah dan puncak. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat dilakukan pengukuran sebesar 3003,6 RPM) sebesar  $\pm 29$  micron dan  $\pm 7$  micron dengan frekuensi 50,10 Hz dan 100,29 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik dengan amplitudo *peak to peak* yang sangat rendah (tidak sampai 3 micron) pada 3x, 4x, 5x, 6x dan 7x frekuensi fundamental, serta frekuensi yang cukup besar muncul pada 10x frekuensi fundamental sebesar kurang lebih 6 micron pada 500,48 Hz. Hal ini memungkinkan adanya *journal bearing looseness* yang terjadi pada *bearing (journal bearing looseness)*, sehingga menyebabkan gejala seperti *missalignment* pada kopling turbin dan generator. Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing 3* dengan posisi X adalah  $198,11^\circ$ .



AMURANG 1.bm / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / B3Y - BEARING 3Y

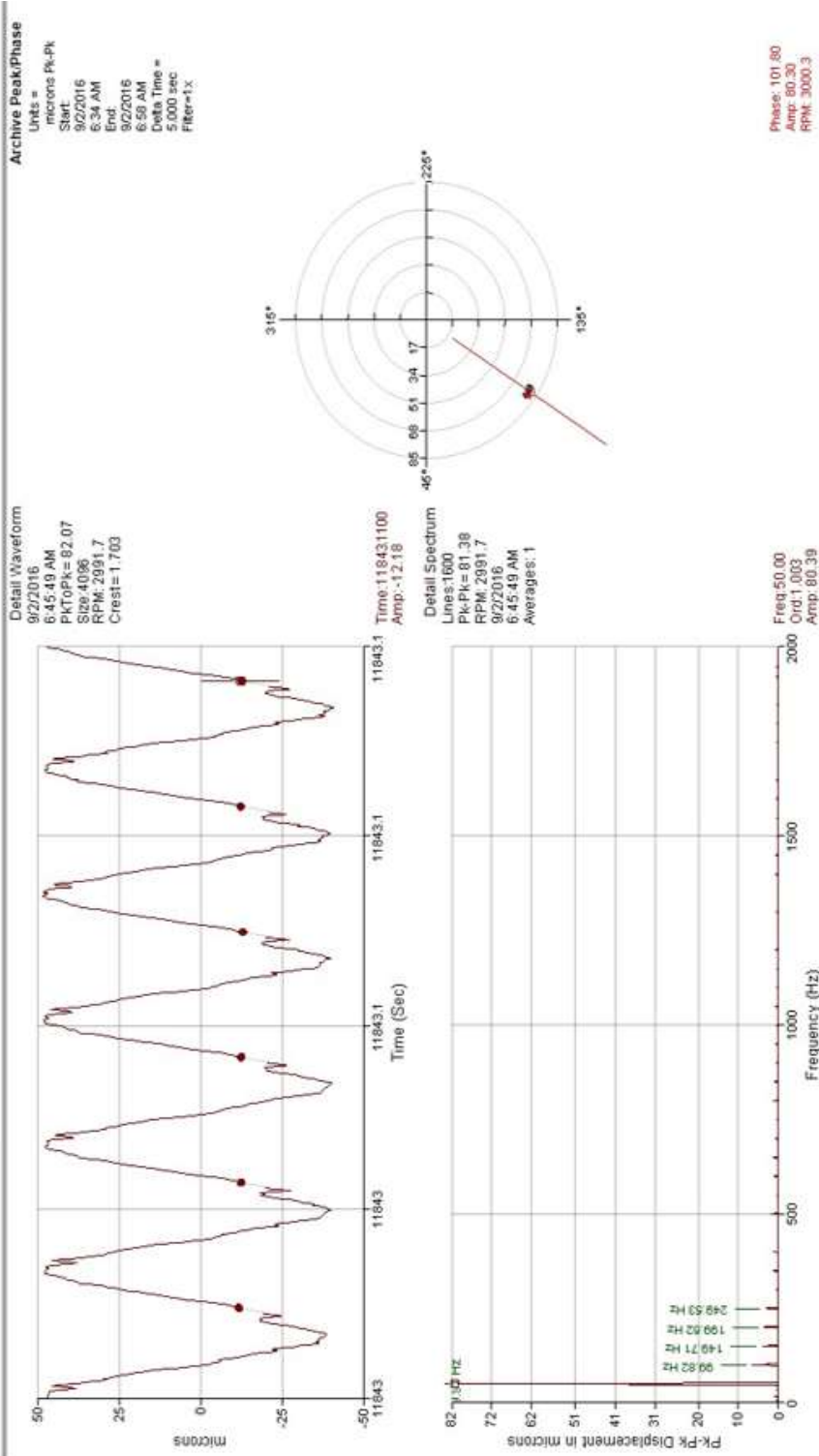


Gambar 4.14., Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 3, displacement probe posisi Y

Pada gambar 4.14, *waveform* memiliki bentuk acak yang terpotong pada puncak dan lembahnya dengan nilai *peak to peak* sebesar 51,58 micron. Bentuk *waveform* cenderung tidak simetris antara lembah dan puncak. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x, 2x dan 3x frekuensi fundamental (putaran kerja saat dilakukan pengukuran sebesar 3003,6 RPM) kurang lebih sebesar  $\pm 40$  micron,  $\pm 18$  dan  $\pm 9$  micron dengan frekuensi pada 50,17 Hz, 100,35 Hz dan 150,54 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik dengan amplitudo *peak to peak* yang rendah (antara 4 sampai 7 micron) pada 4-8x frekuensi fundamental. Hal ini memungkinkan adanya gejala *journal bearing looseness*, sehingga menyebabkan *missalignment* pada kopling turbin dan generator. Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing 3* dengan posisi Y adalah  $218,19^\circ$ .

AMURANG 1.0bm / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / B4X - BEARING 4X



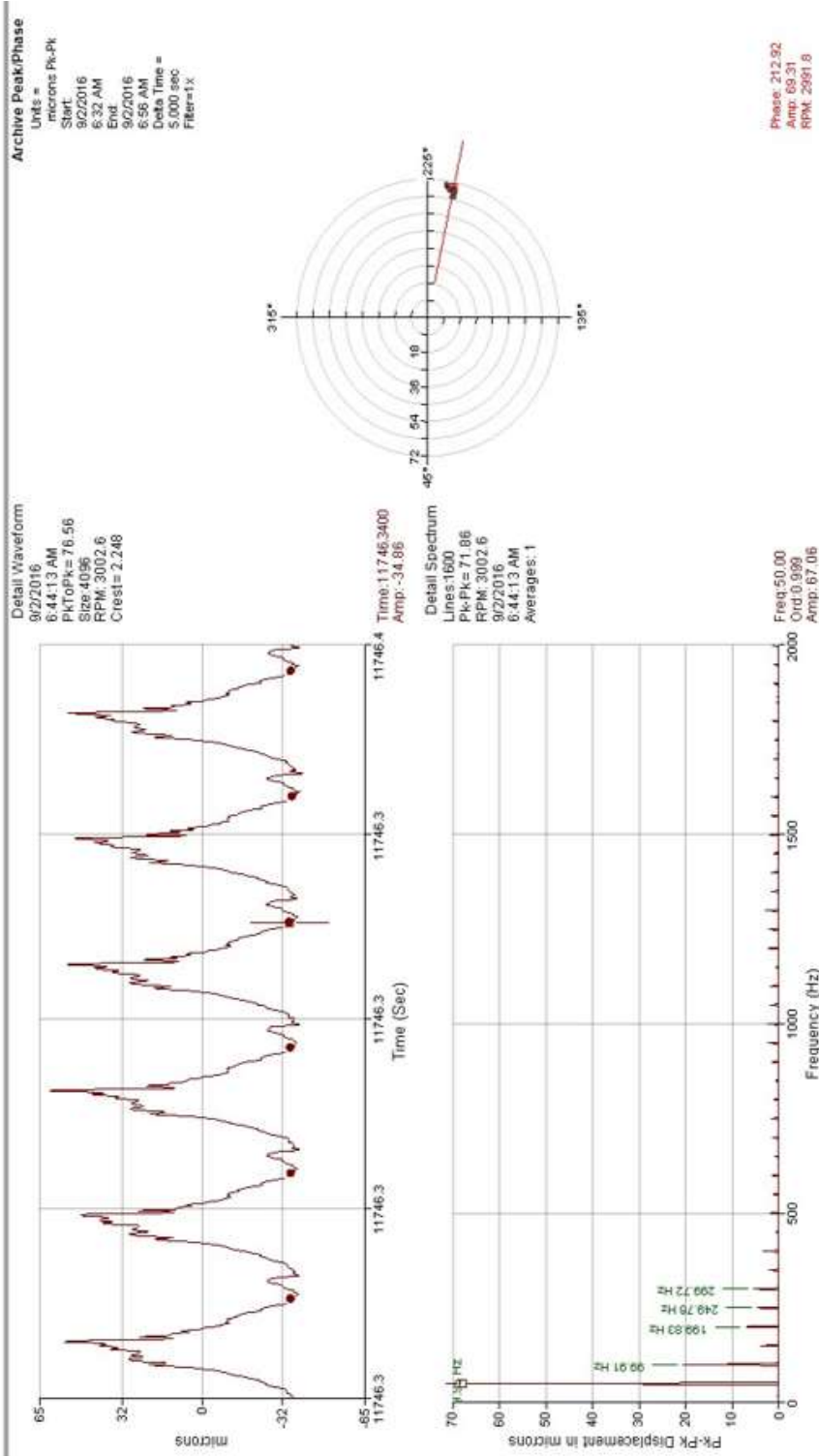
Gambar 4.15. Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 4, displacement probe posisi X

Pada gambar 4.15, *waveform* berbentuk sinusoidal simetris dengan nilai *peak to peak* sebesar 82,07 micron. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 2991,7 RPM) sebesar  $\pm 81$  micron dengan frekuensi 49,88 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik pada kurang lebih pada 2x, 3x, 4x dan 5x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo *peak to peak* kurang lebih 4 sampai 7 micron dengan frekuensi 99,82 Hz, 149,71 Hz, 199,62 Hz dan 249,53 Hz.

Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing* 4 dengan posisi X adalah  $101,8^\circ$ . Dugaan awal adalah terjadinya *journal bearing looseness* yang menyebabkan gejala seperti *misalignment* pada kopling (antara *bearing* 2 dan 3) sehingga pada pengukuran vibrasi menggunakan *displacement probe* di *bearing* 4 posisi X mengalami gejala vibrasi yang mirip dengan *misalignment*.

AMURANG 1.dtm / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / fact2 / fact2 / B4Y - BEARING 4Y



Gambar 4.16. Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 4, displacement probe posisi Y

Pada gambar 4.16, *waveform* berbentuk acak dengan nilai *peak to peak* sebesar 76,56 micron. Puncak pada *waveform* sedikit terpotong. Bentuk *waveform* cenderung tidak simetris antara lembah dan puncak. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 7919-3 dimana nilai bahaya pada ISO 7919-3 yaitu zona D dengan nilai perpindahan (*displacement*) vibrasi *peak to peak* sebesar 240 micron.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi *peak to peak* yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3002,6 RPM) sebesar  $\pm 67$  micron dan  $\pm 21$  micron dengan frekuensi 49,95 Hz dan 99,91 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik pada kurang lebih pada 3x sampai 8x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo *peak to peak* kurang lebih 4 sampai 7 micron.

Nilai fase yang didapat dari *displacement probe* pada *bearing* 4 dengan posisi X adalah  $212,92^\circ$ . Dugaan awal adalah terjadinya *rotating looseness* yang disebabkan *misalignment* pada kopling (antara *bearing* 2 dan 3) sehingga *bearing* 4 mengalami gejala vibrasi yang mirip dengan *rotating looseness*.

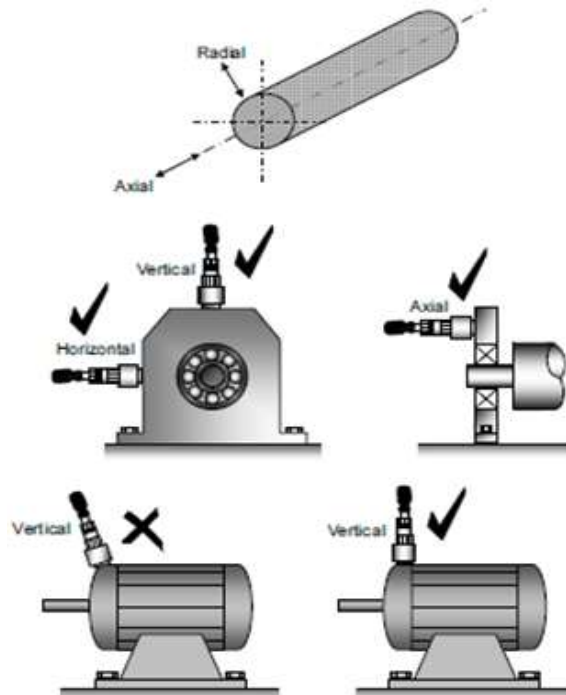
#### 4.4. Analisis dari pembacaan *displacement probe* pada *bearing* 1-4

Tabel 4.1, Hasil pembacaan *displacement probe* pada *bearing* 1-4

<b>Bearing</b>	<b>Frekuensi Dominan</b>	<b>Frekuensi Harmonik</b>	<b>Nilai Vibrasi Frekuensi Dominan</b>
1X	1x	2x, 3x	77 micron
1Y	1x	2x, 3x	52 micron
2X	1x, 2x	3x, 4x, 5x, 6x, 7x dan 11x	20 micron dan 11 micron
2Y	1x, 2x	4x, 5x dan 6x	22 micron dan 9 micron
3X	1x, 2x	3x, 4x, 5x, 6x, 7x dan 10x	29 micron dan 7 micron
3Y	1x, 2x, 3x	4x, 5x, 6x, 7x dan 8x	40 micron, 18 micron dan 9 micron
4X	1x	2x, 3x, 4x dan 5x	81 micron
4Y	1x, 2x	3x, 4x, 5x, 6x, 7x dan 8x	67 micron dan 21 micron

Berdasarkan hasil pengukuran menggunakan *displacement probe*, didapatkan hasil pembacaan vibrasi seperti pada tabel 4.1. Diketahui bahwa nilai vibrasi tidak mencapai batas aman maksimum operasional PLTU (240 micron) dari yang ditentukan ISO 7919-3. Namun pada hasil pengukuran didapatkan kenaikan nilai vibrasi, dimana nilai vibrasi yang terjadi pada turbin dan generator PLTU Amurang biasanya hanya berada antara 20-40 micron. Oleh karena itu, perlu dilakukan analisis menggunakan CSI 2600 untuk membaca kecepatan (*velocity*) pada vibrasi yang terjadi.

#### 4.5. Data *Waveform* dan Spektrum Vibrasi menggunakan CSI 2600

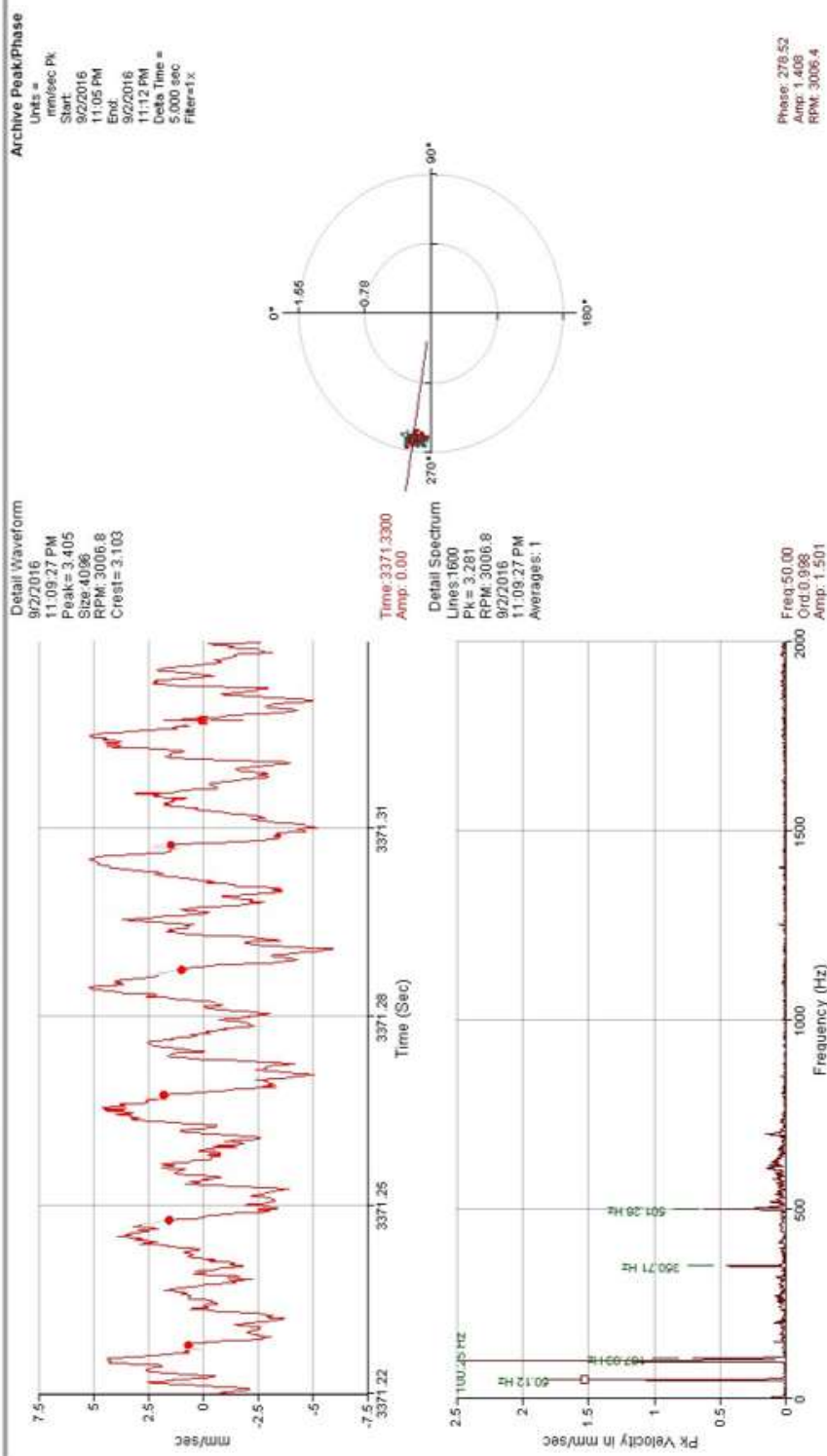


Gambar 4.17, tiga sumbu acuan dalam pengambilan data menggunakan sensor kecepatan dari alat CSI 2600

Pengukuran vibrasi menggunakan alat CSI 2600 berdasarkan standar ISO 10816-1. CSI 2600 merupakan alat untuk membaca kecepatan pada vibrasi (*velocity probe*), bisa juga disebut *velocity sensor* atau sensor kecepatan. Pengambilan data diambil pada pondasi/dudukan di tiap *bearing (pedestal)* dari turbin dan generator. Pengambilan data dilakukan mengacu pada 3 (tiga) titik sumbu, yaitu sumbu x (horizontal), y (vertikal) dan z (aksial). Pengambilan data merupakan tahapan merekam sinyal-sinyal vibrasi yang telah direkam seperti pada gambar 4.17.



AMURANGCASS.rbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / les\_1\_2 / T2 / B1H - BEARING 1 HORIZONTAL

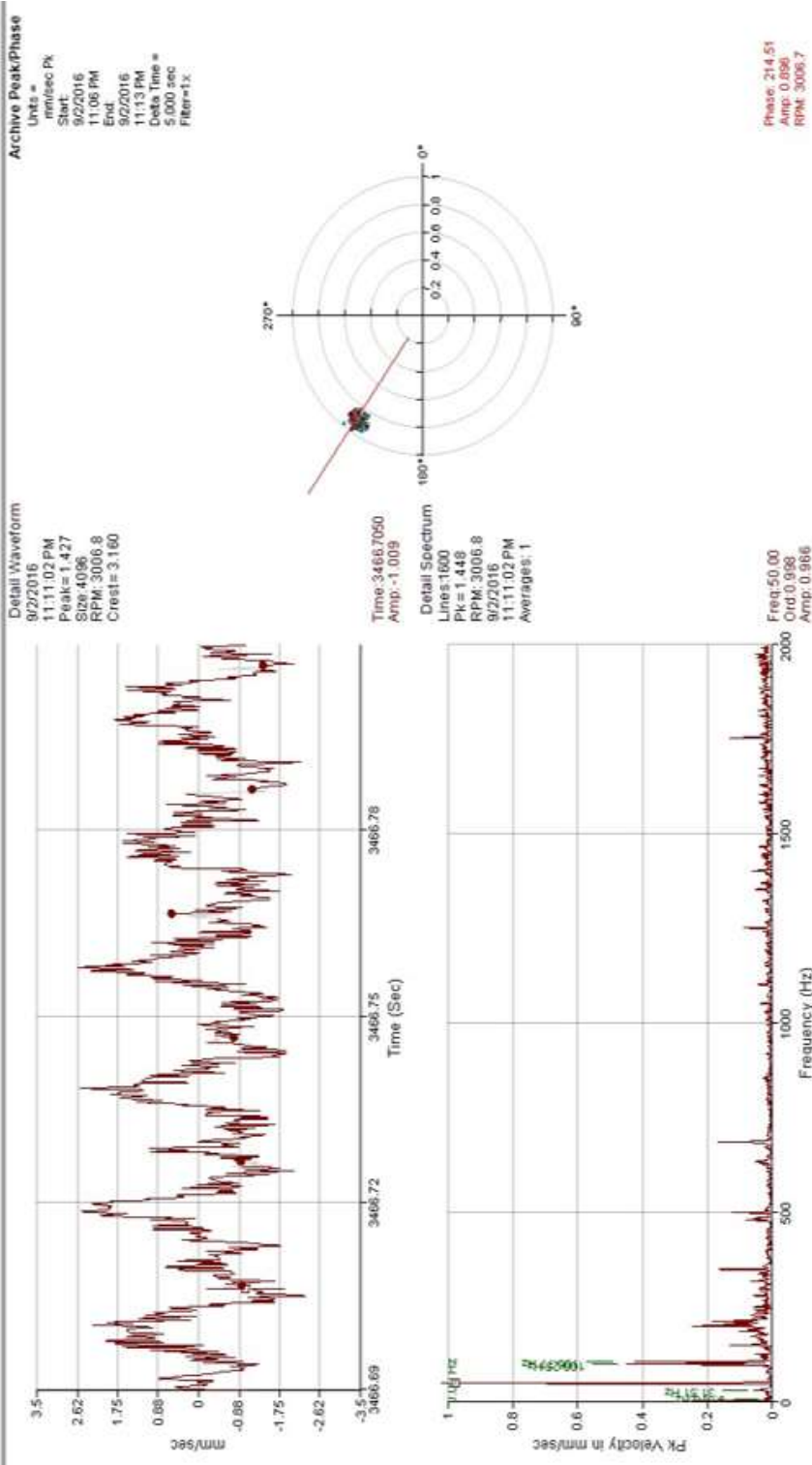


Gambar 4.18. Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 1 sumbu horizontal

Pada gambar 4.18, waveform menunjukkan bentuk yang acak dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 3400$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,6 RPM) sebesar  $\pm 1500$  microns/s dan  $\pm 2500$  microns/s dengan frekuensi 50,12 Hz dan 100,25 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 7x dan 10x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 500 microns/s dengan frekuensi 350,71 Hz dan 501,26 Hz. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 1 dengan posisi pengukuran horizontal adalah  $278,52^\circ$ .

AMURANGCASS.rbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes 1\_2 / T2 / B1V - BEARING 1 VERTICAL



Gambar 4.19. Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 1 sumbu vertikal

Pada gambar 4.19, waveform menunjukkan bentuk yang acak dan cenderung membentuk pola huruf "W", dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 1400$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,8 RPM) sebesar  $\pm 1500$  microns/s dan  $\pm 500$  microns/s dengan frekuensi 50,05 Hz dan 100,25 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 3x hingga 10x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 300 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 1 dengan posisi pengukuran vertikal adalah  $214,51^\circ$ .

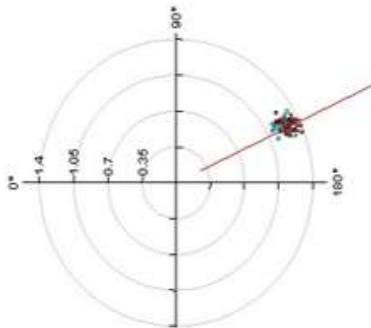
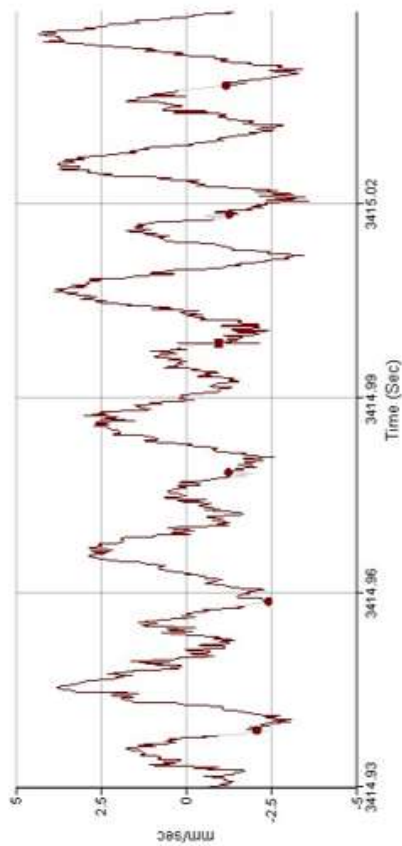
AMURANGCASS.dbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes \_1\_2 / T2 / B1A - BEARING 1 AXIAL

Archive Peak/Phase

Units = mm/sec Pk  
 Start: 9/2/2016 11:05 PM  
 End: 9/2/2016 11:13 PM  
 Delta Time = 5.000 sec  
 Filter=1X

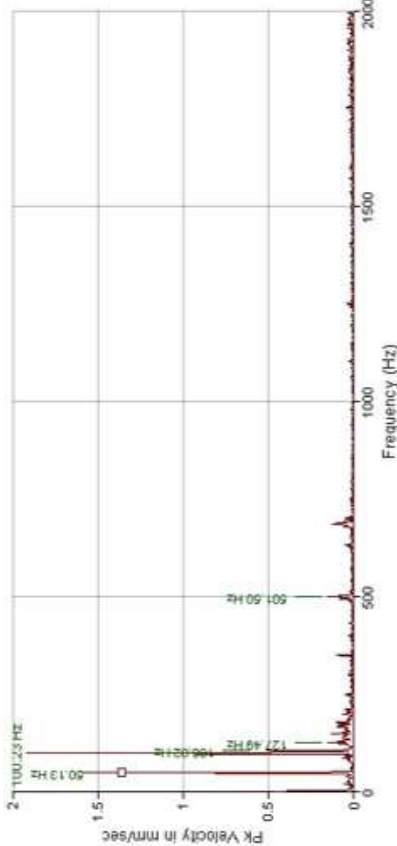
Detail Waveform

9/2/2016 11:10:10 PM  
 Peak = 2.461  
 Size: 4096  
 RPM: 3006.6  
 Crest = 2.632



Time: 3414.9900  
 Amp: -0.949

Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk = 2.563  
 RPM: 3006.6  
 9/2/2016 11:10:10 PM  
 Averages: 1



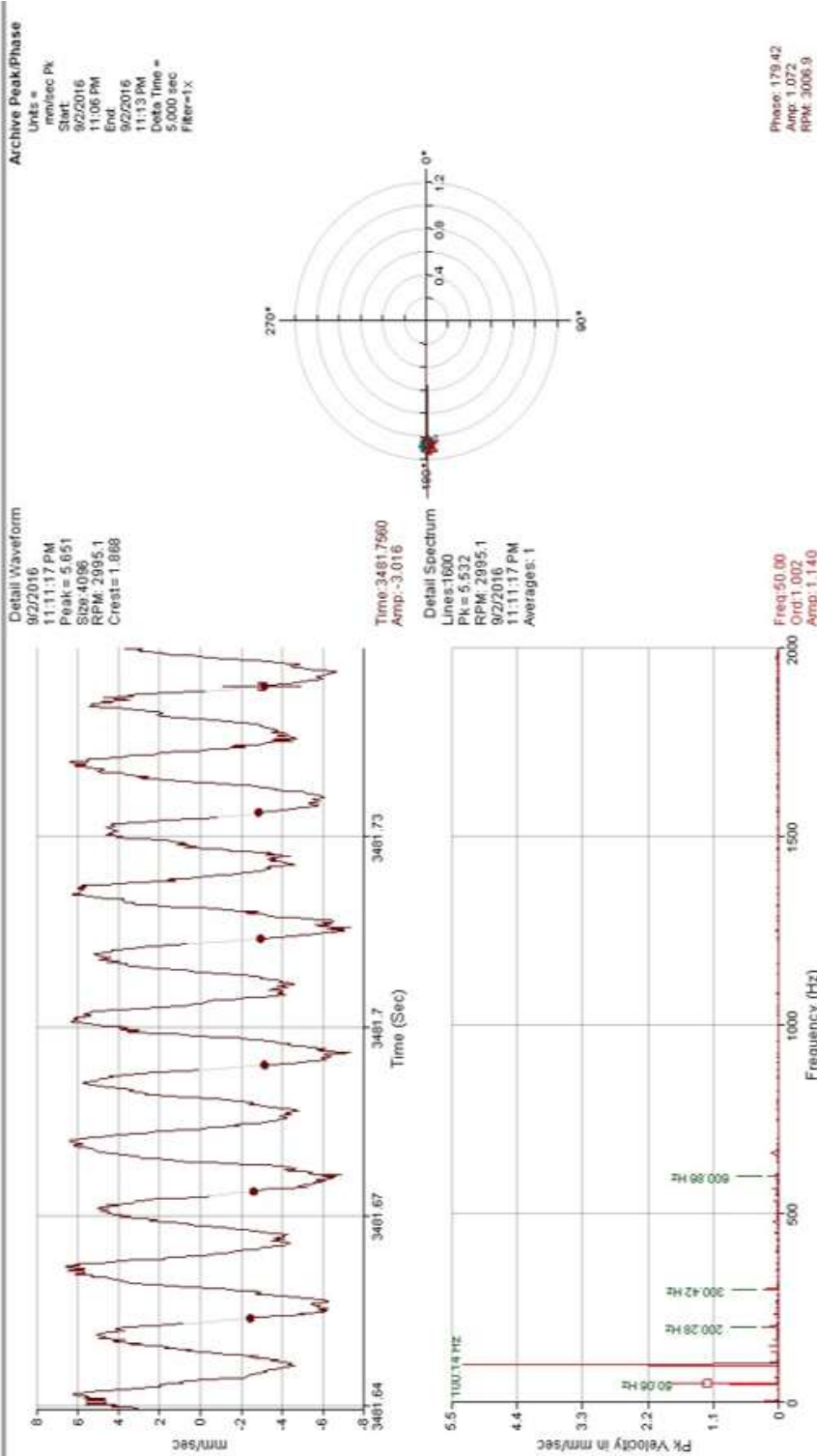
Phase: 154.61  
 Amp: 1.339  
 RPM: 3006.4

Gambar 4.20. Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 1 sumbu aksial

Pada gambar 4.20, waveform menunjukkan bentuk yang cenderung membentuk pola huruf "W", dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 2500$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,6 RPM) sebesar  $\pm 1600$  microns/s dan  $\pm 1900$  microns/s dengan frekuensi 50,13 Hz dan 100,23 Hz diikuti dengan frekuensi harmonik yang kecil kurang lebih antara 3x sampai 10x frekuensi fundamental. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 1 dengan posisi pengukuran aksial adalah  $154,61^\circ$ .

AMURANGCASS.rdm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes 1\_2 / T2 / B2H - BEARING 2 HORIZONTAL



Gambar 4.21, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 2 sumbu horizontal

Pada gambar 4.21, waveform menunjukkan bentuk yang cenderung berbentuk sinusoidal, dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 5600$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 2995,1 RPM) sebesar  $\pm 1000$  microns/s dan  $\pm 5400$  microns/s dengan frekuensi 50,06 Hz dan 100,14 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 3x hingga 10x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 300 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 2 dengan posisi pengukuran horizontal adalah  $179,42^\circ$ .



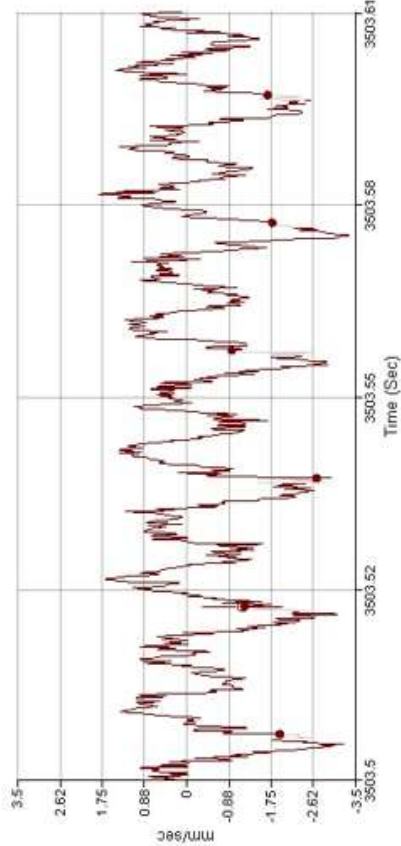
AMURANGCASS.rbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes\_1\_2 / T2 / B2V - BEARING 2 VERTICAL

Archive Peak/Phase

Units = mm/sec Pk  
 Start: 9/2/2016 11:07 PM  
 End: 9/2/2016 11:14 PM  
 Delta Time = 5.000 sec  
 Filter=1x

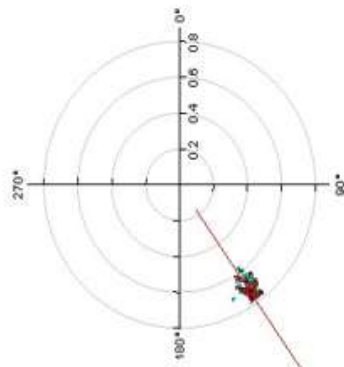
Detail Waveform

9/2/2016 11:11:39 PM  
 Peak=1.643  
 Size:4096  
 RPM: 3006.7  
 Crest= 3.004

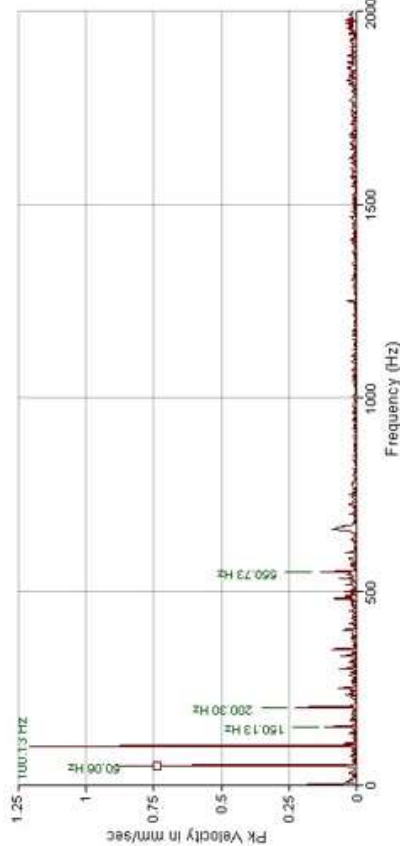


Time 3503.6220  
 Amp. -1.153

Detail Spectrum  
 Lines:1600  
 Pk=1.541  
 RPM: 3006.7  
 9/2/2016 11:11:39 PM  
 Averages: 1



Phase: 145.17  
 Amp: 0.728  
 RPM: 3006.5



Freq:50.00  
 Ord:0.998  
 Amp:0.723

Gambar 4.2.2. Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 2 sumbu vertikal

Pada gambar 4.22, waveform menunjukkan bentuk yang acak dan adanya potongan pada puncaknya, dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 1600$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,7 RPM) sebesar  $\pm 750$  microns/s dan  $\pm 1200$  microns/s dengan frekuensi 50,06 Hz dan 100,13 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 3x dan 4x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 250 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 2 dengan posisi pengukuran vertikal adalah  $145,17^\circ$ .

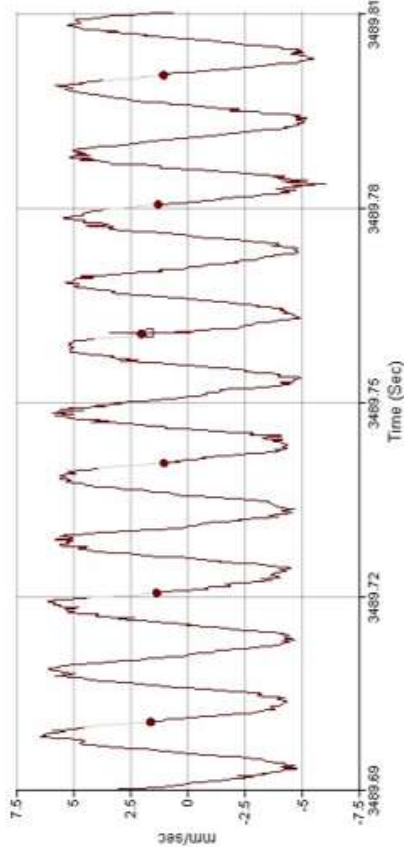
AMURANGCASS.rbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes\_1\_2 / T2 / B2A - BEARING 2 AXIAL

Archive Peak/Phase

Units = mm/sec Pk  
 Start 9/2/2016 11:10 PM  
 End 9/2/2016 11:14 PM  
 Delta Time = 5.000 sec  
 Filter=1X

Detail Waveform

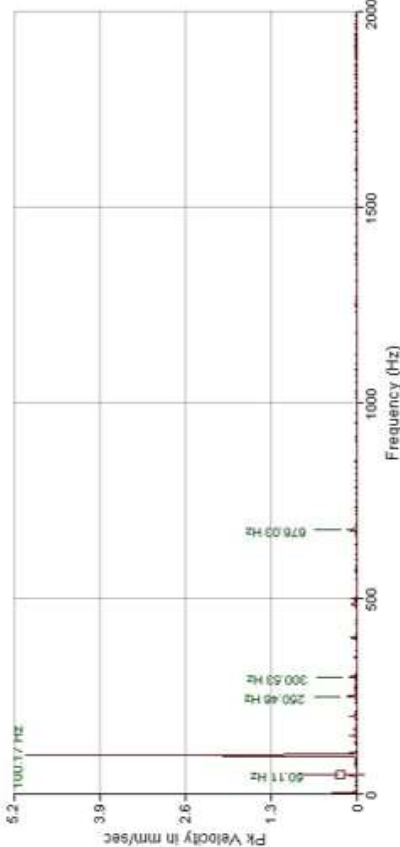
9/2/2016 11:11:25 PM  
 Peak= 5.117  
 Size=4096  
 RPM: 3006.8  
 Crest= 1.919



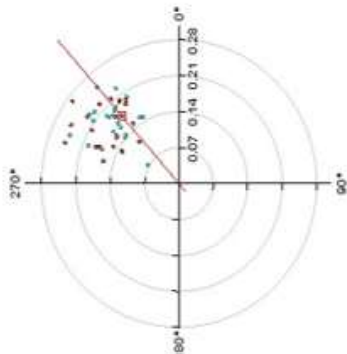
Time: 3489.7640  
 Amp: 1.666

Detail Spectrum

Lines: 1600  
 Pk= 5.140  
 RPM: 3006.8  
 9/2/2016 11:11:25 PM  
 Averages: 1



Phase: 316.56  
 Amp: 0.176  
 RPM: 3007.0

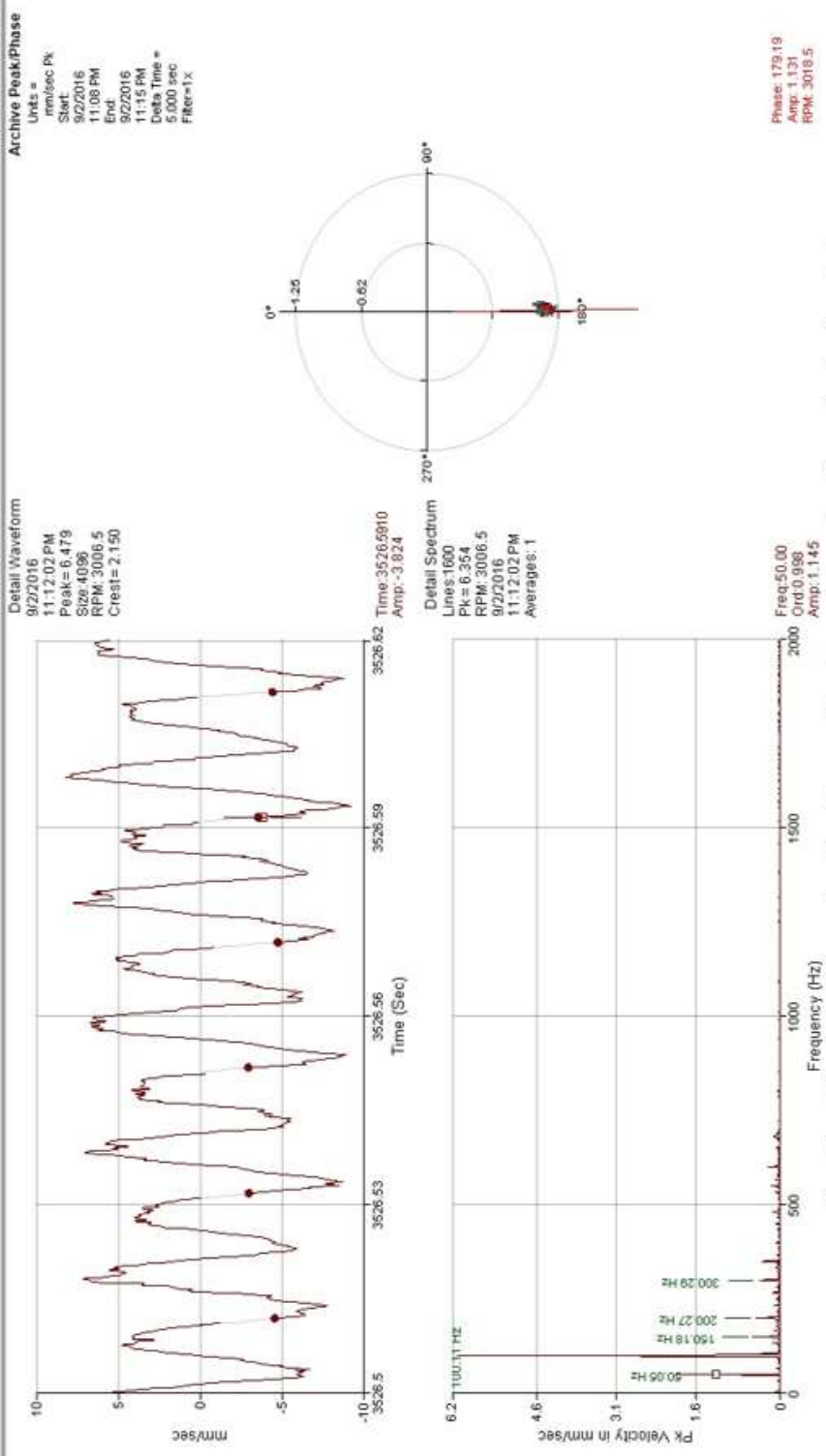


Gambar 4.23, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 2 sumbu aksial

Pada gambar 4.23, waveform menunjukkan bentuk yang cenderung berbentuk sinusoidal, dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 5200$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,8 RPM) sebesar  $\pm 1000$  microns/s dan  $\pm 5000$  microns/s dengan frekuensi 50,11 Hz dan 100,17 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 3x, 4x, 5x dan 6x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 250 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 2 dengan posisi pengukuran aksial adalah  $318,56^\circ$ .

AMURANGCASS.dfm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes 1\_2 / T2 / B3H - BEARING 3 HORIZONTAL



Gambar 4.24, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 3 sumbu horizontal

Pada gambar 4.24, waveform menunjukkan bentuk yang cenderung berbentuk sinusoidal, dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 6500$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,5 RPM) sebesar  $\pm 1100$  microns/s dan  $\pm 6100$  microns/s dengan frekuensi 50,05 Hz dan 100,11 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 3x hingga 8x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 300 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 3 dengan posisi pengukuran horizontal adalah  $179,42^\circ$ .

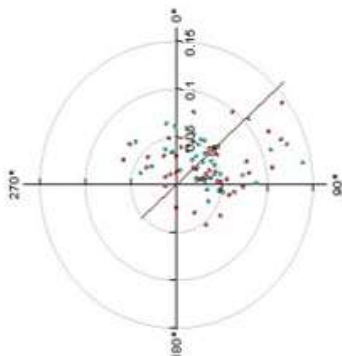
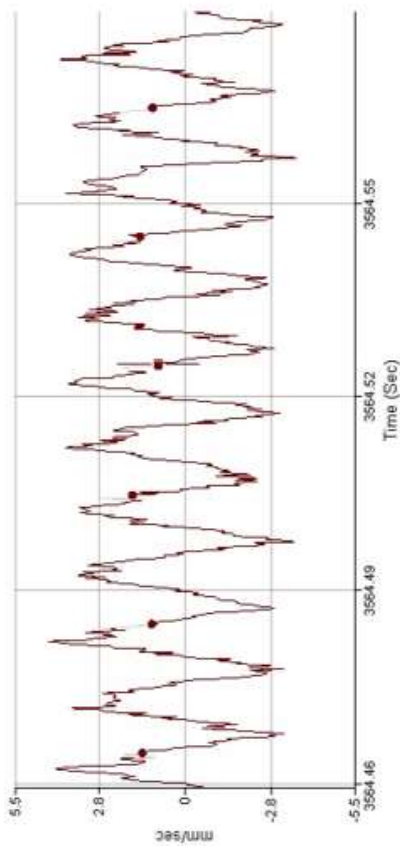
AMURANGCASS.rbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / Ies\_2 / T2 / B3V - BEARING 3 VERTICAL

Archive Peak/Phase

Units = mm/sec Pk  
 Start: 9/2/2016 11:08 PM  
 End: 9/2/2016 11:16 PM  
 Delta Time = 5,000 sec  
 Filter=1x

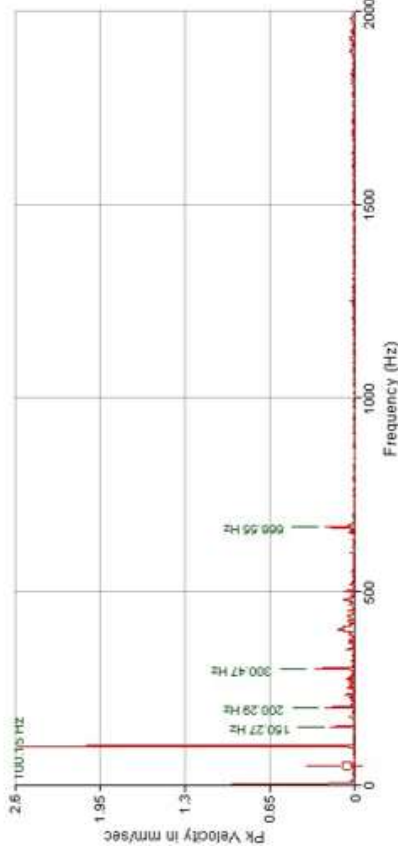
Detail Waveform

9/2/2016 11:12:40 PM  
 Peak= 2.822  
 Size:4096  
 RPM: 3006.7  
 Crest= 2.544



Time: 3564.5210  
 Amp: 0.877

Detail Spectrum  
 Lines:1600  
 Pk = 2.831  
 RPM: 3006.7  
 9/2/2016 11:12:40 PM  
 Averages: 1



Phase: 47.71  
 Amp: 0.0537  
 RPM: 3006.6

Gambar 4.25. Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 3 sumbu vertikal

Pada gambar 4.25, waveform menunjukkan bentuk yang acak dan adanya potongan pada puncak dan lembahnya, dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 1600$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,7 RPM) sebesar  $\pm 2500$  microns/s dengan frekuensi 50,06 Hz dan 100,13 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 1x, 3x, 4x, 6x dan 13x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 250 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 3 dengan posisi pengukuran vertikal adalah  $145,17^\circ$ .



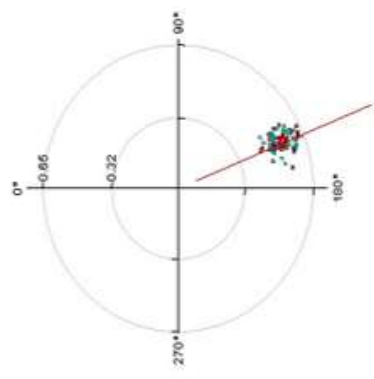
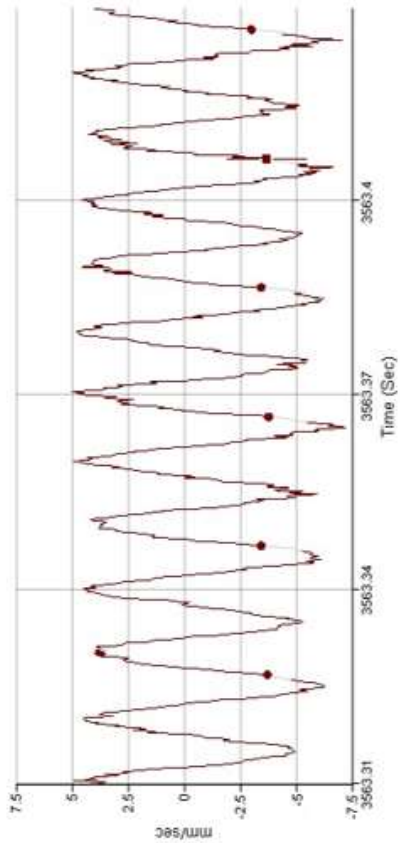
AMURANGCASS.dbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes\_1\_2 / Tz / B3A - BEARING 3 AXIAL

Archive Peak/Phase

Units = mm/sec Pk  
 Start: 9/2/2016 11:09 PM  
 End: 9/2/2016 11:16 PM  
 Delta Time = 5.000 sec  
 Filter=1X

Detail Waveform

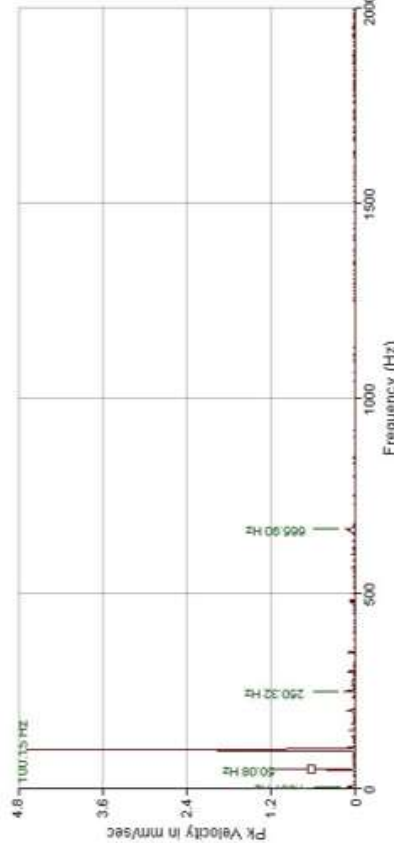
9/2/2016 11:12:39 PM  
 Peak= 4.922  
 Size: 4096  
 RPM: 3006.7  
 Crest= 2.106



Time: 3563.4030  
 Amp: -3.652

Detail Spectrum

Lines: 1600  
 Pk= 4.807  
 RPM: 3006.7  
 9/2/2016 11:12:39 PM  
 Averages: 1



Phase: 157.76  
 Amp: 0.547  
 RPM: 2995.4

Gambar 4.26, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 3 sumbu aksial

Pada gambar 4.26, waveform menunjukkan bentuk yang cenderung berbentuk sinusoidal, dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 4900$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,7 RPM) sebesar  $\pm 600$  microns/s dan  $\pm 4700$  microns/s dengan frekuensi 50,08 Hz dan 100,15 Hz. Tidak terdapat frekuensi harmonik yang signifikan. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 3 dengan posisi pengukuran aksial adalah  $157,78^\circ$ .

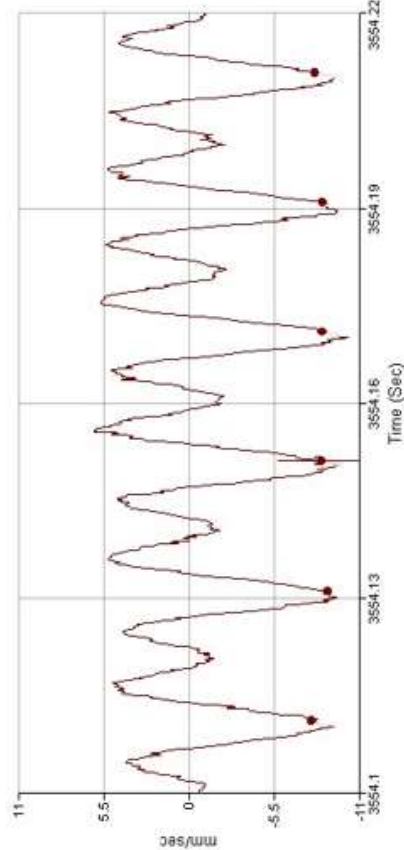
AMURANGCASS.rbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes\_1\_2 / T2 / B4H - BEARING 4 HORIZONTAL

Archive Peak/Phase

Units = mm/sec Pk  
 Start: 9/2/2016 11:08 PM  
 End: 9/2/2016 11:15 PM  
 Delta Time = 5.000 sec  
 Filter=1x

Detail Waveform

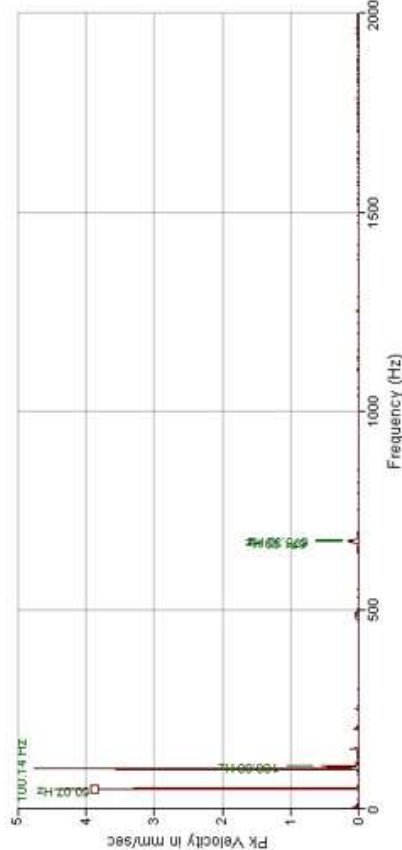
9/2/2016 11:12:30 PM  
 Peak= 6.310  
 Size: 4096  
 RPM: 3006.9  
 Crest= 2.375



Time: 3554.1550  
 Amp. = 6.381

Detail Spectrum

Lines: 1600  
 Pk = 6.195  
 RPM: 3006.9  
 9/2/2016 11:12:30 PM  
 Averages: 1



Phase: 160.91  
 Amp: 3.593  
 RPM: 3006.8

Gambar 4.27, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 4 sumbu horizontal

Pada gambar 4.27, waveform menunjukkan bentuk yang menyerupai seperti huruf "W" terbalik dan terdapat potongan pada puncak dan lembahnya. Nilai peak to peak pada bearing 4 posisi pengukuran horizontal adalah sebesar  $\pm 6300$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

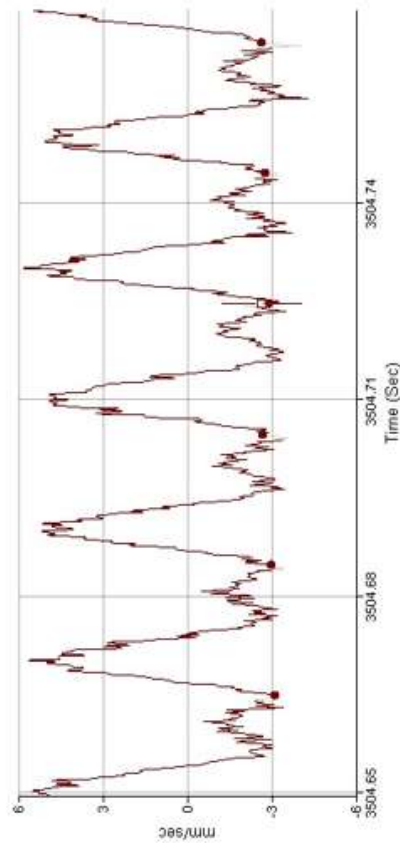
Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,9 RPM) sebesar  $\pm 3800$  microns/s dan  $\pm 4800$  microns/s dengan frekuensi 50,07 Hz dan 100,14 Hz. Terdapat frekuensi harmonik pada 3x, 4x, 5x dan 13x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 250 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 4 dengan posisi pengukuran horizontal adalah  $160,91^\circ$ .

Archive Peak/Phase

Units = mm/sec Pk  
 Start 9/2/2016 11:07 PM  
 End 9/2/2016 11:14 PM  
 Delta Time = 5.000 sec  
 Filter=1X

Detail Waveform

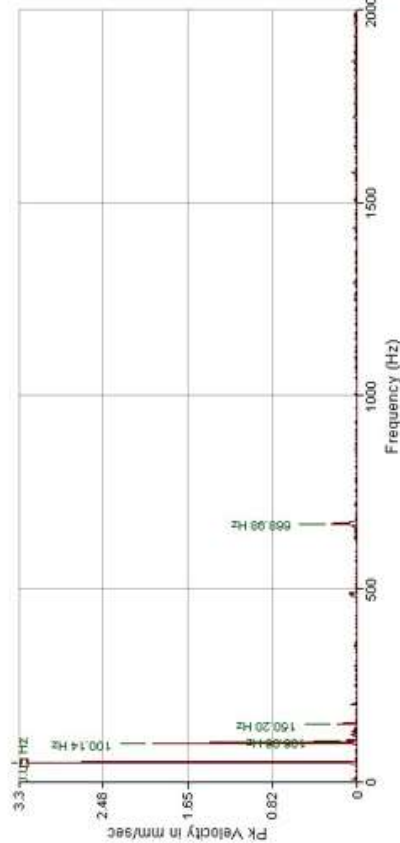
9/2/2016 11:11:40 PM  
 Peak= 3.838  
 Size 4096  
 RPM: 3006.8  
 Crest= 2.125



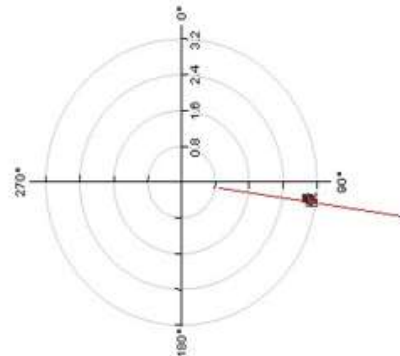
Time: 3504.7210  
 Amp: -2.624

Detail Spectrum

Lines: 1600  
 PK = 3.833  
 RPM: 3006.8  
 9/2/2016 11:11:40 PM  
 Averages: 1



Phase: 96.96  
 Amp: 3.138  
 RPM: 3006.8



Gambar 4.28. Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 4 sumbu vertikal

Pada gambar 4.28, waveform menunjukkan bentuk yang menyerupai huruf "W" dan terdapat potongan pada puncak dan lembahnya. Nilai peak to peak pada bearing 4 posisi pengukuran vertikal adalah sebesar  $\pm 3800$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,8 RPM) sebesar  $\pm 3200$  microns/s dan  $\pm 2100$  microns/s dengan frekuensi 50,05 Hz dan 100,14 Hz. Terdapat frekuensi harmonik pada 3x dan 13x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 250 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 4 dengan posisi pengukuran vertikal adalah  $98,36^\circ$ .

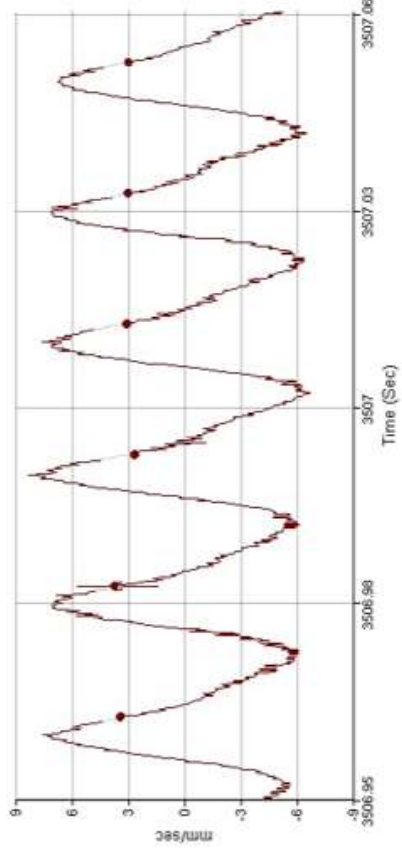
AMURANGCASS.ibm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes 1\_2 / T2 / B4A - BEARING 4 AXIAL

Archive Peak/Phase

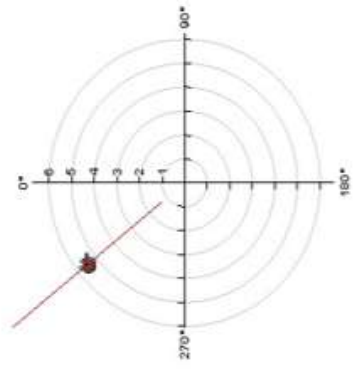
Units = mm/sec PK  
Start: 9/2/2016 11:07 PM  
End: 9/2/2016 11:14 PM  
Delta Time = 5.000 sec  
Filter=1X

Detail Waveform

9/2/2016 11:11:42 PM  
Peak= 6.002  
Size: 4096  
RPM: 3007.0  
Crest= 1.962

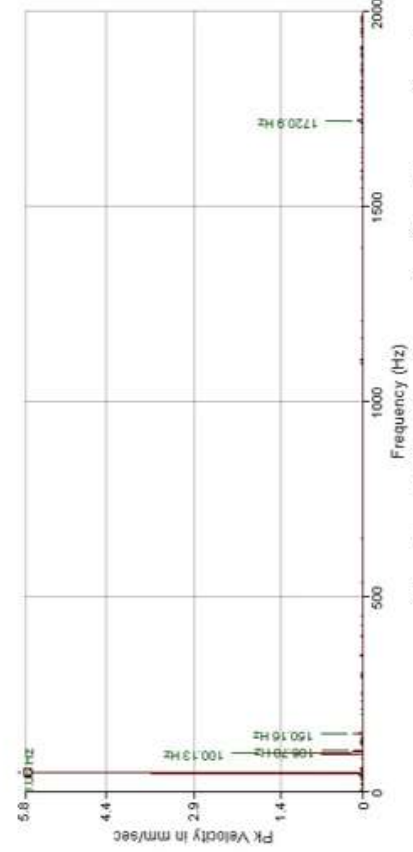


Time: 3506.9780  
Amp: 3.579



Detail Spectrum

Lines: 1600  
PK = 5.962  
RPM: 3007.0  
9/2/2016 11:11:42 PM  
Averages: 1



Phase: 321.51  
Amp: 5.519  
RPM: 3006.7

Gambar 4.29, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 4 sumbu aksial

Pada gambar 4.29, waveform menunjukkan bentuk yang cenderung berbentuk sinusoidal, dengan nilai peak to peak sebesar  $\pm 6000$  microns/s. Secara keseluruhan, level vibrasi masih di bawah kondisi bahaya pada standar ISO 10816-1 Class IV. Pada Class IV ISO 10816-1, bila nilai vibrasi pada turbin dan generator melebihi 7100 microns/s, maka tidak boleh beroperasi dalam jangka waktu yang lama.

Spektrum vibrasi menunjukkan nilai frekuensi peak to peak yang dominan pada 1x dan 2x frekuensi fundamental (putaran kerja saat pengukuran sebesar 3006,8 RPM) sebesar  $\pm 1000$  microns/s dan  $\pm 5000$  microns/s dengan frekuensi 50,06 Hz dan 100,13 Hz. Terdapat juga frekuensi harmonik kurang lebih pada 3x frekuensi fundamental yang memiliki amplitudo peak to peak tidak sampai 250 microns/s. Nilai fase yang didapat dari sensor kecepatan pada bearing 4 dengan posisi pengukuran aksial adalah  $321,51^\circ$ .

#### 4.6. Analisis dari pembacaan *velocity sensor* pada *bearing 1-4*

Nilai vibrasi pada mesin saat kondisi baik pada PLTU Amurang adalah sebesar 20 micron. Oleh karena itu, perlu dilakukan analisis vibrasi menggunakan sensor kecepatan (velocity) melalui alat CSI 2600 sebelum nilai vibrasi bertambah besar, yang menandakan kerusakan semakin parah.

Tabel 4.2, Hasil pembacaan sensor kecepatan pada *bearing 1-4*

<b>Bearing</b>	<b>Frekuensi Dominan</b>	<b>Nilai Vibrasi pada Frekuensi Dominan</b>	<b>Frekuensi Harmonik</b>
1H	1x dan 2x	1500 microns/s & 2500 microns/s	7x dan 10x
1V	1x dan 2x	1500 microns/s & 500 microns/s	3x sampai 10x
1A	1x dan 2x	1600 microns/s & 1900 microns/s	3x sampai 10x
2H	1x dan 2x	1000 microns/s & 5000 microns/s	3x sampai 10x
2V	1x dan 2x	750 microns/s & 1200 microns/s	3x sampai 4x
2A	1x dan 2x	1000 microns/s & 5000 microns/s	3x sampai 6x



<b>Bearing</b>	<b>Frekuensi Dominan</b>	<b>Nilai Vibrasi pada Frekuensi Dominan</b>	<b>Frekuensi Harmonik</b>
3H	1x dan 2x	1100 microns/s & 6100 microns/s	3x sampai 8x
3V	2x	2500 microns/s	1x, 3x, 4x, 6x dan 13x
3A	1x dan 2x	600 microns/s & 4700 microns/s	Tidak signifikan
4H	1x dan 2x	3800 microns/s & 4800 microns/s	3x, 4x, 5x dan 13x
4V	1x dan 2x	3100 microns/s & 2100 microns/s	3x dan 13x
4A	1x dan 2x	1000 microns/s & 5000 microns/s	3x

Berdasarkan hasil pengukuran menggunakan sensor kecepatan, didapatkan hasil pembacaan vibrasi yang ditunjukkan pada tabel 4.2. Diketahui bahwa secara keseluruhan nilai vibrasi tidak mencapai batas aman maksimum operasional PLTU (7100 microns/s) berdasarkan standar ISO 10816-1. Namun pada hasil pengukuran, didapatkan indikasi-indikasi kerusakan yang belum parah terjadi pada turbin dan generator PLTU Amurang, karena masih dalam batas aman berdasarkan ISO 10816-1.

Pengaruh dari *clearance* yang berlebih pada journal bearing itu dibuktikan dengan bentuk *waveform* pada *Bearing 2H*, *Bearing 2A* dan *Bearing 3A* yang berbentuk sinusoidal dan sedikit terpotong. *Rotating looseness* menunjukkan banyak frekuensi harmonik saat beroperasi, hal ini ditunjukkan pada hampir semua titik pengukuran. Frekuensi-frekuensi harmonik terjadi merupakan akibat dari terpotongnya pergerakan dari rotor yang mengalami kelonggaran putar sehingga menabrak batas pergerakannya. Bagian yang bergetar tidak bisa bergerak bebas seperti seharusnya karena menabrak bagian yang diam (*physical stop*).

#### **4.7. Analisis kerusakan pada PLTU Amurang Unit 1**

Pada pengukuran *displacement probe* (sensor perpindahan), nilai vibrasi pada PLTU Amurang mengalami kenaikan dari yang seharusnya 20 micron menjadi lebih besar seperti yang tertera pada tabel 4.1. Nilai

*displacement* vibrasi terbesar pada pengukuran sensor perpindahan yaitu pada *bearing* 1 pada *displacement probe* posisi X dan Y dengan nilai vibrasi sebesar 77 dan 52 micron, *bearing* 4 pada *displacement probe* posisi X dan Y dengan nilai vibrasi sebesar 81 dan 67 micron.

Dari 12 titik pengukuran menggunakan sensor kecepatan, seluruhnya cenderung mengindikasikan adanya *journal bearing looseness* (kelonggaran *journal bearing*) pada turbin dan generator PLTU Amurang Unit 1. *Journal bearing looseness* ini pada beberapa titik dapat menghasilkan gejala yang mirip dengan *unbalance*, hal ini dikarenakan pengaruh dari *clearance* yang berlebih pada *journal bearing*.

Berdasarkan percobaan yang telah dilakukan, didapat hasil-hasil dari pengukuran *bearing* 1 hingga 4 menggunakan sensor perpindahan dan kecepatan seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.1 dan 4.2. Merujuk pada data di tabel 4.1 dan 4.2, dapat diambil kesimpulan melalui analisis spektrum vibrasi bahwa Turbin dan Generator PLTU Amurang Unit 1 terdapat indikasi adanya *journal bearing looseness* (kelonggaran *journal bearing*). *Journal bearing looseness* ini pada beberapa titik dapat menghasilkan gejala yang mirip dengan *unbalance* sebagaimana dijelaskan pada sub sub-bab 2.5.3 dan 2.5.6.

## BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan, melalui bukti-bukti yang didapatkan dari pembacaan sensor perpindahan dan kecepatan, maka dapat di ambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai perpindahan vibrasi PLTU Amurang Unit 1 belum melewati batas aman.
2. Indikasi awal ketidaknormalan PLTU Amurang Unit 1 ditandai dengan adanya kenaikan nilai vibrasi, dari 20 micron menjadi nilai yang sebagaimana ditunjukkan tabel 4.1, namun belum mencapai batas bahaya.
3. Besar kecilnya nilai amplitudo pada spektrum vibrasi menandakan tingkat keparahan dari kerusakan pada PLTU Amurang Unit 1, sebagaimana yang dijelaskan pada ISO 7989-3 pada gambar 3.5 dan ISO 10816 pada gambar 3.7.
4. Pengukuran menggunakan sensor kecepatan, spektrum vibrasi mengindikasikan terjadinya *journal bearing looseness*, sebagaimana ditunjukkan tabel 2.2, namun nilai vibrasi belum melewati batas bahaya.

### 5.2. Saran

Setelah dilakukan analisis terkait hasil yang telah didapatkan maka penulis memberikan saran sebagai berikut :

1. Perlu dilakukan penjadwalan untuk *shut down* PLTU Amurang unit 1 agar dilakukan inspeksi fisik terkait indikasi kerusakan di bearing 1 hingga 4.
2. Perlu dilakukan analisis untung-rugi terkait daya tahan pembebanan mesin, kerugian saat *shut down*, penggantian suku cadang dan biaya teknisi/pekerja.
3. Perlu dilakukan *corrective maintenance* terkait indikasi kerusakan yang terjadi yaitu kelonggaran (*looseness*) pada *bearing* Turbin dan Generator PLTU Amurang unit 1. Dilakukannya *corrective maintenance* agar tidak terjadi kerusakan yang lebih parah.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- Betta, G., Liguori, C., Paolillo, A., & Pietrosanto, A. (2001). A DSP-based FFT-Analyzer for the Fault Diagnosis of Rotating Machine Based on Vibration Analysis. 1.
- Bruel & Kjaer. (1982). *Measuring Vibration*. Naerum: Brüel & Kjær (Sound and Vibration Measurement A/S).
- Campbell, J. D. (1995). *Uptime: Strategies for Excellence in Maintenance Management*. New York: Productivity Press.
- Isehour, S. (2013, May 6). *Asset Management: Bringing It All Together*. Dipetik April 6, 2017
- ISO 10816. (1995). Mechanical vibration - Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-Rotating Parts.
- ISO 13373. (2002). Condition Monitoring and Diagnostics of Machines.
- ISO 7919. (1996). Measurement Made on Rotating Parts.
- Kreyszig, E. (2011). *Advance Engineering Mathematics*. Columbus: John Wiley & Sons, INC.
- Kuemlee, H., Gross, T., & Kolerus, J. (2013). Machine Vibrations and Diagnostics The World Of ISO.
- Mobius Institute. (2017, April 10). *Bent Shaft*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:  
<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8024&iVibe=1&sTitle=Bent%20shaft>
- Mobius Institute. (2017, April 10). *Cracked or broken tooth*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:  
<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8061&iVibe=1&sTitle=Gearbox>
- Mobius Institute. (2017, April 10). *Journal bearings: Oil whirl*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:  
<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8029&iVibe=1&sTitle=Journal%20bearings>
- Mobius Institute. (2017, April 10). *Journal bearings: Wear/Clearance*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:

<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=8028&iVibe=1&sTitle=Journal%20bearings>

Mobius Institute. (2017, April 10). *Looseness*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:

<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=10004&iVibe=1&sTitle=Analysis%20Definitions>

Mobius Institute. (2017, April 10). *Misalignment*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:

<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=10002&iVibe=1&sTitle=Analysis%20Definitions>

Mobius Institute. (2017, April 10). *Rolling Element Bearing*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:

<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=10003&iVibe=1&sTitle=Analysis%20Definitions>

Mobius Institute. (2017, April 10). *Unbalance*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:

<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=10001&iVibe=1&sTitle=Analysis%20Definitions>

Mobius Institute. (2017, April 10). *Vibration Analysis Dictionary*. Diambil kembali dari Mobius Institute - Reliability Improvement & Vibration Analysis Training And Certification:

<http://www.mobiusinstitute.com/site2/item.asp?LinkID=2002>

Moubray, J. (1992). *Reliability-Centered Maintenance*. New York: Industrial Press Inc.

Port, T., Ashun, J., & Callaghan, T. J. (2010). *Asset Management Excellence (Optimizing Equipment Life-Cycle Decisions, Second Edition)*. Cleveland: CRC Press.

PRÜFTECHNIK LTD. (2002). *An Engineers Guide to Shaft Alignment, Vibration Analysis, Dynamic Balancing and Wear Debris Analysis*. Burntwood: PRÜFTECHNIK LTD.

PT PLN (Persero). (2017, March). *Tarif Tenaga Listrik*. Dipetik April 6, 2017, dari [www.pln.co.id/2017/02/01/tarif-tenaga-listrik/](http://www.pln.co.id/2017/02/01/tarif-tenaga-listrik/)

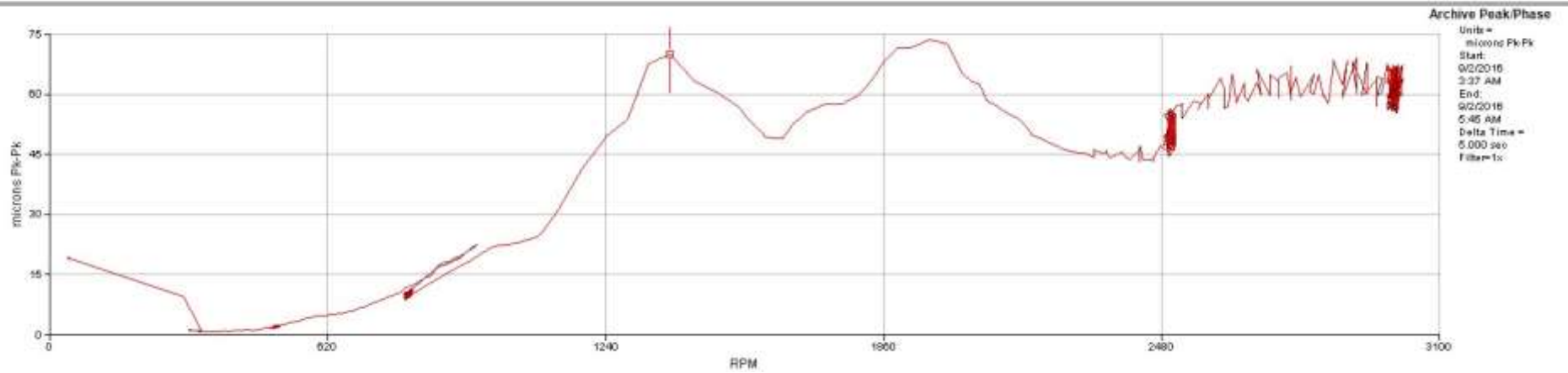
Rao, S. S. (2004). *Mechanical Vibrations*. Miami: Pearson Education International.

- SKF Reliability System. (2000). *Vibration Diagnostic Guide*.
- Wavelength Electronic. (2014). *Bandwidth*. Diambil kembali dari Wavelength Electronic Inc: <https://www.teamwavelength.com/info/bandwidth.php>
- Wowk, V. (1991). *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*. New York: McGraw-Hill.

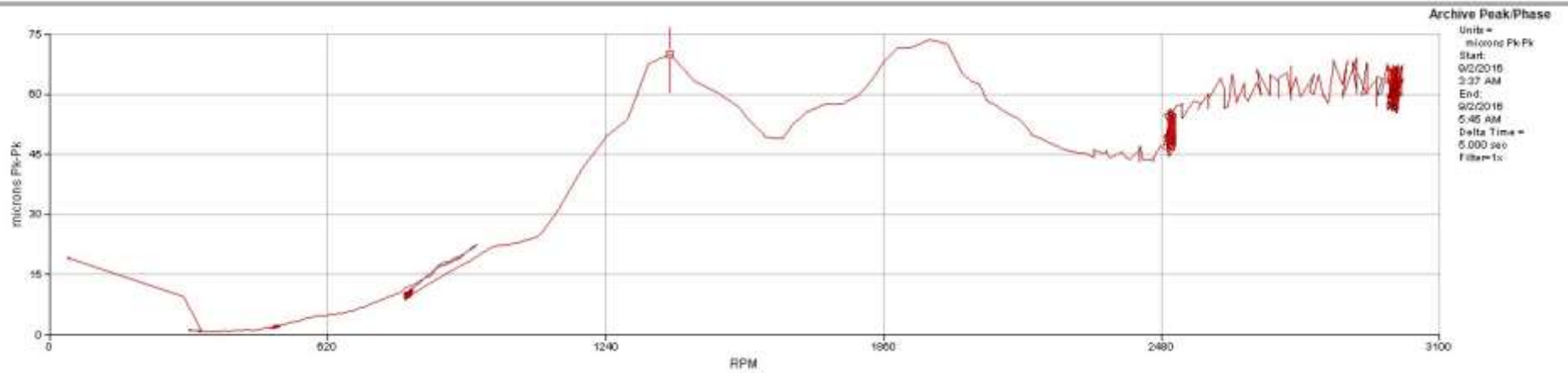
*Halaman ini sengaja dikosongkan*



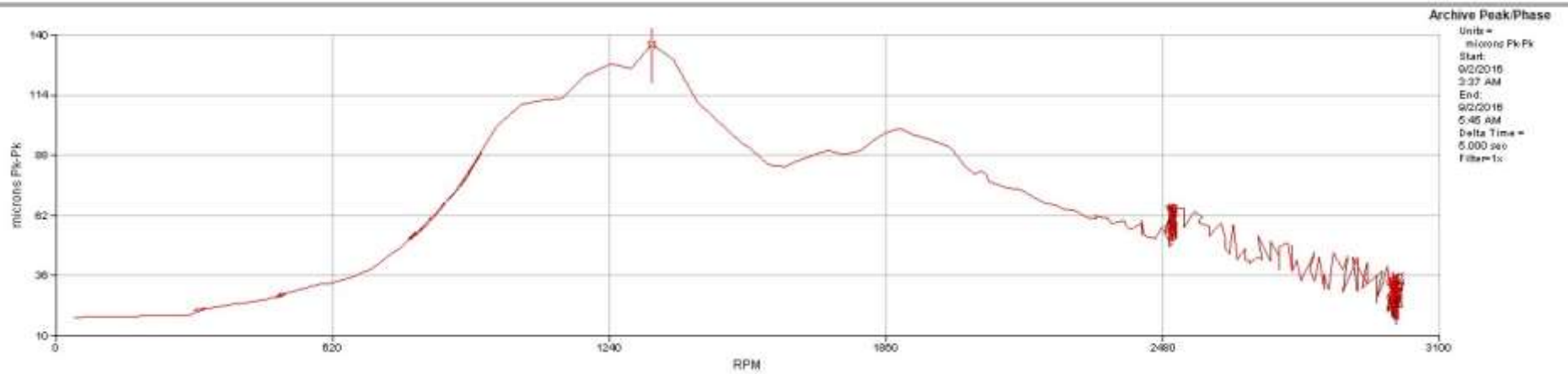
## LAMPIRAN



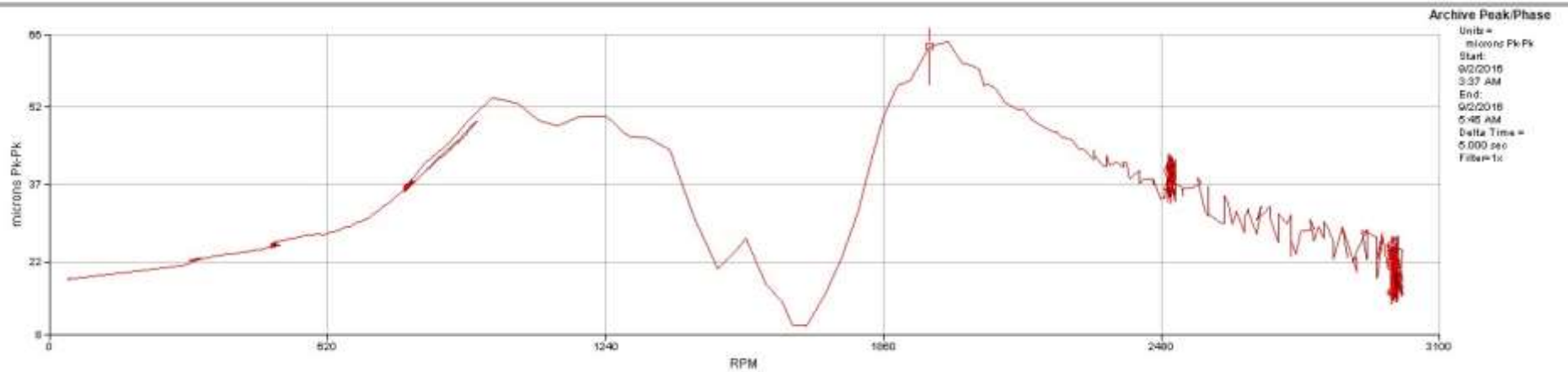
Lampiran 4.1, Bearing 1, displacement probe posisi X



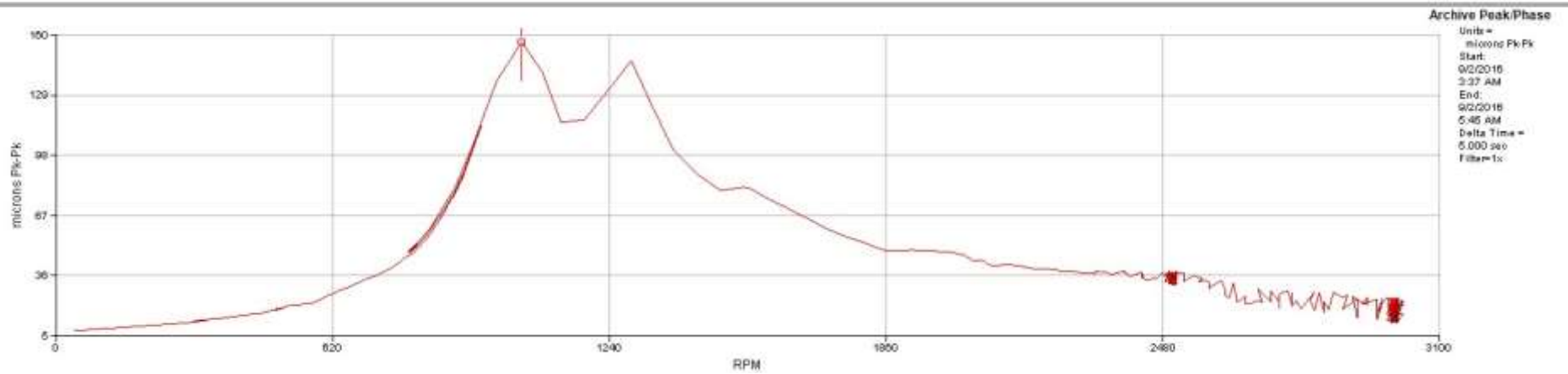
Lampiran 4.2, Bearing 1, displacement probe posisi Y



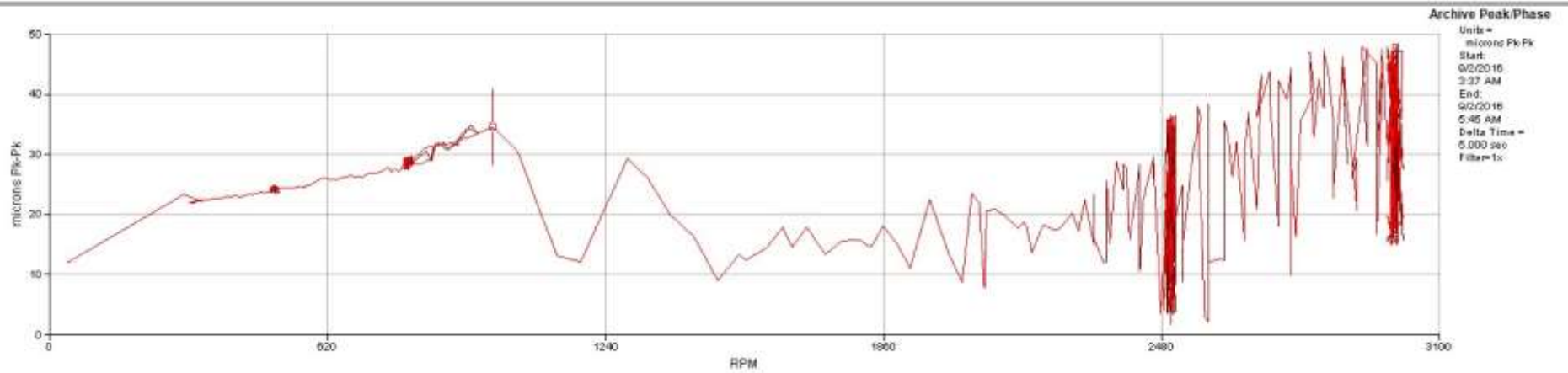
Lampiran 4.3, Bearing 2, displacement probe posisi X



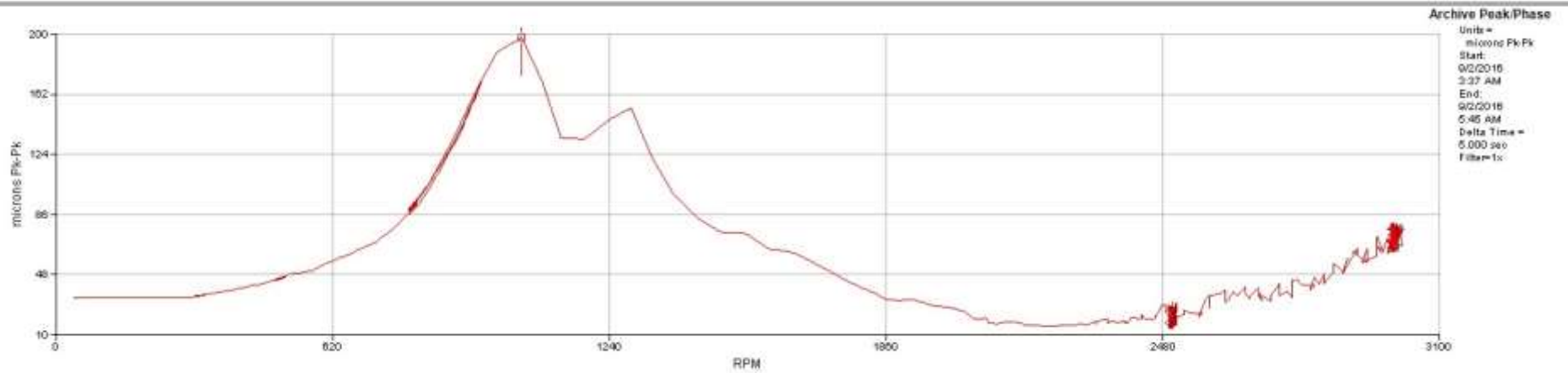
Lampiran 4.4, Bearing 2, displacement probe posisi Y



Lampiran 4.5, Bearing 3, displacement probe posisi X

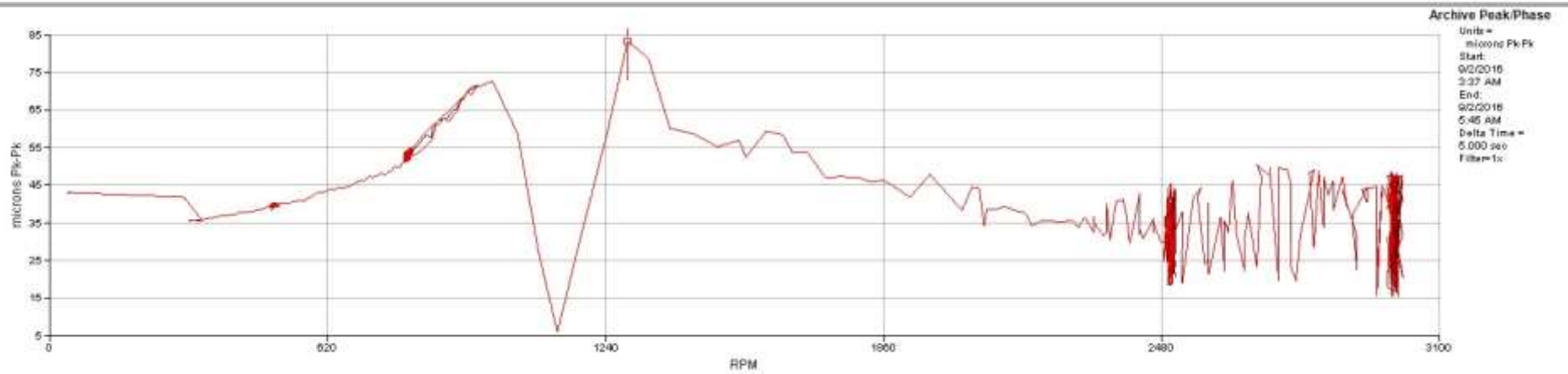


Lampiran 4.6, Bearing 3, displacement probe posisi Y



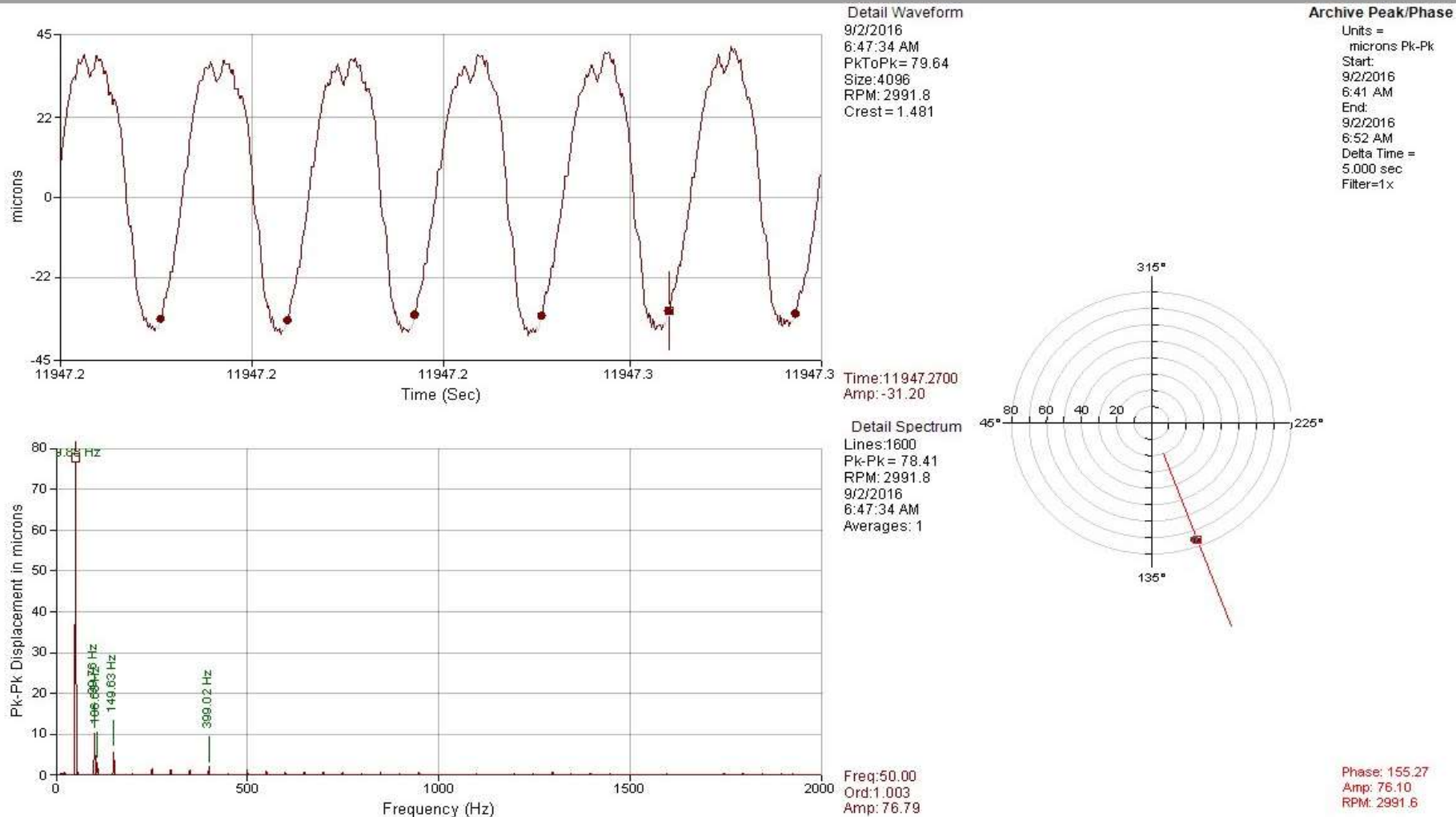
Lampiran 4.7, Bearing 4, displacement probe posisi X





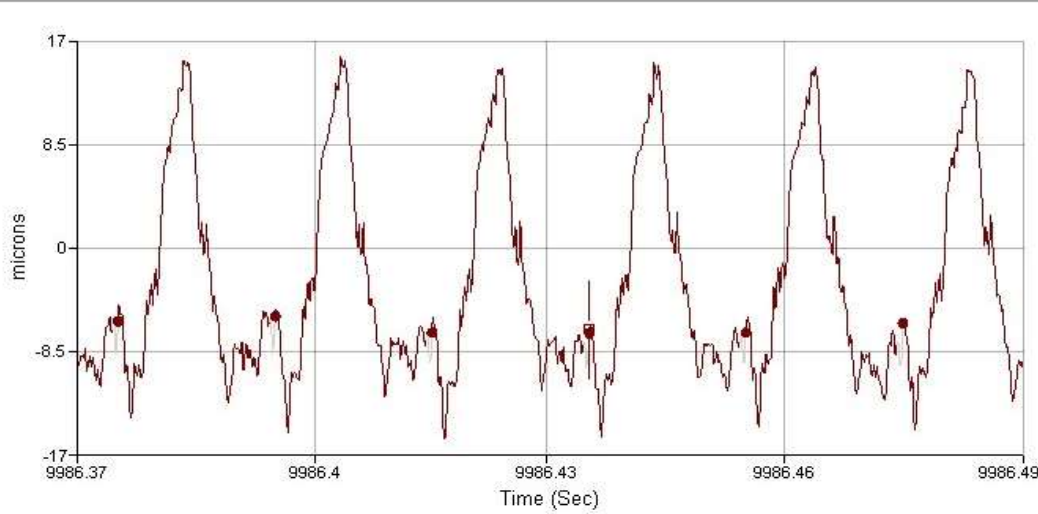
Lampiran 4.8, Bearing 4, displacement probe posisi Y

AMURANG 1.rbm / ST / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE GENERATOR 1 / start up / tach2 / B1X - BEARING 1X



Lampiran 4.9, Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 1, displacement probe posisi X

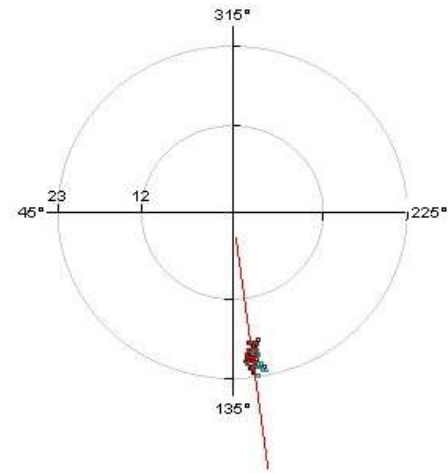




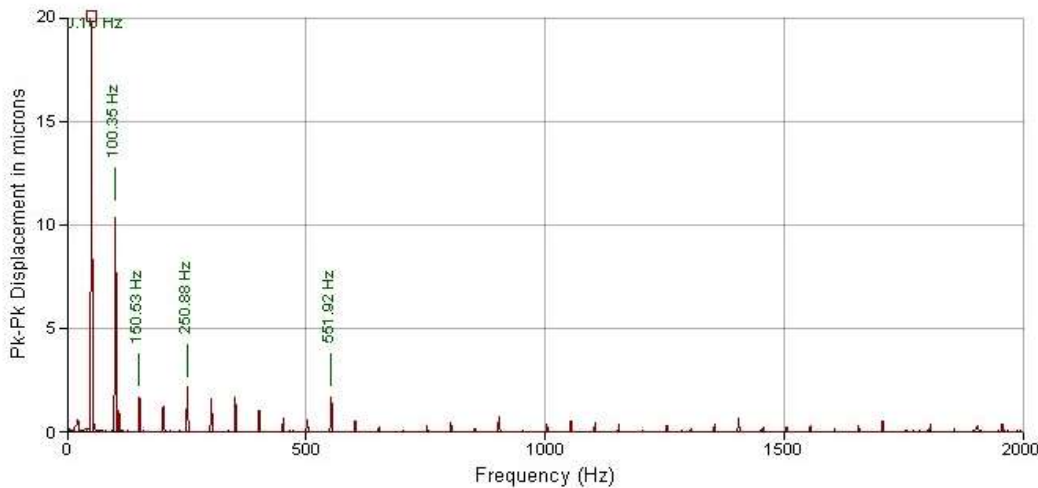
Detail Waveform  
 9/2/2016  
 6:14:53 AM  
 PkToPk= 24.64  
 Size: 4096  
 RPM: 3003.7  
 Crest= 1.855

Archive Peak/Phase  
 Units =  
 microns Pk-Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 6:13 AM  
 End:  
 9/2/2016  
 6:19 AM  
 Delta Time =  
 5 000 sec  
 Filter=1x

Time: 9986.4330  
 Amp: -6.660



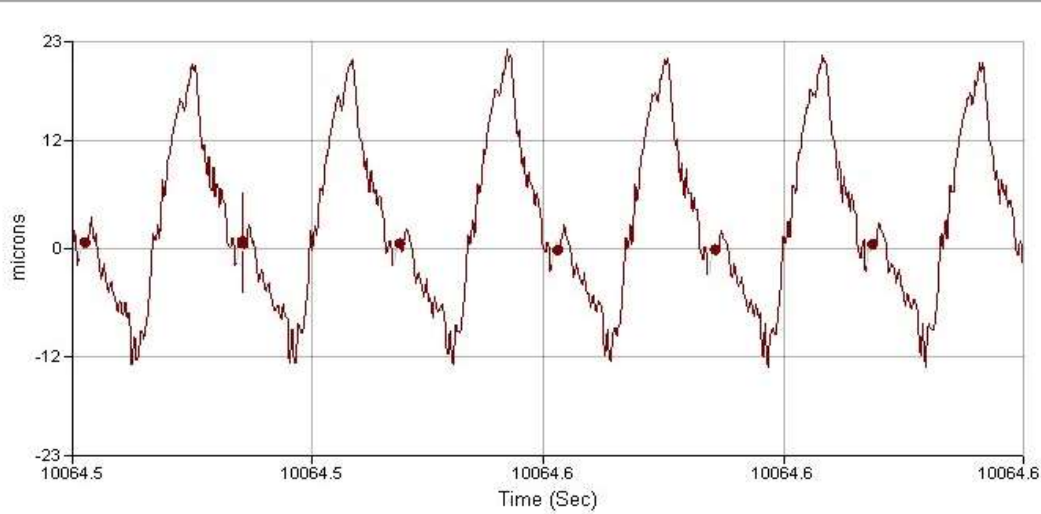
Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk-Pk= 23.56  
 RPM: 3003.7  
 9/2/2016  
 6:14:53 AM  
 Averages: 1



Freq: 50.00  
 Ord: 0.999  
 Amp: 19.86

Phase: 142.54  
 Amp: 19.66  
 RPM: 3014.9

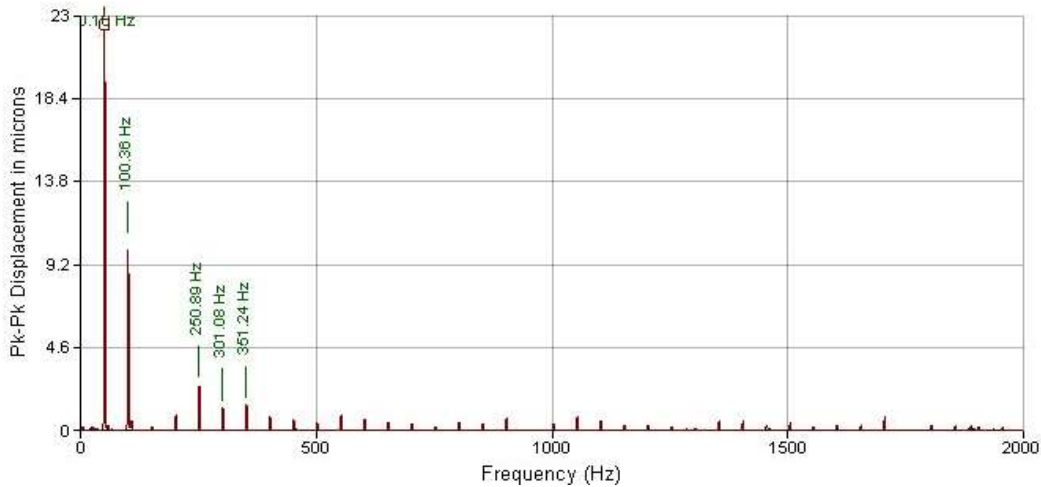
Lampiran 4.11, Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 2, displacement probe posisi X



Detail Waveform  
 9/2/2016  
 6:16:11 AM  
 PkToPk= 26.73  
 Size: 4096  
 RPM: 3014.7  
 Crest= 2.352

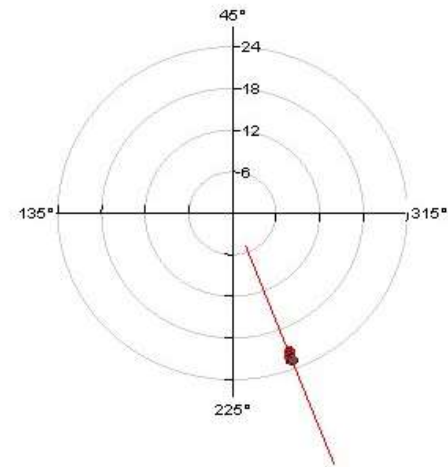
Archive Peak/Phase  
 Units =  
 microns Pk-Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 6:14 AM  
 End:  
 9/2/2016  
 6:19 AM  
 Delta Time =  
 5 000 sec  
 Filter=1x

Time: 10064.5200  
 Amp: 0.647



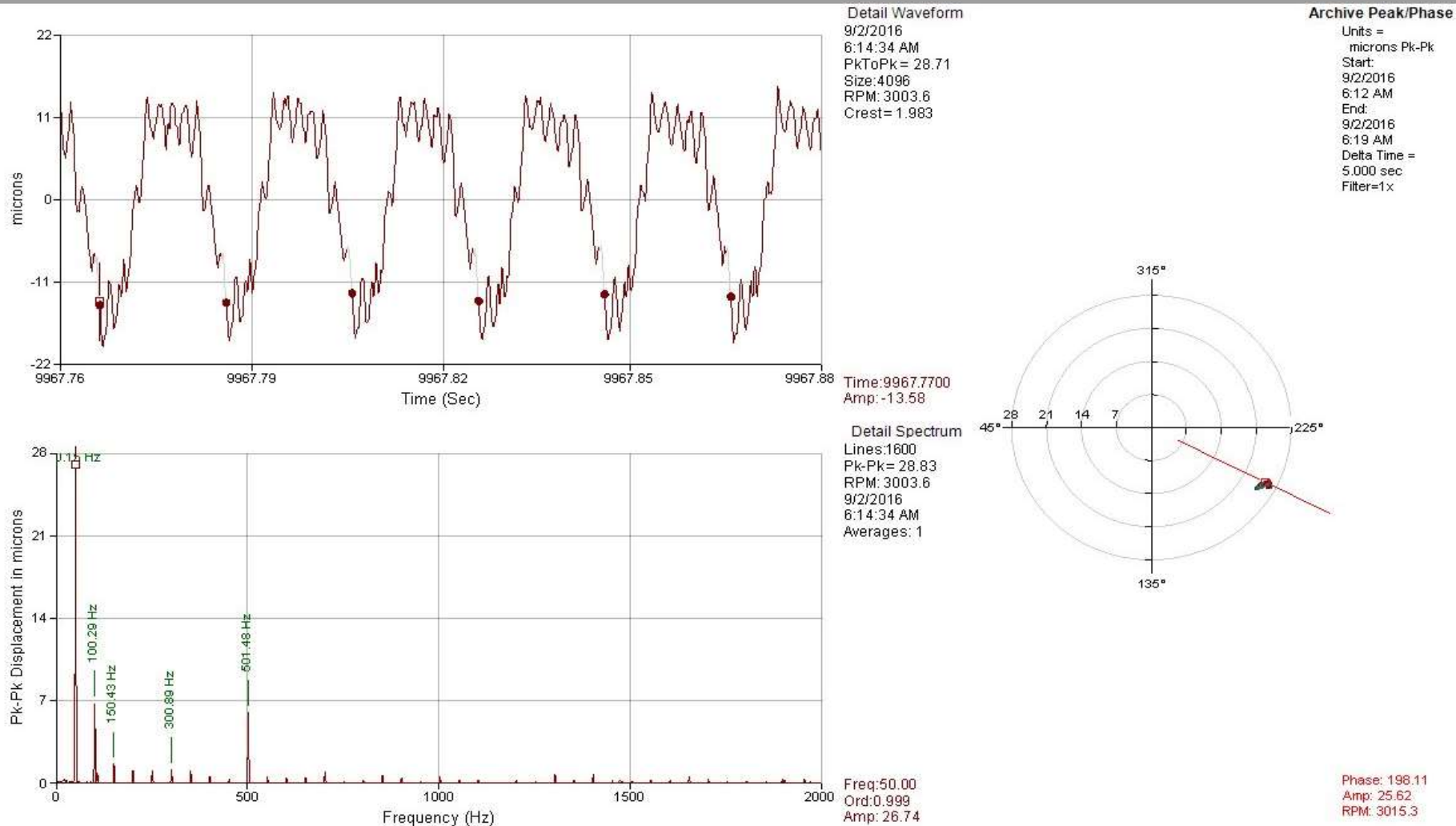
Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk-Pk= 25.34  
 RPM: 3014.7  
 9/2/2016  
 6:16:11 AM  
 Averages: 1

Freq: 50.00  
 Ord: 0.995  
 Amp: 22.26

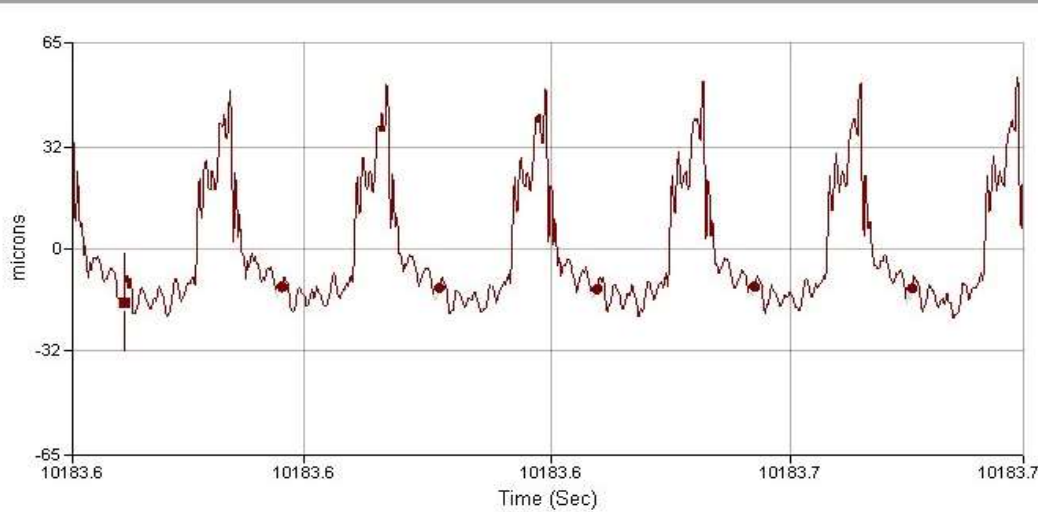


Phase: 246.11  
 Amp: 21.81  
 RPM: 3003.4

Lampiran 4.12., Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 2, displacement probe posisi Y



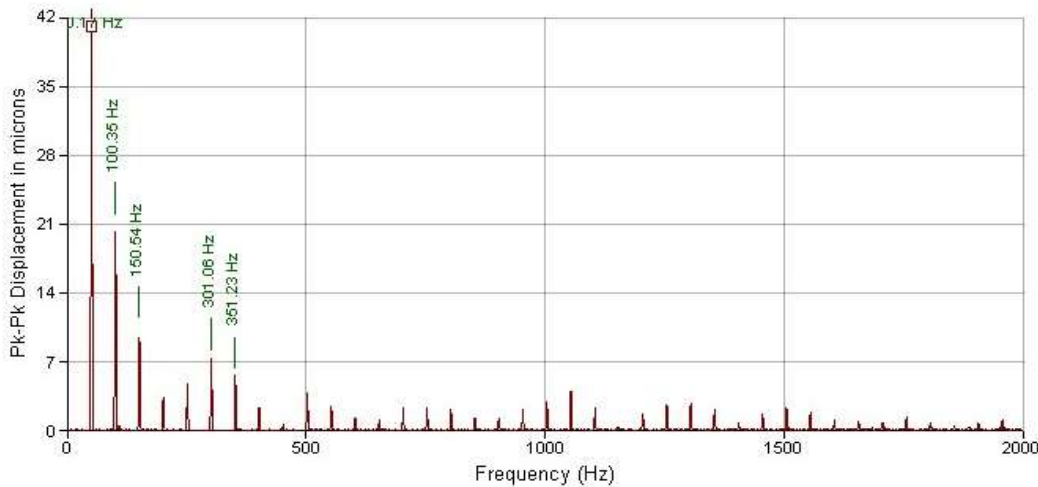
Lampiran 4.13., Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 3, displacement probe posisi X



Detail Waveform  
 9/2/2016  
 6:18:10 AM  
 PkToPk= 51.58  
 Size: 4096  
 RPM: 3000.7  
 Crest= 3.478

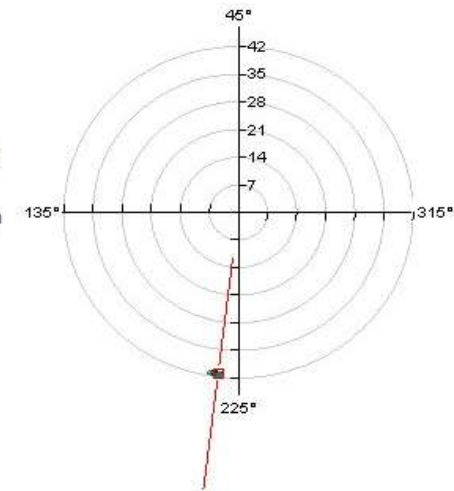
Archive Peak/Phase  
 Units =  
 microns Pk-Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 6:17 AM  
 End:  
 9/2/2016  
 6:21 AM  
 Delta Time =  
 5 000 sec  
 Filter=1x

Time: 101835700  
 Amp: -16.90



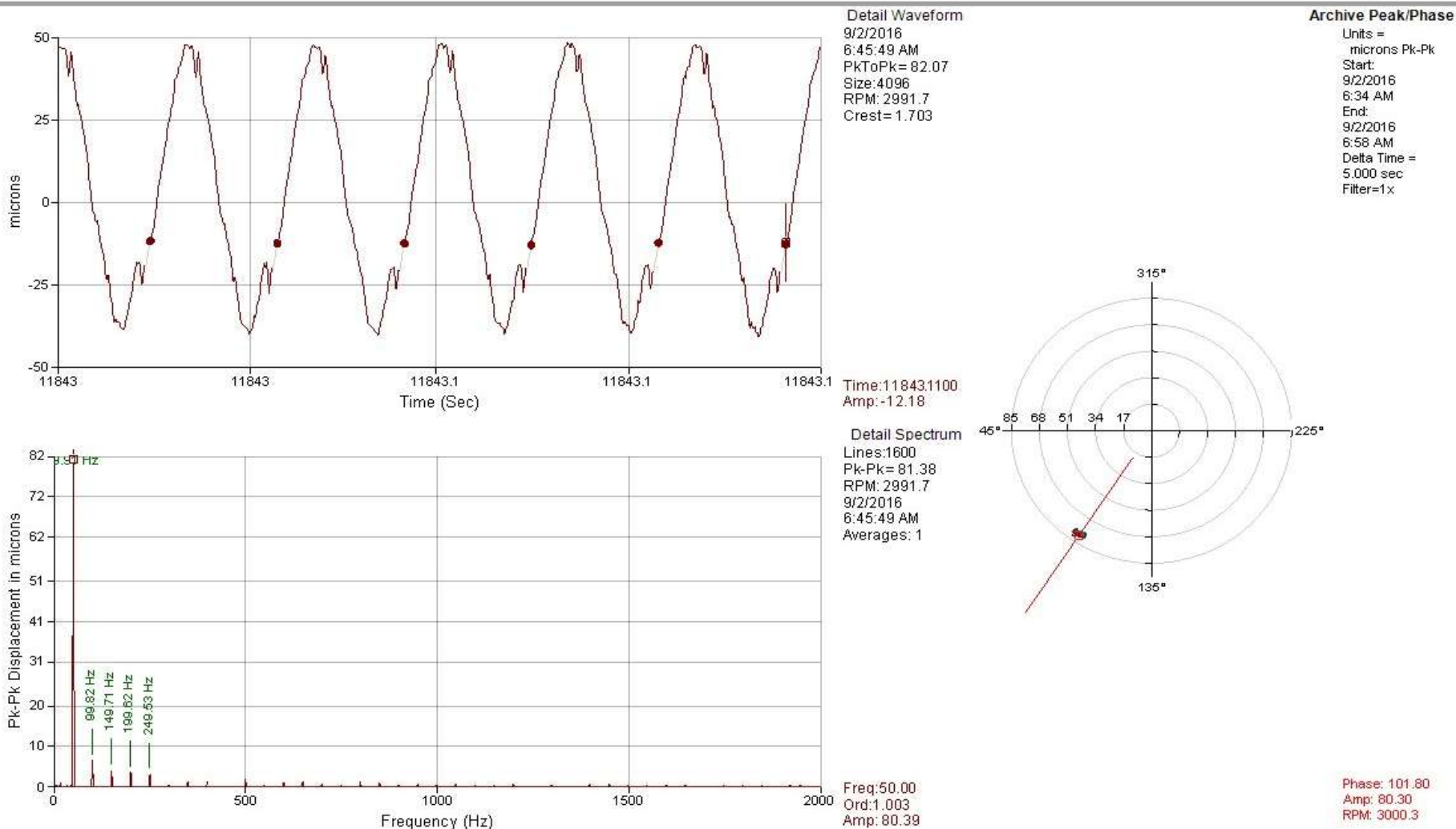
Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk-Pk= 50.57  
 RPM: 3000.7  
 9/2/2016  
 6:18:10 AM  
 Averages: 1

Freq: 50.00  
 Ord: 1.000  
 Amp: 40.66



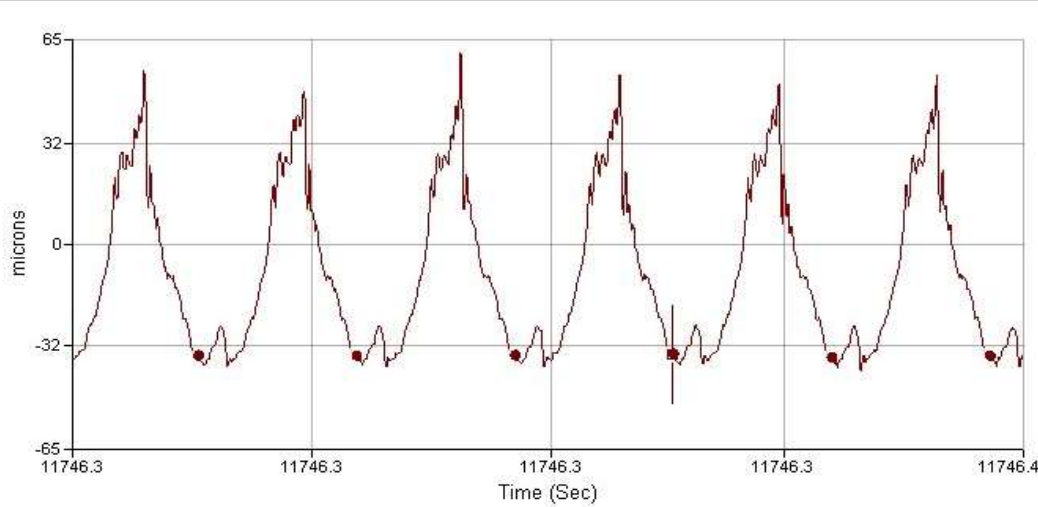
Phase: 218.19  
 Amp: 41.09  
 RPM: 3012.9

Lampiran 4.14., Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 3, displacement probe posisi Y



Lampiran 4.15, Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 4, displacement probe posisi X

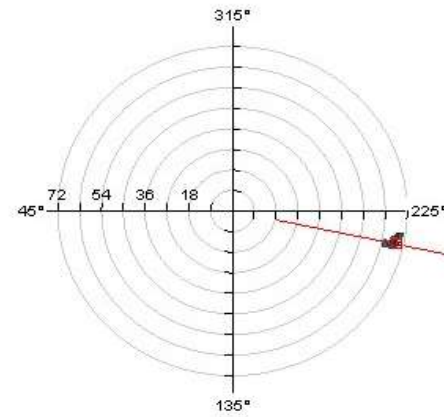




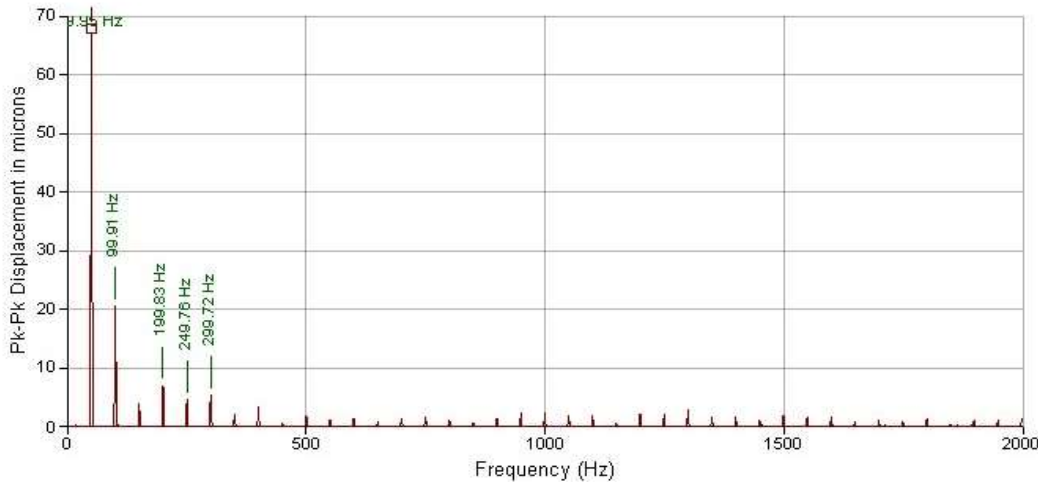
Detail Waveform  
 9/2/2016  
 6:44:13 AM  
 PkToPk= 76.56  
 Size:4096  
 RPM: 3002.6  
 Crest= 2.248

Archive Peak/Phase  
 Units =  
 microns Pk-Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 6:32 AM  
 End:  
 9/2/2016  
 6:56 AM  
 Delta Time =  
 5.000 sec  
 Filter=1x

Time:11746.3400  
 Amp: -34.86



Detail Spectrum  
 Lines:1600  
 Pk-Pk= 71.86  
 RPM: 3002.6  
 9/2/2016  
 6:44:13 AM  
 Averages: 1

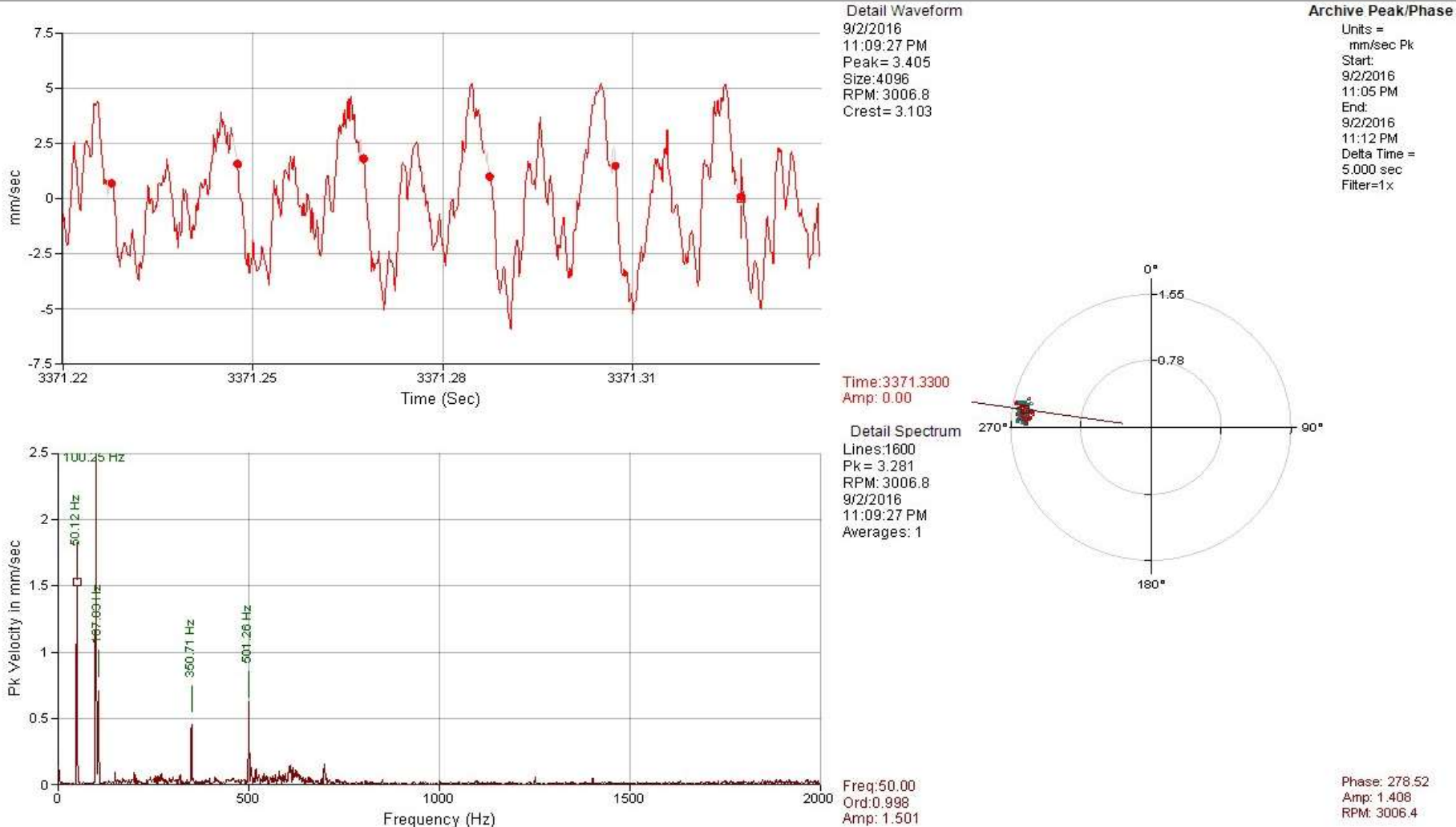


Freq:50.00  
 Ord:0.999  
 Amp: 67.06

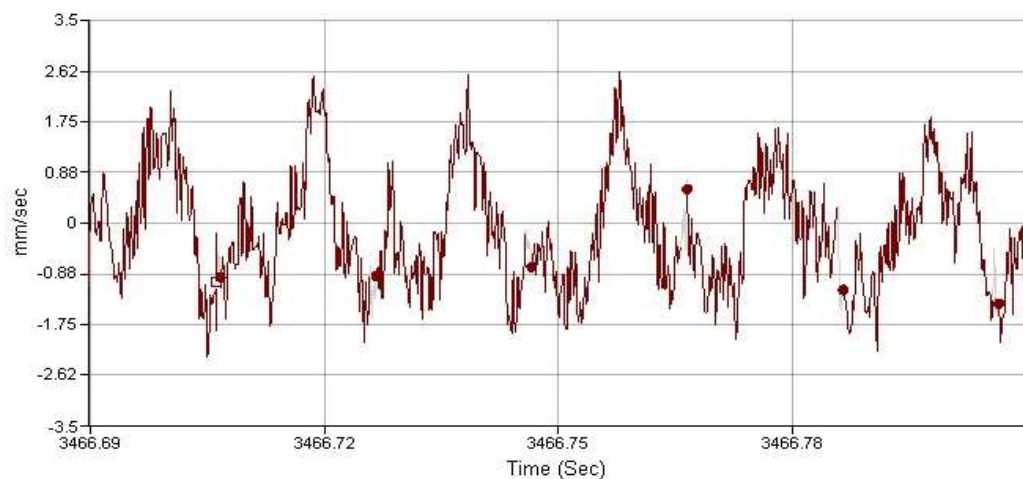
Phase: 212.92  
 Amp: 69.31  
 RPM: 2991.8

Lampiran 4.16, Waveform dan spektrum vibrasi pada bearing 4, displacement probe posisi Y

AMURANGCASS.rbm / ST 2 / STEAM TURBINE 1 / STEAM TURBINE 1 / tes 1\_2 / T2 / B1H - BEARING 1 HORIZONTAL

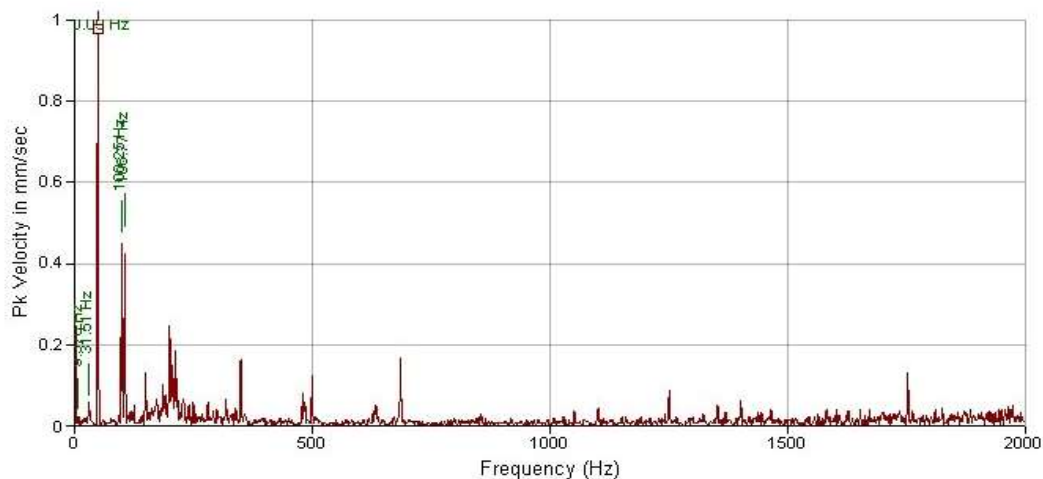


Lampiran 4.18, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 1 sumbu horizontal



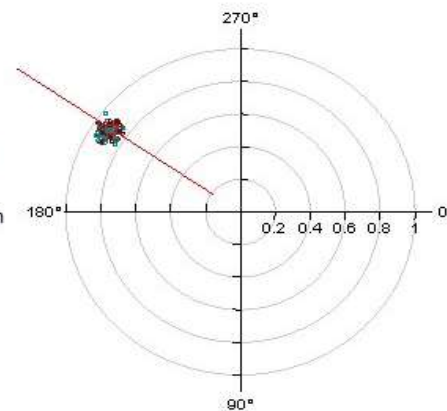
Detail Waveform  
 9/2/2016  
 11:11:02 PM  
 Peak= 1.427  
 Size: 4096  
 RPM: 3006.8  
 Crest= 3.160

Archive Peak/Phase  
 Units =  
 mm/sec Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 11:06 PM  
 End:  
 9/2/2016  
 11:13 PM  
 Delta Time =  
 5.000 sec  
 Filter=1x



Time: 3466.7050  
 Amp: -1.009

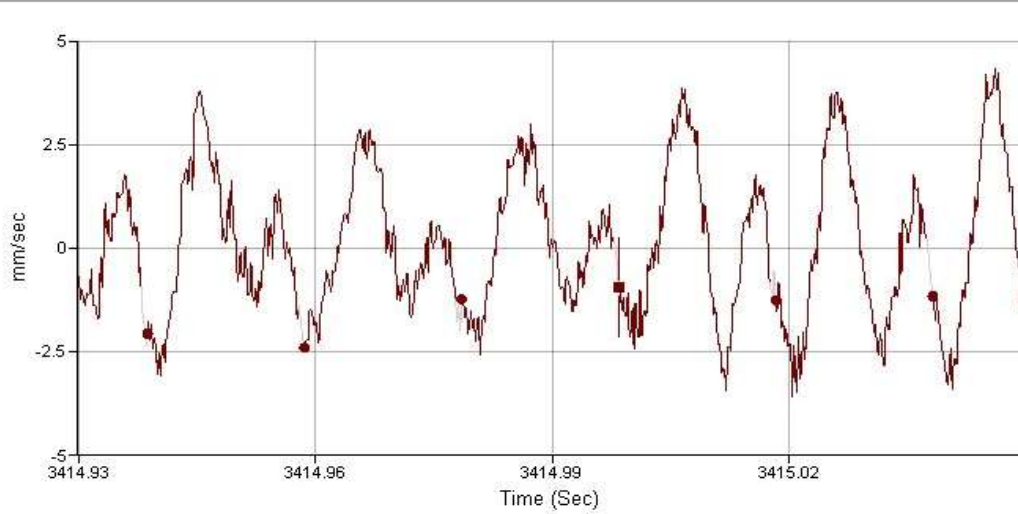
Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk= 1.448  
 RPM: 3006.8  
 9/2/2016  
 11:11:02 PM  
 Averages: 1



Freq: 50.00  
 Ord: 0.998  
 Amp: 0.966

Phase: 214.51  
 Amp: 0.896  
 RPM: 3006.7

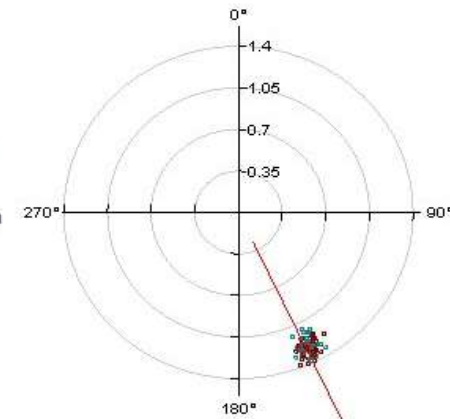
Lampiran 4.19, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 1 sumbu vertikal



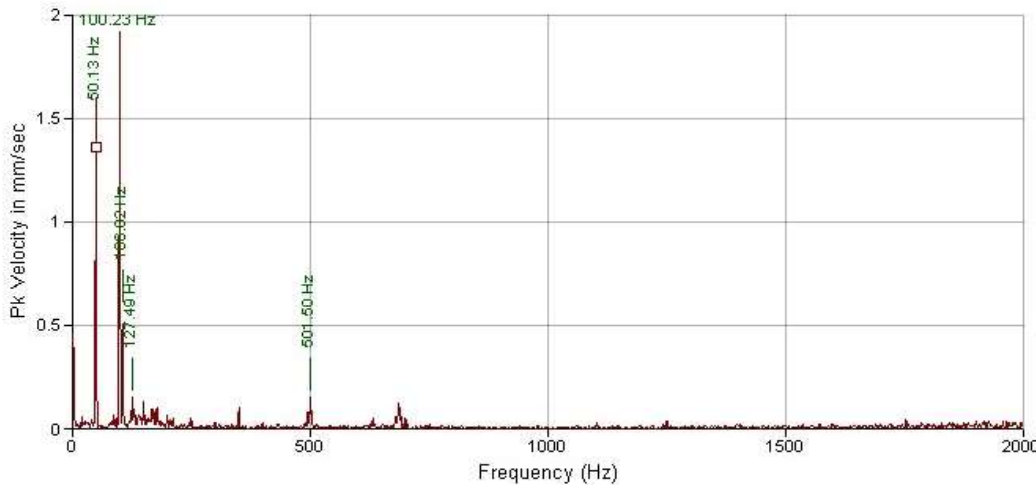
Detail Waveform  
 9/2/2016  
 11:10:10 PM  
 Peak = 2.461  
 Size: 4096  
 RPM: 3006.6  
 Crest = 2.632

Archive Peak/Phase  
 Units =  
 mm/sec Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 11:05 PM  
 End:  
 9/2/2016  
 11:13 PM  
 Delta Time =  
 5 000 sec  
 Filter=1x

Time: 3414.9990  
 Amp: -0.949



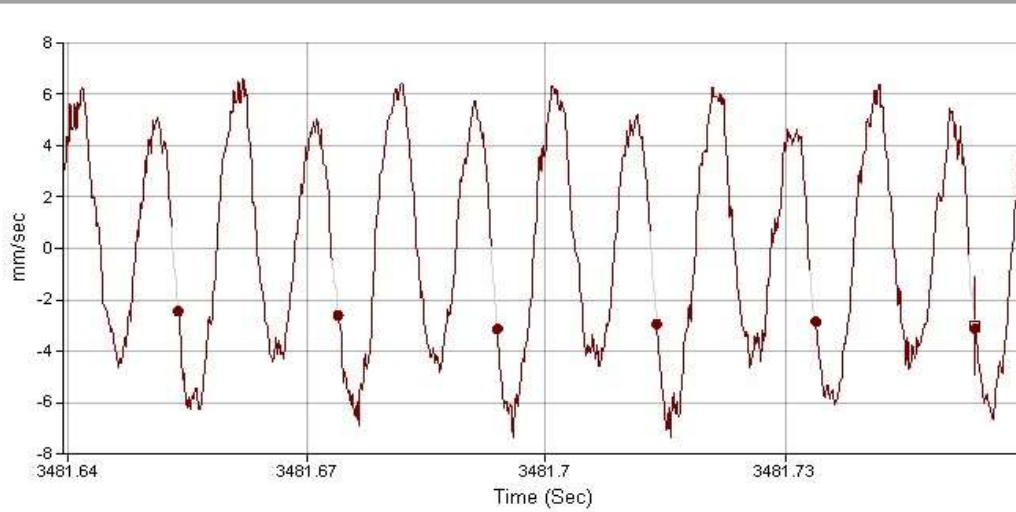
Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk = 2.563  
 RPM: 3006.6  
 9/2/2016  
 11:10:10 PM  
 Averages: 1



Freq: 50.00  
 Ord: 0.998  
 Amp: 1.339

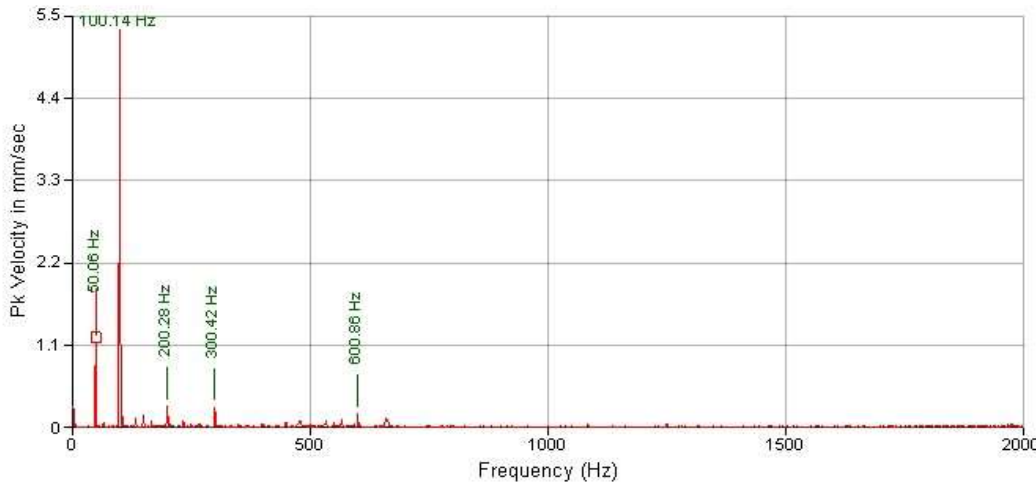
Phase: 154.61  
 Amp: 1.255  
 RPM: 3006.4

Lampiran 4.20, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 1 sumbu aksial



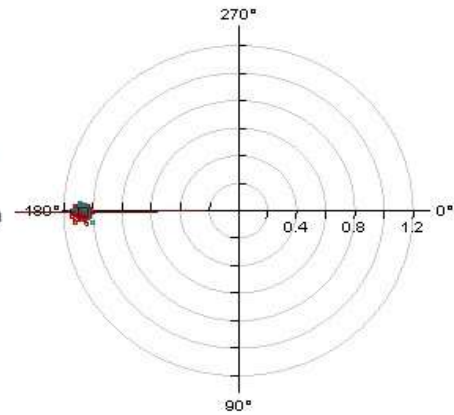
Detail Waveform  
 9/2/2016  
 11:11:17 PM  
 Peak = 5.651  
 Size: 4096  
 RPM: 2995.1  
 Crest = 1.868

Archive Peak/Phase  
 Units =  
 mm/sec Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 11:06 PM  
 End:  
 9/2/2016  
 11:13 PM  
 Delta Time =  
 5.000 sec  
 Filter = 1x



Time: 3481.7560  
 Amp: -3.016

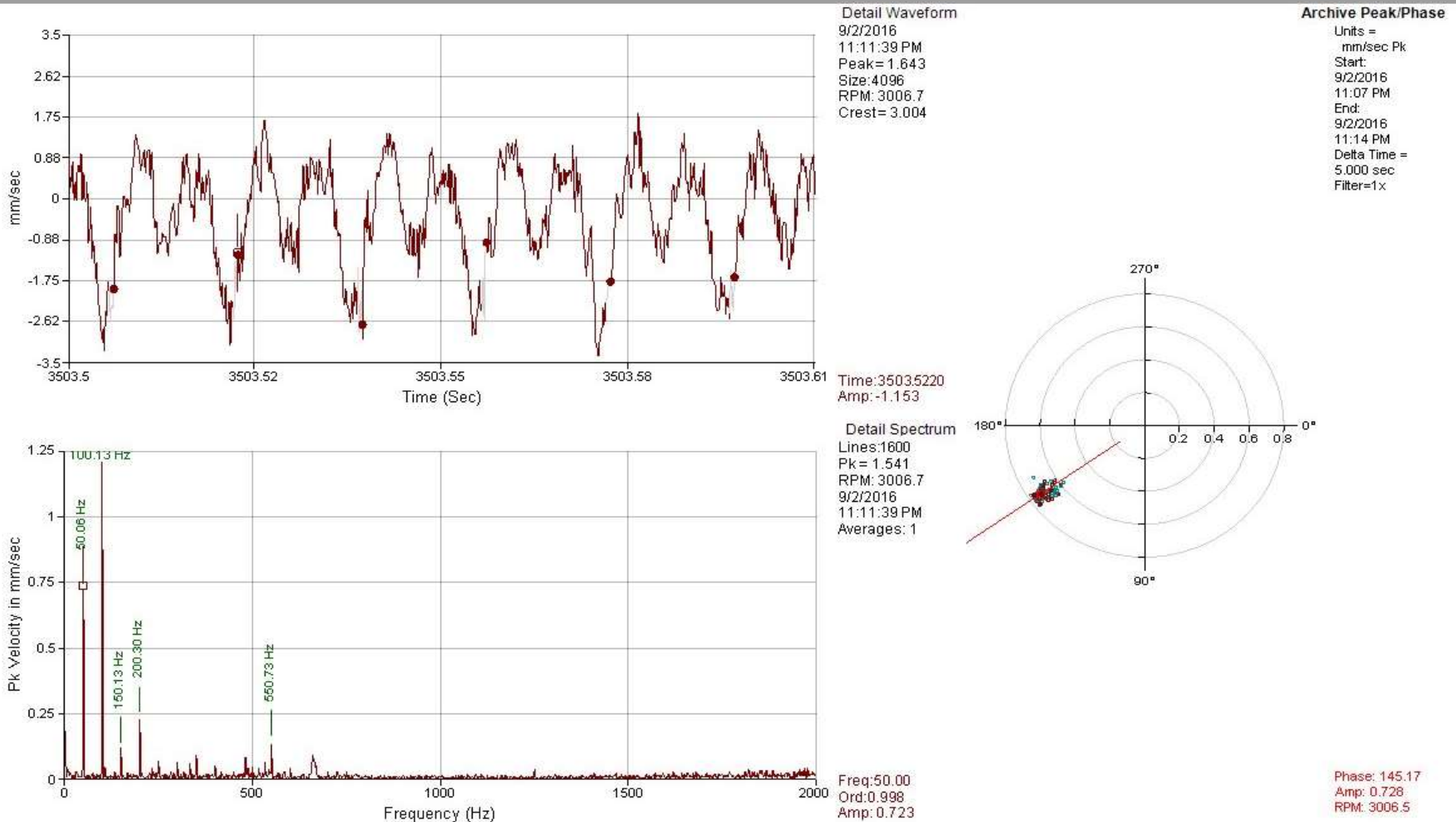
Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk = 5.532  
 RPM: 2995.1  
 9/2/2016  
 11:11:17 PM  
 Averages: 1



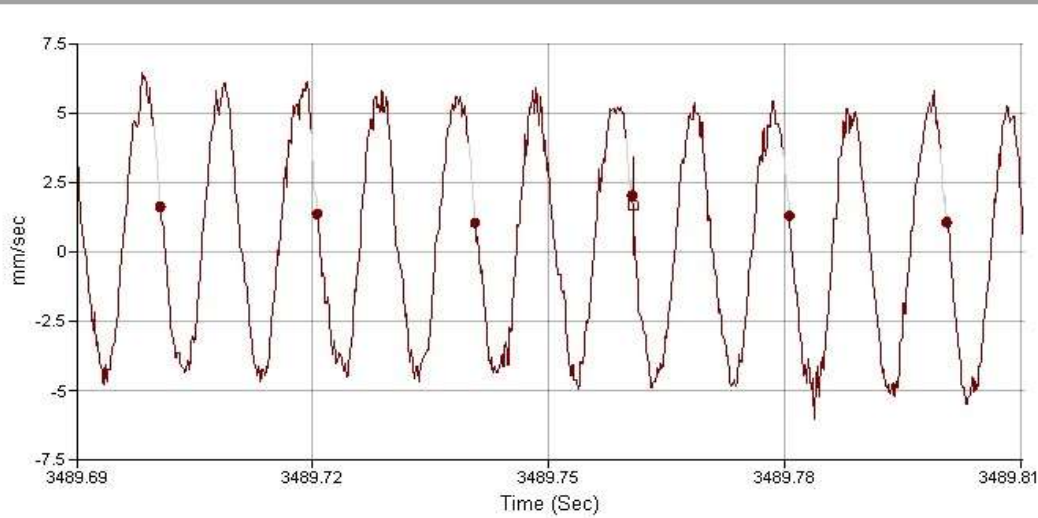
Freq: 50.00  
 Ord: 1.002  
 Amp: 1.140

Phase: 179.42  
 Amp: 1.072  
 RPM: 3006.9

Lampiran 4.21, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 2 sumbu horizontal



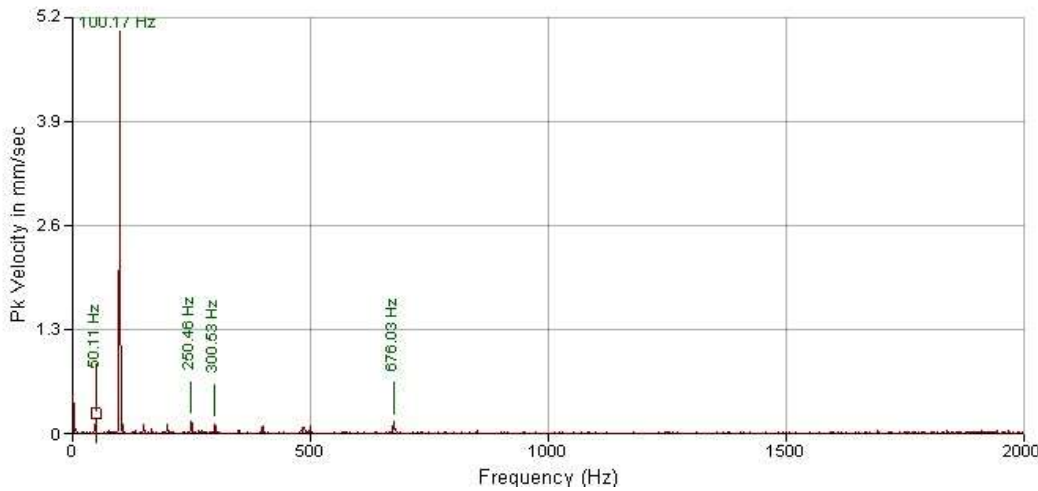
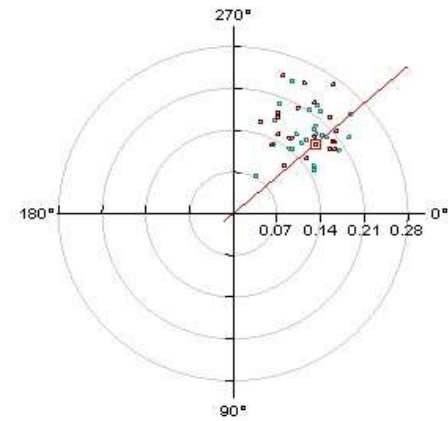
Lampiran 4.22, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 2 sumbu vertikal



Detail Waveform  
 9/2/2016  
 11:11:25 PM  
 Peak= 5.117  
 Size: 4096  
 RPM: 3006.8  
 Crest= 1.919

Archive Peak/Phase  
 Units =  
 mm/sec Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 11:10 PM  
 End:  
 9/2/2016  
 11:14 PM  
 Delta Time =  
 5.000 sec  
 Filter=1x

Time: 3489.7640  
 Amp: 1.666

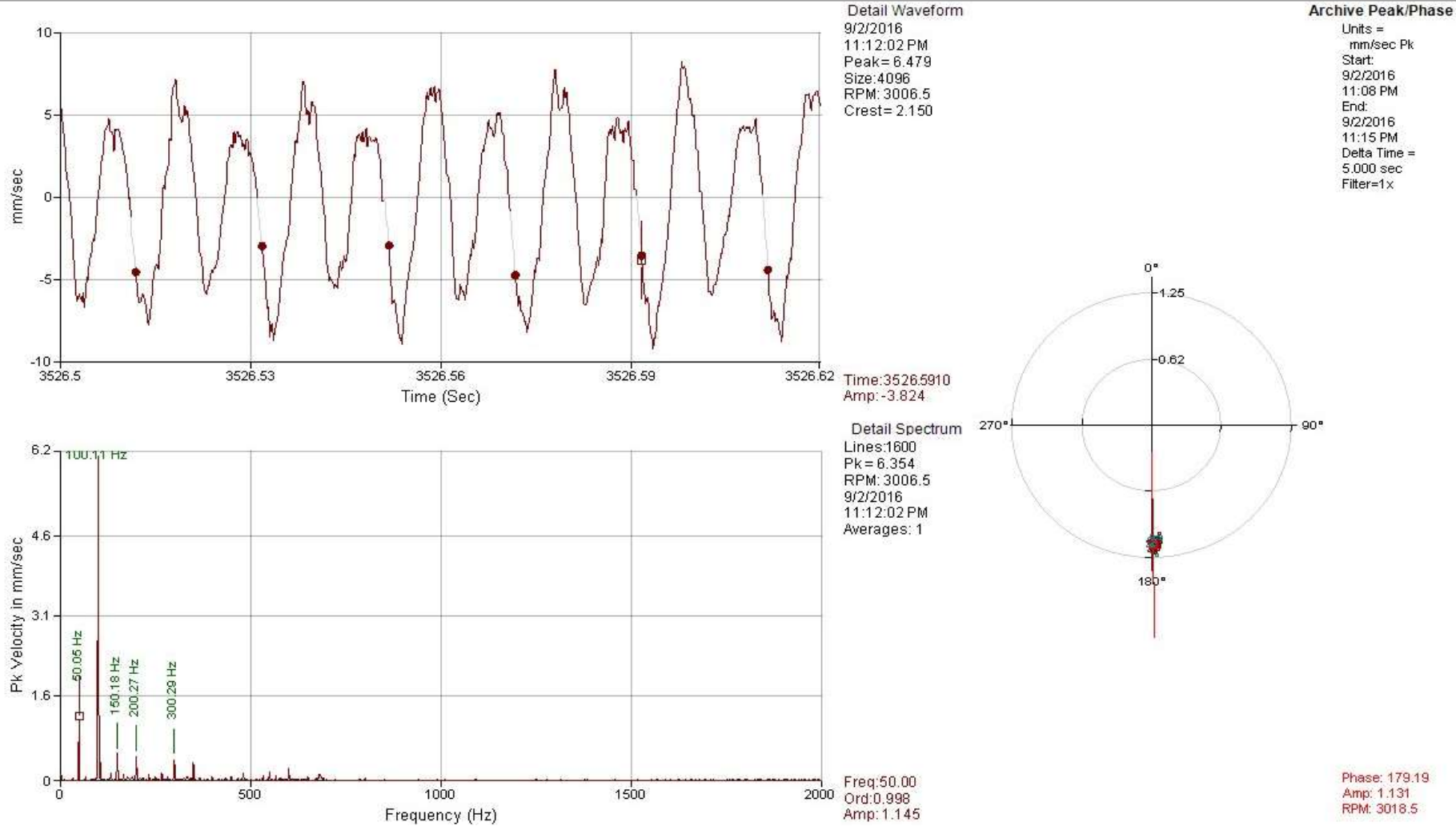


Detail Spectrum  
 Lines: 1600  
 Pk = 5.140  
 RPM: 3006.8  
 9/2/2016  
 11:11:25 PM  
 Averages: 1

Freq: 50.00  
 Ord: 0.998  
 Amp: 0.194

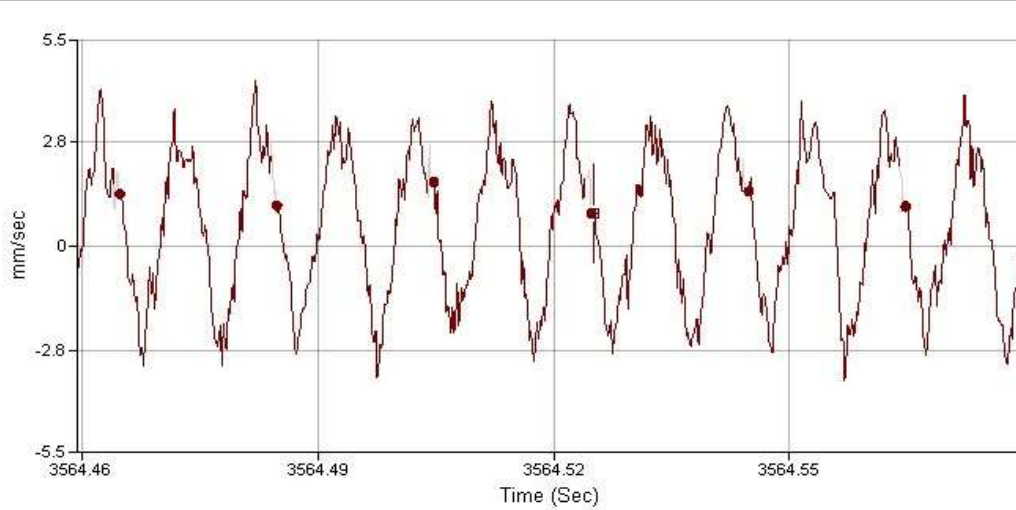
Phase: 318.56  
 Amp: 0.176  
 RPM: 3007.0

Lampiran 4.23, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 2 sumbu aksial



Lampiran 4.24, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 3 sumbu horizontal

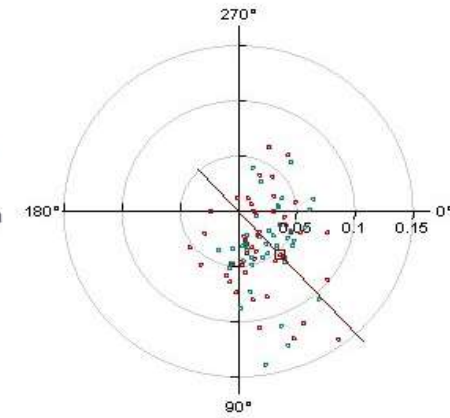




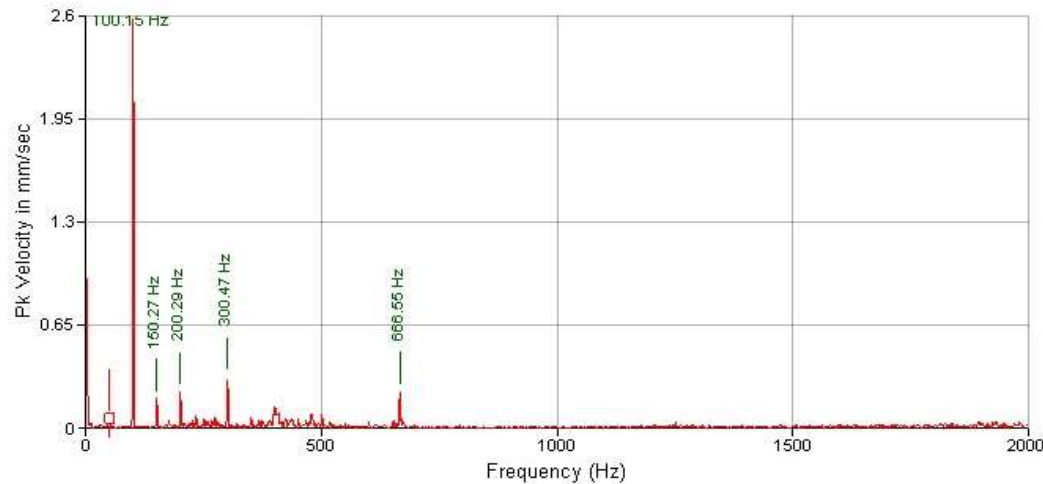
Detail Waveform  
 9/2/2016  
 11:12:40 PM  
 Peak= 2.822  
 Size:4096  
 RPM: 3006.7  
 Crest= 2.544

Archive Peak/Phase  
 Units =  
 mm/sec Pk  
 Start:  
 9/2/2016  
 11:08 PM  
 End:  
 9/2/2016  
 11:16 PM  
 Delta Time =  
 5 000 sec  
 Filter=1x

Time:3564.5210  
 Amp: 0.877



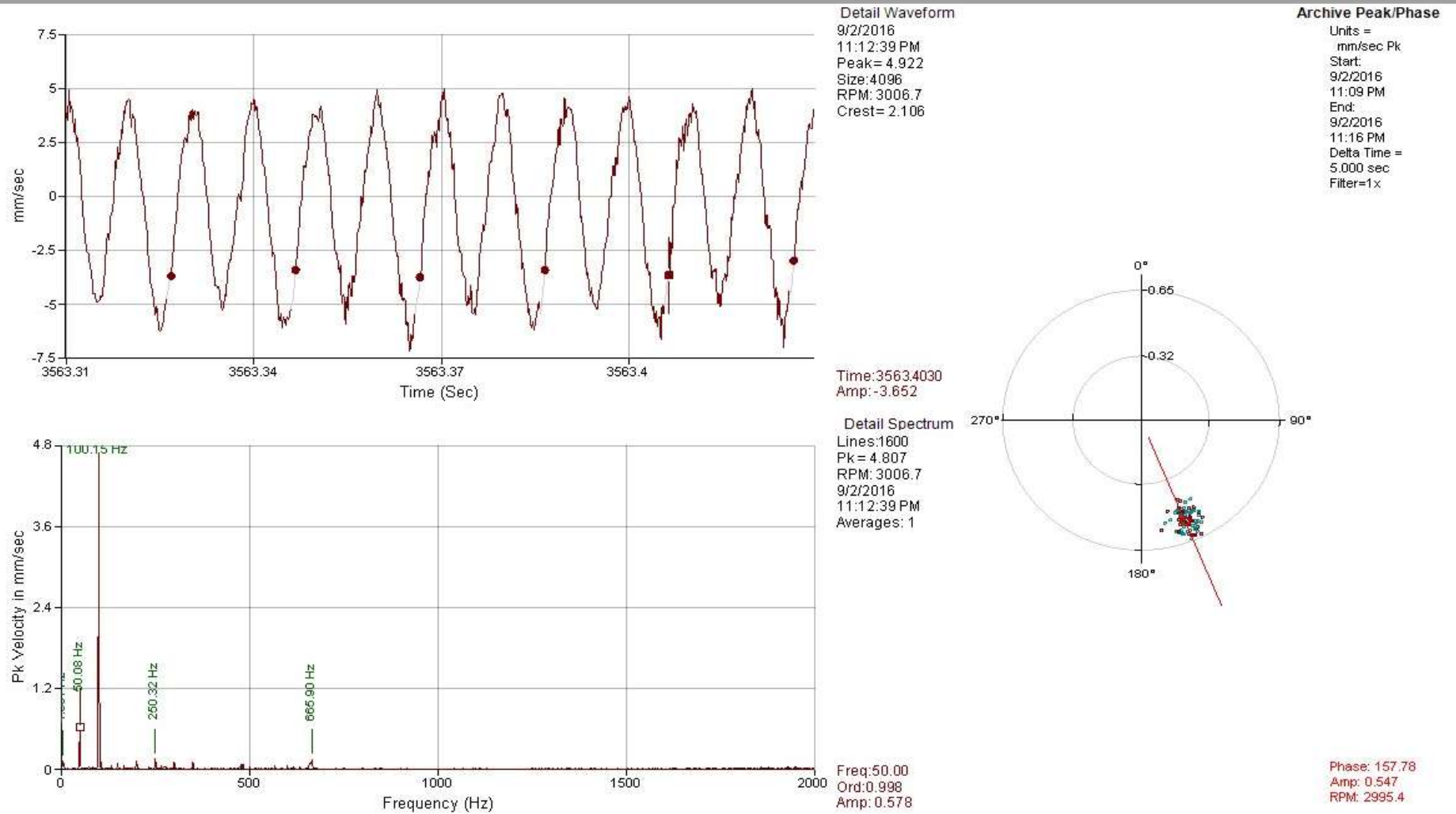
Detail Spectrum  
 Lines:1600  
 Pk = 2.831  
 RPM: 3006.7  
 9/2/2016  
 11:12:40 PM  
 Averages: 1



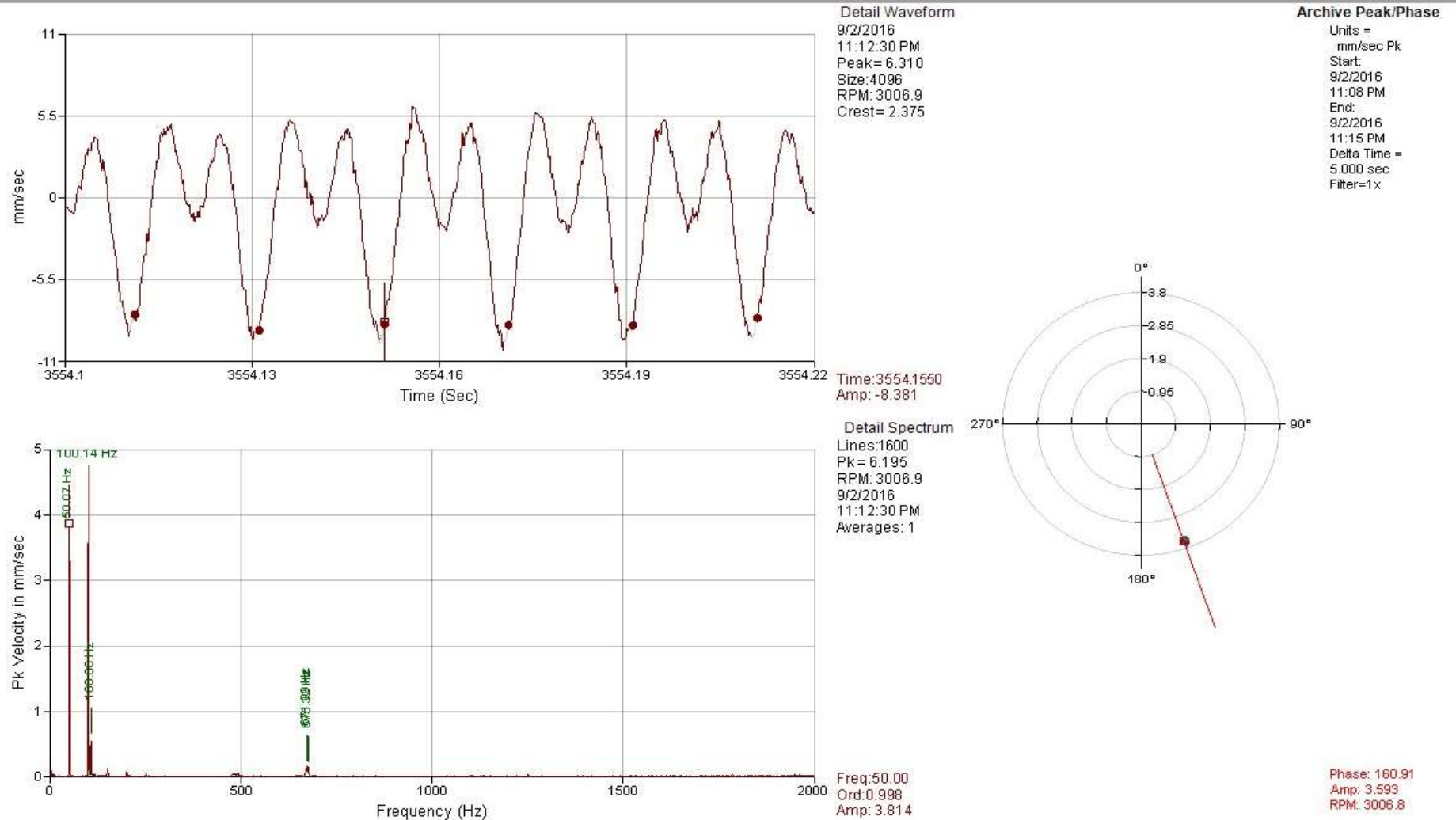
Freq:50.00  
 Ord:0.998  
 Amp: 0.0314

Phase: 47.71  
 Amp: 0.0537  
 RPM: 3006.6

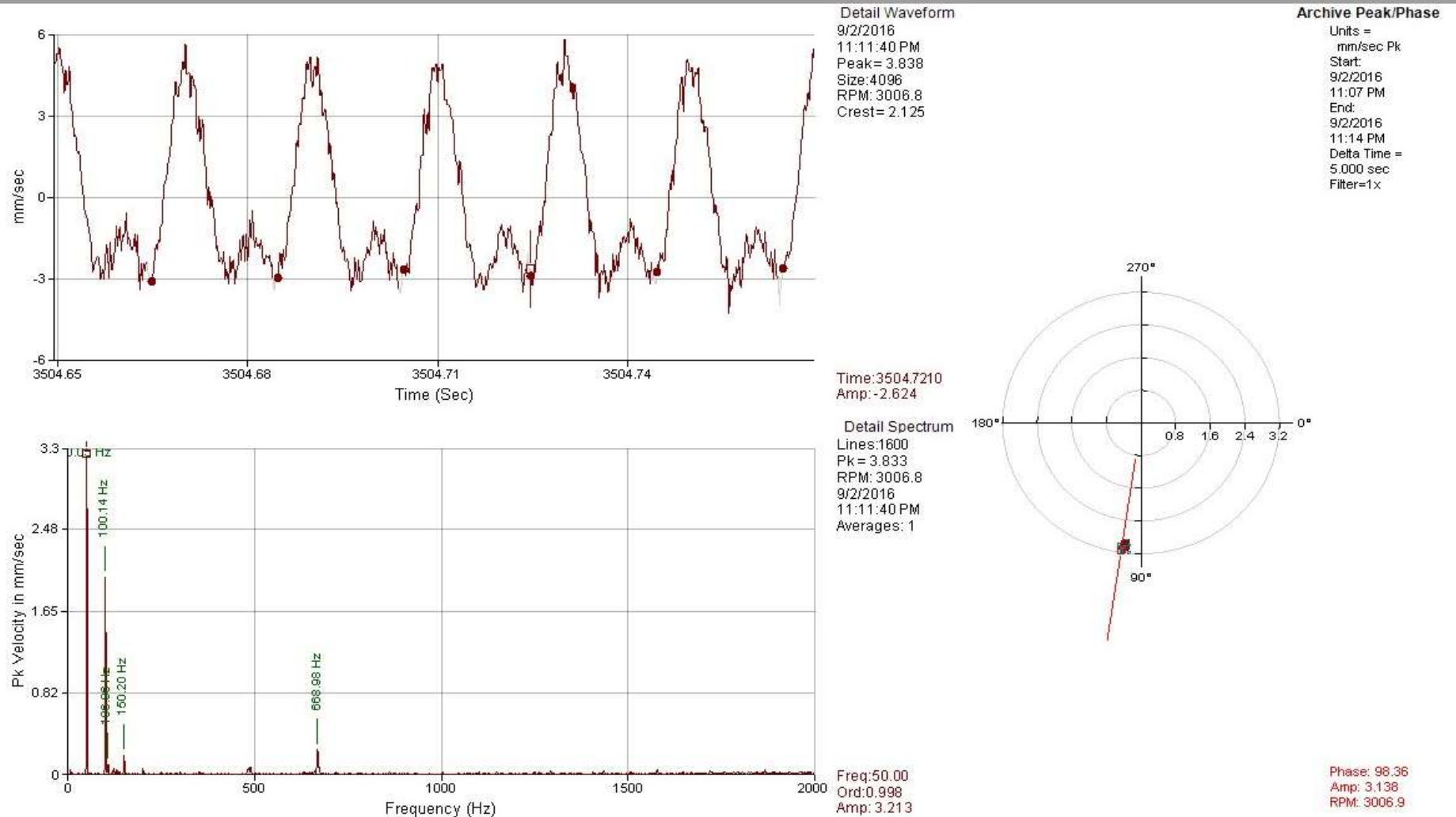
Lampiran 4.25, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 3 sumbu vertikal



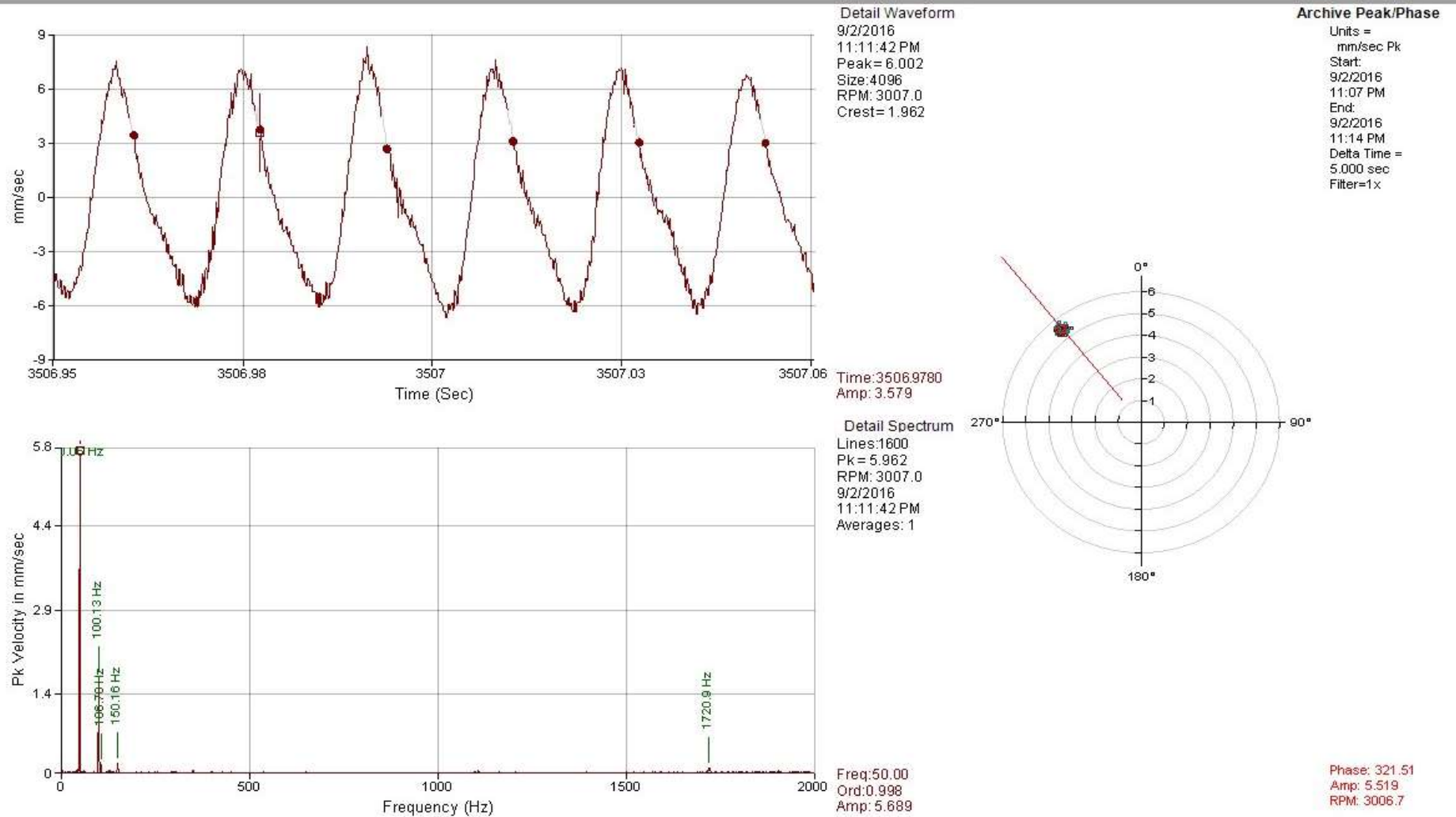
Lampiran 4.26, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 3 sumbu aksial



Lampiran 4.27, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 4 sumbu horizontal



Lampiran 4.28, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 4 sumbu vertikal



Lampiran 4.29, Waveform dan Spektrum vibrasi pada bearing 4 sumbu aksial

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan pada tanggal 2 Februari 1995 di Jakarta. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Maulana Malik Ibrahim, Gresik; SDN Sidokumpul 1 Gresik (2001-2003); SDN Palmerah 15 Pagi (2004-2007); SMPN 75 Jakarta Barat; dan SMA Al-Bayan Islamic Boarding School. Setelah menyelesaikan pendidikan SMA dan lulus pada tahun 2013, penulis diterima di Fakultas Teknik Sistem Perkapalan ITS melalui jalur SNMPTN Undangan. Selama masa perkuliahan, penulis aktif mengikuti berbagai macam kegiatan kemahasiswaan, yaitu sebagai Koordinator Public Relation di YES SUMMIT ITS, panitia dan konseptor di ITS Expo selama beberapa kurun waktu di masa perkuliahan. Seminar dan forum yang diadakan oleh Departemen Teknik Sistem Perkapalan juga sering diikuti oleh penulis. Penulis juga aktif dalam kegiatan di luar kampus, sebagai Koordinator Public Relation di World Merit Indonesia chapter Surabaya. Pengalaman kerja praktek yang telah ditempuh penulis antara lain di PT. Indonesia Marina Shipyard, Gresik; PT. PJB Muara Karang (bidang maintenance), Jakarta; dan PT. Pertamina (Persero) fungsi NSPC Jakarta. Dalam pengerjaan tugas akhir, penulis mengambil konsentrasi pada analisis vibrasi yang ada di PT. PJB Muara Karang Unit 1.