



TUGAS AKHIR - TM090390

**ANALISA KERUSAKAN BEARING *LOW PRESSURE BOILER FEED PUMP* (LP BFP) BLOK IC DI PLTGU - PT PJB UP GRESIK DENGAN MENGGUNAKAN METODE VIBRASI**

ANINDYA PANGESTU

NRP 2112 038 014

Dosen Pembimbing

Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc

PROGRAM STUDI DIPLOMA III KERJASAMA PT. PLN (PERSERO)

JURUSAN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2015





FINAL PROJECT – TM090390

**BEARING FAILURE ANALYSIS OF *LOW PRESSURE BOILER  
FEED PUMP (LP BFP) BLOK 1C PLTGU - PT. PJB UP GRESIK*  
WITH VIBRATION ANALYSIS**

ANINDYA PANGESTU  
NRP 2112 038 014

Counselor Lecture  
Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc

DIPLOMA III PT. PLN (PERSERO) COOPERATIVE PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2015



## LEMBAR PENGESAHAN

### ANALISA KERUSAKAN BEARING *LOW PRESSURE* *BOILER FEED PUMP* (LP BFP) DI PLTGU – PT PJB UP GRESIK BLOK I DENGAN MENGGUNAKAN METODE VIBRASI

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya

Pada

Bidang Studi Diploma III Teknik Mesin  
Kelas Kerjasama PT. PLN (Persero)  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**ANINDYA PANGESTU**

NRP. 2112038014

Disetujui Dosen Pembimbing Tugas Akhir :



**Ir. Arino Anzip, M. Eng.Sc**  
NIP. 19610714 198803 1 003

SURABAYA, JUNI 2015

**ANALISA KERUSAKAN BEARING LOW PRESSURE  
BOILER FEED PUMP (LP BFP) BLOK IC DI PLTGU – PT  
PJB UP GRESIK DENGAN MENGGUNAKAN METODE  
VIBRASI**

**Nama Mahasiswa** : Anindya Pangestu  
**NRP** : 2112038014  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
Kelas Kerjasama PT. PLN (Persero)  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc

**Abstrak**

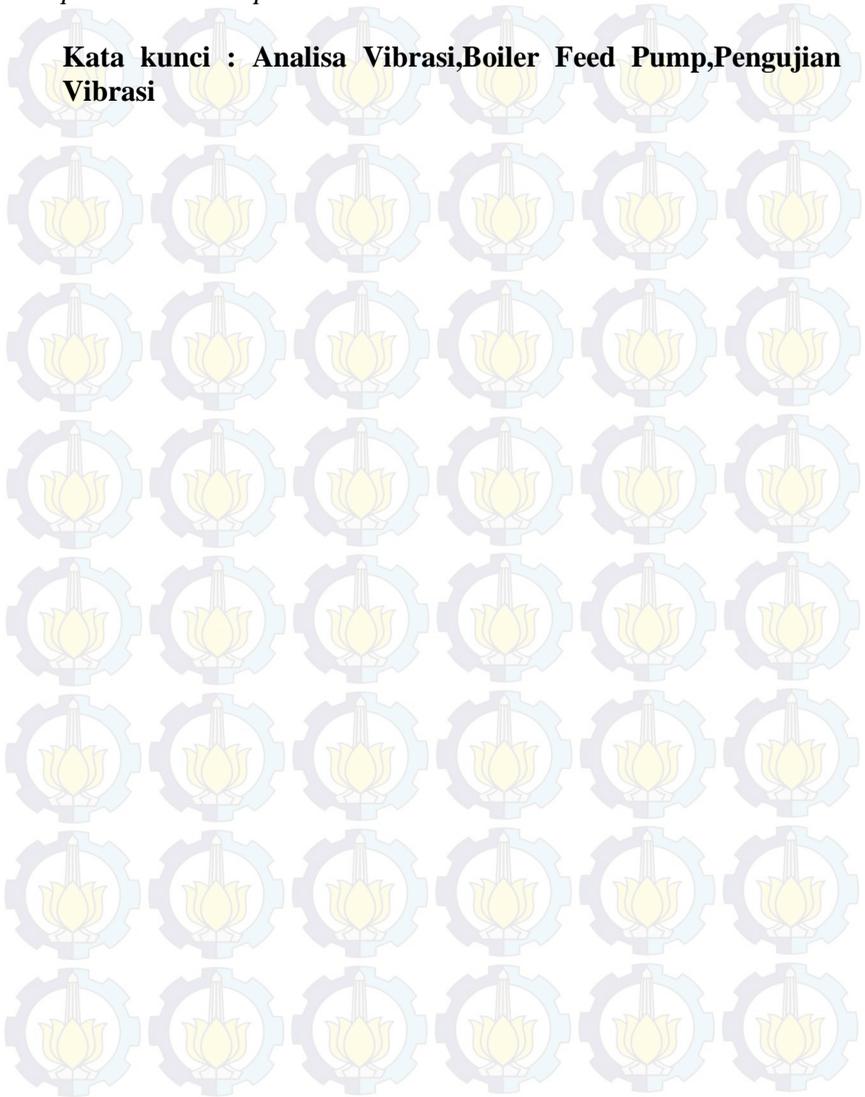
*Pada perawatan secara tradisional untuk mengetahui kerusakan yang terjadi pada suatu mesin dilakukan dengan cara membongkar mesin, memeriksanya dan merakitnya kembali. Cara ini menimbulkan down time yang panjang yang seringkali sekedar untuk memeriksa mesin dan kondisi mesin itu sendiri. Teknologi modern memungkinkan untuk menentukan kondisi mesin dari luar tanpa harus membongkar mesin itu sendiri. Yang paling efektif dari berbagai cara adalah analisis getaran. Pengamatan tingkat getaran secara berkala dilakukan untuk mengetahui sesuatu yang tidak normal dan dideteksi sebelum kerusakan yang lebih fatal terjadi.*

*Alat vibrasi Computational System Incorporated (CSI) 2130 mempunyai kemampuan untuk mengkonversikan dari domain waktu ke dalam domain frekuensi yang nantinya berguna untuk mengidentifikasi sumber kerusakan. Maka dilakukan pengukuran vibrasi pada mesin Boiler Feed Water Pump. Melihat level getaran, dan karakteristik (domain frekuensi) dari pengukuran disimpulkan bahwa mesin diprediksi mengalami kerusakan pada bearingnya.*

*Setelah proses perbaikan dilakukan, maka dilakukan pengujian vibrasi lagi. Hasil pengukuran vibrasi menunjukkan mesin mengalami penurunan level getaran, namun masih ada*

*nilai rms tinggi pada titik pengambilan PIH.Maka disimpulkan mesin diprediksi masih ada masalah pada bagian PIH.Untuk itu perlu dilakukan perbaikan kembali.*

**Kata kunci : Analisa Vibrasi,Boiler Feed Pump,Pengujian Vibrasi**



**BEARING FAILURE ANALYSIS OF *LOW PRESSURE*  
*BOILER FEED PUMP (LP BFP) BLOK 1C PLTGU – PT.*  
*PJB UP GRESIK WITH VIBRATION ANALYSIS***

**Student Name** : Anindya Pangestu  
**NRP** : 2112038014  
**Department** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
Kelas Kerjasama PT. PLN (Persero)  
**Counsellor Lecture** : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc

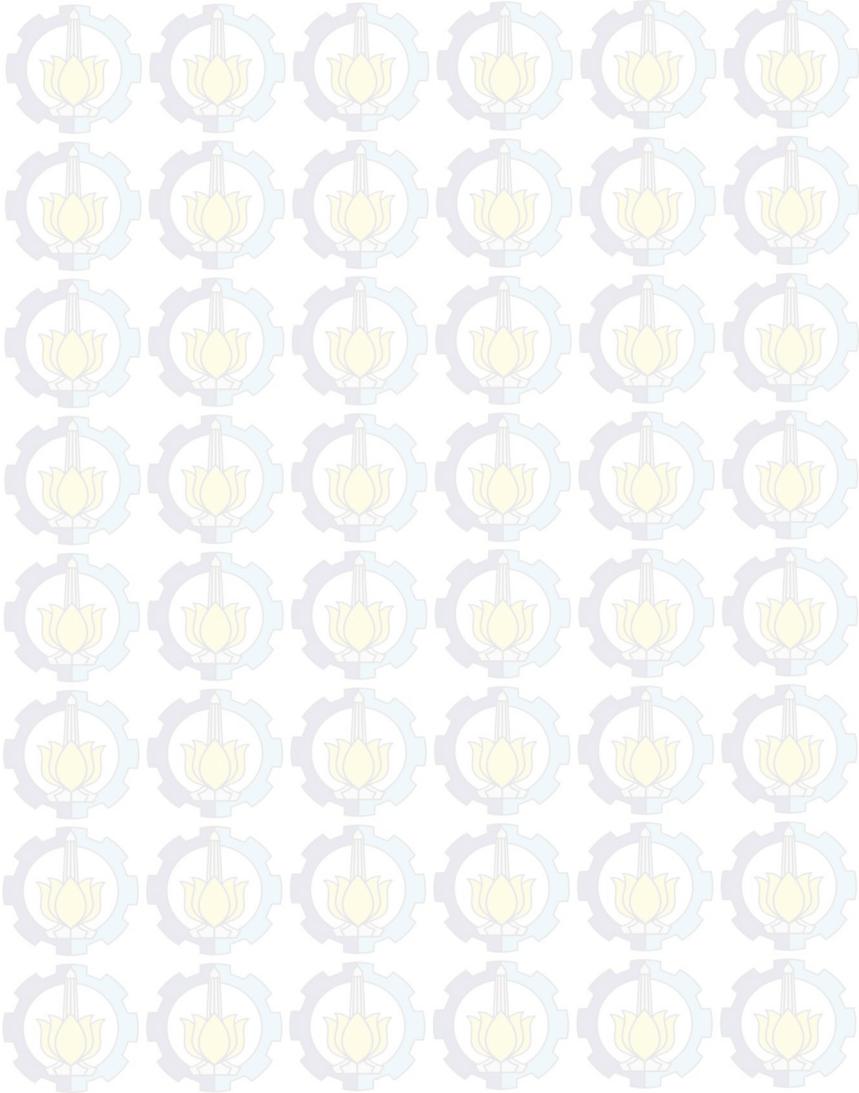
**Abstract**

*In the traditional treatments to determine the damage that occurs in an engine made by dismantling the engine, inspect and reassemble. This imposes lengthy down time often just to check the condition of the machine and the machine itself. Modern technology makes it possible to determine the condition of the engine from the outside without having to disassemble the machine itself. The most effective of the various ways is vibration analysis. Observations vibration levels periodically conducted to determine something that is not normal and detected before damage occurs more fatal.*

*Tool vibration Computational Systems Incorporated (CSI) in 2130 has the ability to convert from the time domain to the frequency domain that would be useful to identify the source of the damage. Then the measurement of vibration on the engine Boiler Feed Water Pump. Seeing the level of vibration, and characteristics (frequency domain) of the measurement is concluded that the predicted engine suffered damage to his bearing.*

*After the repair process is done, then the vibration testing again. Engine vibration measurement results showed decreased levels of vibration, but there is still a high rms value at the point of making PIH. It is concluded predictable machine there are still problems in the PIH. It is necessary for restoration.*

**Keywords: Vibration Analysis, Boiler Feed Pump, Vibration Testing**



## KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur Alhamdulillah saya panjatkan kehadirat Allah SWT, karena hanya dengan rahmat dan hidayah-NYA saya dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini, yang berjudul “Prediksi Kegagalan Bearing Pada Low Pressure Boiler Feed Pump Dengan Menggunakan Analisa Vibrasi”.

Adapun penyusunan Tugas Akhir ini semata-mata bukan karena kemampuan penulis sendiri. Tanpa bantuan dari berbagai pihak, baik itu berupa bimbingan, saran, dorongan moril dan materil, maka mustahil penyusunan Tugas Akhir ini bisa terselesaikan.

Untuk itu pada kesempatan ini saya ucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Suhariyanto, Msc, selaku ketua program studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS Surabaya.
2. Bapak Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc, selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, saran dan waktunya sampai terselesaikannya Tugas akhir ini.
3. PT. PJB UP Gresik yang telah memberikan fasilitas kepada penulis untuk mengadakan survey lapangan, pengambilan data dan studi kasus.
4. Bapak Koko Nurdiono selaku pembimbing lapangan yang telah banyak membantu baik itu berupa saran dan bimbingan dan seluruh Crew “Predictive Maintenance” yang turut mendukung.
5. Kedua Orang Tuaku, Adik-adikku yang telah memberikan dukungan baik itu moril maupun materil.
6. Rekan-rekan seperjuangan D3 Teknik Mesin ITS-PLN '12 dan semua teman-teman mahasiswa D3 Teknik Mesin ITS.
7. Christia Anggriyani yang selalu memberikan semangat untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Warga Kos Keputih Tegal Timur Gang 2 no.5.
9. Semua pihak yang telah membantu dan mendukung dalam penyusunan Tugas Akhir ini.

Menyadari keterbatasan dan kekurangan, baik waktu, tenaga, pikiran dalam penyelesaian tugas Akhir ini. Maka saran, kritik yang membangun dari pembaca sangat diharapkan oleh penulis untuk penyempurnaan buku ini.

Akhirnya besar harapan penulis semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat dalam perkembangan IPTEK di masa sekarang dan yang akan datang.



## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL (Indonesia)</b> .....	<b>i</b>
<b>HALAMAN JUDUL (English)</b> .....	<b>ii</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK (Indonesia)</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRAK (English)</b> .....	<b>vi</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>viii</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>x</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xv</b>
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	<b>xvi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Permasalahan .....	1
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan .....	2
1.5 Manfaat .....	2
<b>BAB II DASAR TEORI</b> .....	<b>5</b>
2.1 Predictive Maintenance .....	5
2.1.1 Manfaat dan Tujuan Predictive Maintenance .....	6
2.1.2 Metode Predictive Maintenance .....	8
2.1.2.1 Analisa Vibrasi .....	8
2.1.2.2 Thermography .....	9
2.1.2.3 Proses Parameter .....	10
2.1.2.4 Ultrasonic .....	10
2.1.2.5 Visual Inspeccion .....	11
2.1.2.6 Tribology .....	11
2.2 Analisa Vibrasi .....	13
2.2.1 Klasifikasi Getaran .....	17
2.2.2 Parameter Getaran .....	19
2.2.3 Amplitudo Description .....	21
2.3 Getaran dan Kondisi Mesin .....	22
2.3.1 Klasifikasi Pengukuran Getaran Permesinan .....	22
2.3.2 Tujuan Pengukuran .....	23

2.4	Pengukuran Getaran .....	24
2.4.1	Tranducer Getaran .....	24
2.4.2	Metode Pengambilan Data .....	28
2.4.3	Pemasangan Sensor Getaran .....	31
2.5	Sinyal Getaran .....	32
2.5.1	Domain Waktu .....	32
2.5.2	Domain Frekuensi .....	33
2.6	Analisa Data Domain Frekuensi .....	36
2.6.1	Konsep Analisa Data Domain Frekuensi .....	36
2.6.2	Analisa Getaran Dalam Domain Frekuensi .....	40
2.7	Pompa .....	41
2.7.1	Pompa Sentrifugal .....	41
2.7.2	Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP) .....	43
2.7.3	Bearing .....	44
2.7.4	Klasifikasi Bearing .....	44
2.8	Sumber Getaran Pada Operasi Pompa .....	46
2.8.1	Cavitation .....	46
2.8.2	Recirculating .....	47
2.8.3	Hydraulic Imbalance .....	48
2.8.4	Interaction with Volute/Diffuser .....	48
2.8.5	Misailgnment .....	50
2.8.6	Imbalance Impeller .....	50
2.8.7	Impeller Instability .....	51
2.8.8	Bent Shaft .....	51
2.8.9	Pipe Stress .....	52
2.9	Aspek Structural yang Mempengaruhi Vibrasi .....	52
2.9.1	Anti Friction Bearing .....	52
2.9.2	Sleeve Bearing .....	52
2.9.3	Resonance .....	53
2.9.4	Looseness .....	54
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>		<b>55</b>
3.1	Metodologi Pengujian .....	55
3.2	Peralatan Ukur Vibrasi .....	57
3.2.1	Computational System Incorporated (CSI) .....	57
3.2.2	Tranducer .....	57
3.2.3	Tacho Meter .....	58

3.3 Obyek Pengukuran Vibrasi .....	58
3.4 Pemasangan Sensor Getaran .....	59
<b>BAB IV ANALISA DATA .....</b>	<b>61</b>
4.1 Analisa Vibrasi .....	61
4.2 Standard of Vibration Inspection .....	63
4.3 Analisa Kerusakan .....	63
4.4 Solusi Untuk Kerusakan .....	64
4.5 Pengujian Ulang Hasil Setelah di Maintenance .....	67
<b>BAB V PENUTUP .....</b>	<b>71</b>
5.1 Kesimpulan .....	71
5.2 Saran .....	72
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>xvii</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>73</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>	<b>80</b>

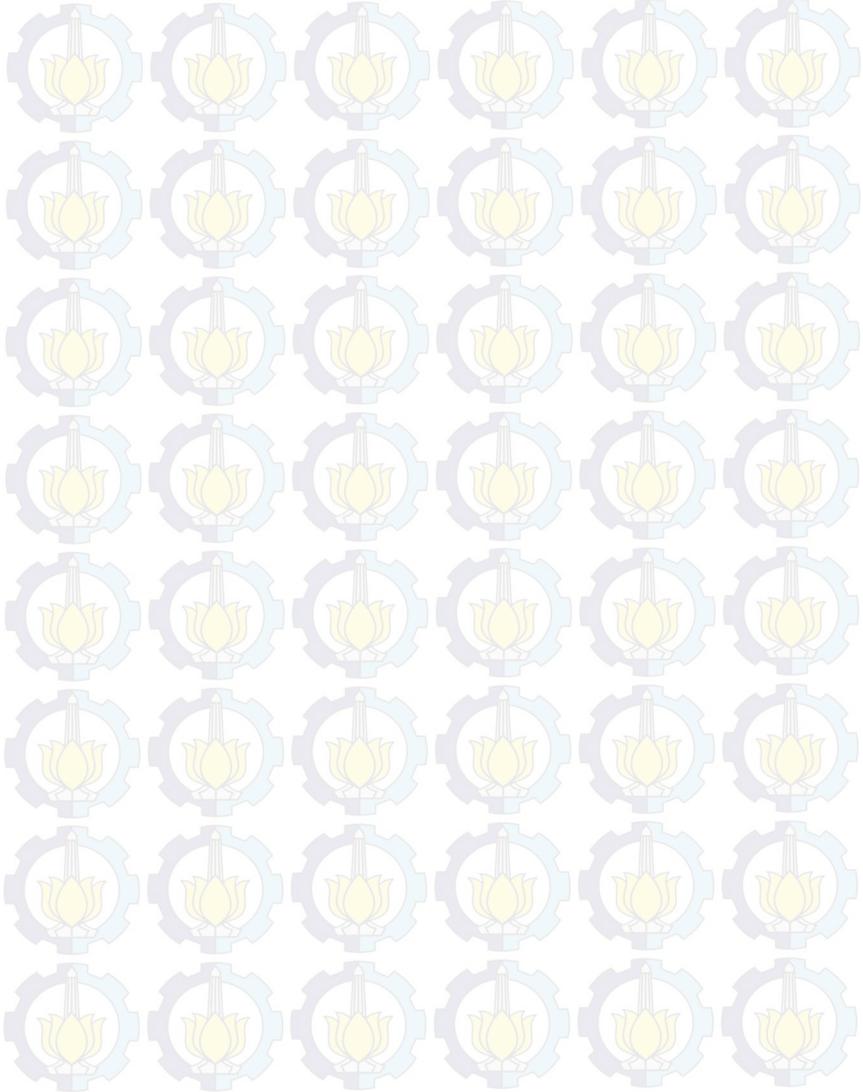
## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	9
Gambar 2.2	10
Gambar 2.3	13
Gambar 2.4	14
Gambar 2.5	15
Gambar 2.6	15
Gambar 2.7	16
Gambar 2.8	17
Gambar 2.9	18
Gambar 2.10	19
Gambar 2.11	20
Gambar 2.12	21
Gambar 2.13	25
Gambar 2.14	26
Gambar 2.15	27
Gambar 2.16	28
Gambar 2.17	30
Gambar 2.18	32
Gambar 2.19	32
Gambar 2.20	33
Gambar 2.21	33
Gambar 2.22	34
Gambar 2.23	35
Gambar 2.24	35
Gambar 2.25	36
Gambar 2.26	38
Gambar 2.27	38
Gambar 2.28	39
Gambar 2.29	43
Gambar 2.30	44
Gambar 2.31	45
Gambar 2.32	46
Gambar 2.33	47
Gambar 2.34	48
Gambar 2.35	49

Gambar 2.36.....	49
Gambar 2.37 .....	50
Gambar 2.38 .....	50
Gambar 2.39 .....	51
Gambar 2.40 .....	52
Gambar 2.41 .....	52
Gambar 2.42 .....	53
Gambar 2.43 .....	53
Gambar 3.1 .....	55
Gambar 3.2 .....	57
Gambar 3.3 .....	58
Gambar 3.4 .....	58
Gambar 3.5 .....	59
Gambar 3.6 .....	60
Gambar 4.1 .....	61
Gambar 4.2 .....	61
Gambar 4.3 .....	62
Gambar 4.4 .....	62
Gambar 4.5 .....	62
Gambar 4.6 .....	67
Gambar 4.7 .....	67
Gambar 4.8 .....	68
Gambar 4.9 .....	68
Gambar 4.10 .....	68
Gambar 4.11 .....	69
Gambar 4.12 .....	69
Gambar 4.13 .....	71
Gambar 4.14 .....	71
Gambar 4.15 .....	72

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Vibration Severity Per ISO 10816 .....63



## DAFTAR LAMPIRAN

### Lampiran 1

Tabel 1 Illustrated vibration criterion chart .....	73
---	----

### Lampiran 2

Tabel 2 Ringkasan pemakaian dan pemasangan sensor .....	78
---	----

### Lampiran 3

Gambar 1 Set Up pengukuran arah horizontal .....	79
--	----

Gambar 2 Set Up pengukuran arah vertikal .....	79
--	----

Gambar 3 Set Up pengukuran arah aksial .....	79
--	----

Gambar 4 Boiler Feed Pump .....	80
---------------------------------	----



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Dalam perawatan secara tradisional, penjadwalan perbaikan biasanya sulit dibuat karena kebutuhan perbaikan tidak dapat ditentukan secara pasti, tanpa membongkar mesin yang bersangkutan. Bila untuk mendeteksi persoalan harus sudah cukup serius, kemungkinan besar kerusakan sudah terjadi. Perkembangan teknologi yang semakin maju, dimana manusia membuat mesin – mesin industri, maka masalah – masalah yang timbul akibat getaran perlu adanya penanganan yang lebih baik.

Banyak cara yang digunakan untuk mengetahui kondisi suatu mesin, salah satunya adalah dengan analisis getaran. Dengan melakukan pengamatan getaran secara berkala, maka suatu yang tidak normal dari mesin dapat dideteksi sebelum kerusakan yang lebih besar atau fatal terjadi.

Penting untuk dikemukakan disini bahwa karakteristik getaran yang dibangkitkan oleh suatu kerusakan bersifat unik, sehingga dengan menganalisis sinyal getarannya, karakteristik / jenis kerusakan sering dapat ditentukan. Kelebihan dari cara ini adalah bahwa kebutuhan perbaikan dan diskripsi kerusakannya dapat diketahui tanpa membongkar atau menghentikan suatu mesin.

Penerapan analisis getaran mesin telah dibuat mudah dengan adanya instrumen yang disebut Computational System Incorporated (CSI). Getaran mesin merupakan kombinasi kompleks dari sinyal yang berasal dari berbagai sumber getaran di dalam mesin. Getaran dapat dihasilkan oleh rotor yang tidak balans, bantalan yang cacat dan meshing dari roda gigi, masing – masing pada frekuensi yang unik. Dengan menampilkan amplitudo getaran sebagai fungsi frekuensi (spectrum getaran), maka Computational System Incorporated memungkinkan identifikasi sumber getaran.

### **1.2 Rumusan Masalah**

Dengan mengetahui gambar hasil dari predictive maintenance dengan metode analisis vibrasi maka dihasilkan beberapa rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana cara melakukan predictive maintenance dengan metode analisa vibrasi ?
2. Apa penyebab kerusakan *Bearing Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* ?
3. Bagaimana cara menanggulangi kerusakan *Bearing Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* ?

### **1.3 Batasan Masalah**

Untuk mempermudah dalam penyusunan tugas akhir ini maka diperlukan adanya batasan masalah dan asumsi yang kiranya berhubungan dengan penyusunan ini. Batasan masalah dalam topik ini yaitu :

1. Jenis mesin yang dianalisa adalah Boiler Feed Pump.
2. Putaran rotor pada saat pengujian dianggap konstan yaitu 2900 rpm.
3. Komponen yang dianalisa adalah bearing pompa.

### **1.4 Tujuan**

Tujuan penulisan tugas akhir ini adalah :

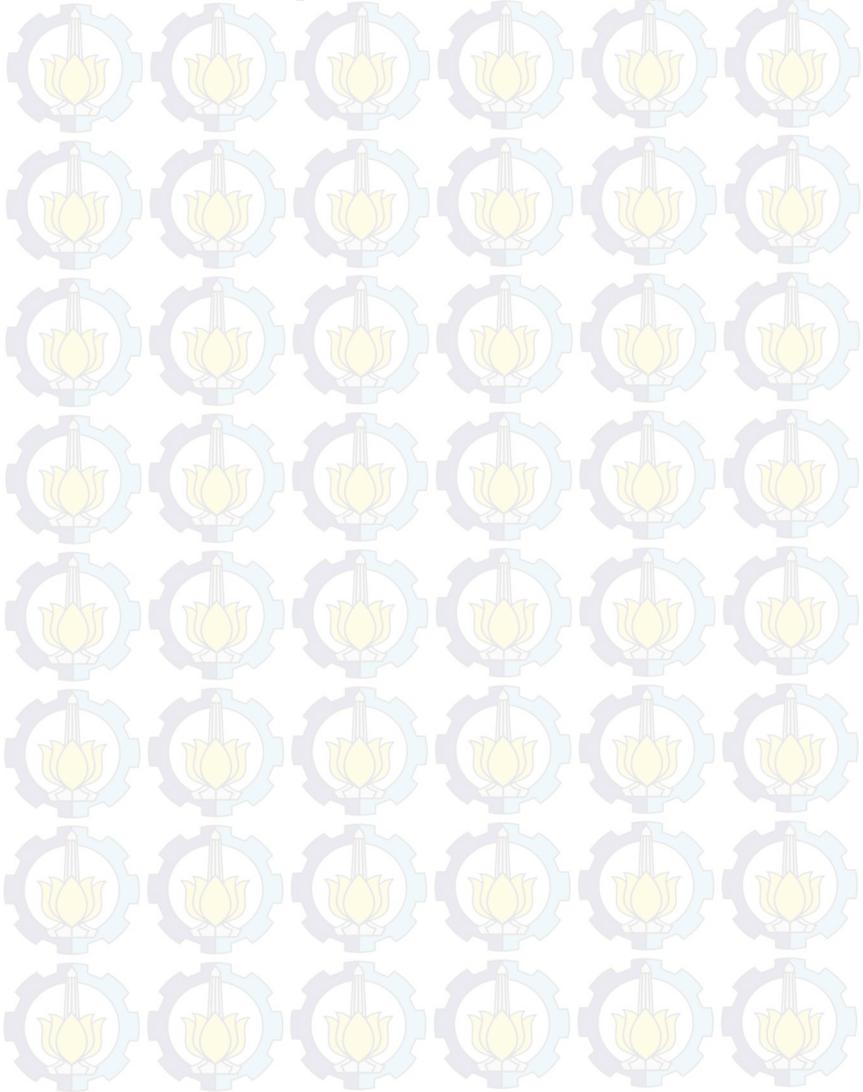
1. Mampu memahami tentang predictive maintenance dengan metode vibrasi.
2. Mampu mengetahui kerusakan yang ada di *Bearing Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)*.
3. Mengetahui maintenance yang dilakukan terhadap *Bearing Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)*.

### **1.5 Manfaat**

Dengan dilakukan analisa *Predictive Maintenance* dengan cara Vibrasi ini diharapkan :

1. Mengetahui cara perawatan yang dilakukan untuk menanggulangi kerusakan yang lebih parah.
2. Mengetahui kondisi yang sebenarnya dari keadaan sehingga jika mulai terjadi keabnormalan keadaan, kita dapat melakukan tindakan perbaikan secepatnya.

3. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca makalah ini tentang Vibrasi.
4. Menambah perbendaharaan makalah mengenai vibrasi.





## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Predictive Maintenance**

Predictive maintenance bukanlah metode yang ampuh untuk semua faktor – faktor yang menyebabkan kerusakan dari suatu peralatan di pabrik. Bahkan tidak dapat secara langsung mempengaruhi kinerja dari suatu pabrik. Perawatan prediktif pada dasarnya merupakan filosofi atau perilaku yang menggunakan kondisi operasi sesungguhnya dari peralatan untuk mengoptimalkan operasi pabrik. Output dari perawatan dari program prediktif adalah data, perawatan ini termasuk jenis “condition – based maintenance” dimana perubahan kondisi mesin atau peralatan dapat dideteksi sehingga tindakan yang bersifat proaktif dapat segera dilakukan sebelum terjadinya kerusakan mesin (*Higgins, 2002*). Dewasa ini, pola pemeliharaan prediktif dianggap lebih efektif dan efisien karena pemeliharaan dilakukan berdasarkan hasil pengamatan (monitoring) dan analisa untuk menentukan kondisi dan kapan pemeliharaan akan dilaksanakan, berbeda dengan pola pemeliharaan yang lain seperti pada pola pemeliharaan time base maintenance. Pada pola pemeliharaan time base maintenance, pemeliharaan dilakukan hanya berdasarkan pada jam operasi peralatan/komponen tanpa mempertimbangkan apakah peralatan tersebut masih baik atau tidak. Pengembangan pola pemeliharaan prediktif, memanfaatkan berbagai peralatan test, peralatan monitoring yang telah dimiliki akan mengikuti berbagai metode analisis yang dapat diterapkan dalam meningkatkan kualitas pemeliharaan maupun kendala operasi pembangkit serta efektifitas dalam penggunaan biaya pemeliharaan itu sendiri. Penggunaan dari teknologi prediktif maintenance memungkinkan kinerja dari departemen perawatan dapat meningkatkan karena kondisi permesinan dapat diketahui dengan baik tanpa menghentikan jalannya mesin. Perawatan prediktif menunjukkan penyimpangan dari kondisi normal kerja mesin dan dengan cara ini dapat memberikan cara yang lebih handal untuk mengetahui kerusakan yang sedang dan akan terjadi, dengan menunjukkan komponen yang rusak maka pihak

manajemen dapat menyiapkan komponen sesuai kebutuhan yang diinginkan. Kunci utama perawatan prediktif adalah mendeteksi adanya kerusakan atau kesukaran yang akan terjadi atau impending trouble dan segera menyelesaikan masalah tersebut sebelum terjadinya kerusakan mesin atau machine breakdown. Perawatan prediktif bekerja berdasarkan proses monitoring condition yang dilakukan terhadap peralatan yang diinginkan. Hasil dari proses ini adalah data – data hasil pengukuran atau pengujian yang selanjutnya data – data tersebut dibandingkan dengan data – data acuan yang sudah diketahui sebelumnya (know engineering limit) untuk menentukan kondisi operasi dari peralatan tersebut. Teknik pemantauan yang umumnya digunakan dalam perawatan prediktif meliputi monitoring vibrasi, proses parameter, tribologi, metode thermography, inspeksi visual dan metode non – destructive testing seperti metode ultrasonic (Higgins, 2002).

### **2.1.1 Manfaat dan Tujuan Predictive Maintenance**

Manfaat dari predictive maintenance adalah :

- Memperpanjang Hidup Mesin

Karena predictive maintenance merupakan perawatan berdasarkan dari hasil pengamatan (condition monitoring) kita bisa mengetahui keadaan suatu mesin tersebut, secepatnya kita bisa memperbaiki mesin tersebut sebelum rusak. Sehingga kita bisa memperpanjang umur dari suatu mesin yang dilakukan predictive maintenance.

- Memperbaiki efisiensi dari mesin beserta kinerjanya

Dengan mengetahui keadaan suatu mesin tersebut, kita bisa memperbaiki mesin tersebut bila keadaan mesin tersebut tidak sesuai dengan kondisi normalnya. Setelah diperbaiki maka efisiensi dari mesin tersebut beserta kinerjanya akan naik.

- Digunakan untuk manajemen perawatan

Setelah mendapatkan data – data dari predictive maintenance kita bisa melakukan manajemen perawatan di plant tersebut. Manajemen perawatan akan mengurangi biaya perawatan dan juga dapat meminimalisasikan proses breakdown yang terjadwal.

- Predictive maintenance digunakan sebagai alat peningkatan keandalan suatu peralatan.

Predictive maintenance digunakan supaya peralatan tersebut selalu dalam kondisi handal dan tangguh ketika digunakan.

- Memberikan data – data hasil pengukuran yang dapat digunakan untuk evaluasi, modifikasi dan perbaikan peralatan di kemudian hari.

Dengan diketahuinya data – data dari predictive maintenance kita bisa menjadwalkan perawatan rutin (preventive maintenance) dan bisa mengevaluasi peralatan – peralatan baik yang baru maupun yang sudah lama berdasarkan data tersebut. Keuntungan utama penerapan perawatan prediktif adalah meningkatnya kesiapan peralatan pabrik karena keandalan mesin yang lebih bagus. Kecenderungan rusaknya mesin dimasa mendatang dapat diantisipasi dengan baik sehingga dengan demikian aktivitas perawatan yang direncanakan akan cocok dengan jadwal shutdown peralatan. Keuntungan lain yang didapat adalah berkaitan dengan menurunnya biaya sparepart peralatan dan upah buruh. Mesin yang mengalami kerusakan selama beroperasi akan menyebabkan biaya perbaikan kira – kira 10 kali lebih besar dibandingkan bila kegiatan repair dilakukan sesuai jadwal. Banyak kasus terjadi dimana mesin mengalami kerusakan setelah start up dimana hal ini biasanya terjadi karena built – in defect maupun pemanasan yang tidak sesuai prosedur. Teknik perawatan prediktif dapat digunakan untuk menjamin alignment (R.Keith Mobley 2002)

- ❖ Mengurangi atau meminimumkan kerusakan peralatan
- ❖ Memperbaiki efisiensi mesin dan kinerjanya
- ❖ Dapat menciptakan petunjuk perawatan prediktif
- ❖ Memberikan data – data hasil pengukuran yang dapat digunakan untuk modifikasi dan perbaikan peralatan di kemudian hari

- ❖ Memberikan metode untuk penerimaan mesin baru

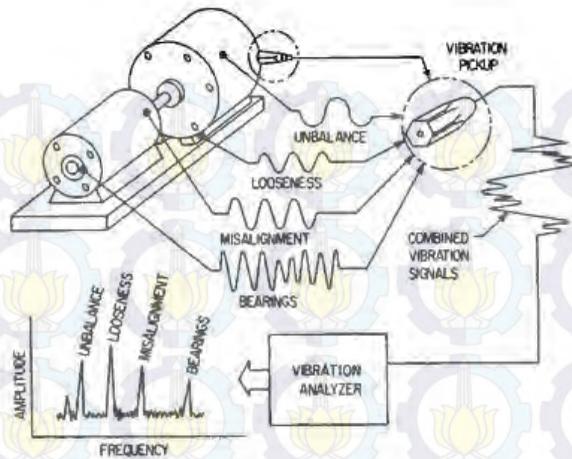
## **2.1.2 Metode Predictive Maintenance**

Berbagai teknologi dapat digunakan sebagai alat untuk melaksanakan program perawatan prediktif seperti :

### **2.1.2.1 Analisa Vibrasi**

Analisa vibrasi digunakan untuk menentukan kondisi operasi dari mesin dimana dalam metode ini dapat mendiagnosa terjadinya kelainan atau kerusakan pada mesin atau peralatan. Karena kebanyakan peralatan pabrik terdiri atas sistem elektro – mekanis maka analisa vibrasi telah menjadi metode utama dalam sistem perawatan prediktif. Dengan menggunakan metode ini, masalah atau kelainan yang terjadi pada peralatan dapat diidentifikasi lebih awal sebelum masalah tersebut menyebabkan kerusakan peralatan.

Problem yang muncul bisa meliputi bearing yang rusak, kelonggaran mekanis ataupun roda gigi yang pecah. Analisa vibrasi dapat mendeteksi adanya mesalignment (ketidaklurusan poros) dan imbalance (ketidakseimbangan) yang terjadi pada berbagai peralatan. Pada hakekatnya semua rotating machinery menghasilkan getaran yang merupakan fungsi kelurusan (alignment) dan keseimbangan (balance) dari komponen yang berputar. Pengukuran intensitas getaran pada frekuensi tertentu dapat memberi informasi tentang ketepatan kelurusan poros dan keseimbangannya, kondisi bearing dan roda gigi serta pengaruh struktur permesinan terhadap resonansi mesin. Analisa ini merupakan jenis metoda yang efektif dan bersifat non – destructive serta sangat cocok digunakan untuk memonitor kondisi mesin selama start up, shutdown dan operasi normalnya. Analisa vibrasi ini biasanya digunakan untuk analisa vibrasi dapat dibagi menjadi 2 bagian yaitu sensor atau transducer yang dipasang pada machine housing atau bearing cap dan analyzer atau vibration monitoring yang berfungsi mengolah data hasil pengukuran agar dapat digunakan untuk mendiagnosa masalah yang timbul. (Higgins, 2002)

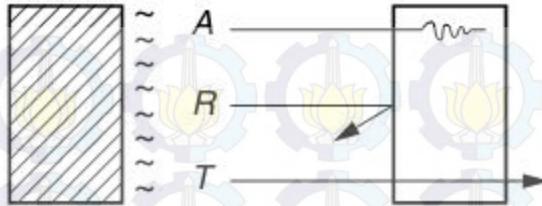


Gambar 2.1 Proses Analisa Vibrasi (R.Keith Mobley 2002)

### 2.1.2.2 Thermography

Thermography merupakan teknik perawatan prediktif yang dapat digunakan untuk memonitor kondisi mesin pabrik, struktur bangunan serta mesin dan peralatan listrik. Metode ini menggunakan instrumentasi yang dirancang untuk memonitor emisi energi inframerah yang dikeluarkan oleh peralatan untuk menentukan kondisinya. Dengan mengetahui anomali panas yang terjadi misalnya lokasi pada mesin yang lebih panas daripada yang seharusnya, seorang personil perawatan yang berpengalaman dapat menentukan problem yang sedang terjadi pada peralatan tersebut. Teknologi inframerah ini didasarkan atas kenyataan bahwa semua benda yang memiliki tempertur diatas nol absolut akan memancarkan energi atau radiasi. Radiasi inframerah merupakan salah satu bentuk dari energi yang dipancarkan ini. Emisi inframerah (below red) adalah panjang gelombang terpendek dari semua energi yang diradiasikan dan tidak dapat dilihat oleh manusia tanpa menggunakan alat khusus. Intensitas radiasi inframerah dari suatu benda merupakan fungsi dari temperatur permukanya namun pengukuran temepratur dengan menggunakan metode inframerah sangat sulit. Hal ini terjadi karena adanya 3 sumber energi panas yang dapat dideteksi dari setiap ibyek yaitu energi yang dipancarkan oleh obyek itu

sendiri, energi yang dipantulkan dari obyek dan energi yang ditransmisikan dari obyek. (Higgins, 2002)



Gambar 2.2 Proses Thermography (Higgins, 2002)

### 2.1.2.3 Proses Parameter

Kebanyakan pabrik tidak menganggap bahwa efisiensi mesin atau peralatan merupakan bagian dari perawatan prediktif namun demikian mesin yang tidak bekerja dengan efisiensi yang semestinya akan mengganggu kapasitas produksi pabrik. Pengujian vibrasi dan thermography dapat digunakan untuk mengetahui kondisi mekanis dari pompa tersebut tetapi keduanya tidak dapat menjelaskan besarnya efisiensi operasi dari pompa. Bisa jadi kedua pengujian tersebut tidak menunjukkan sama sekali masalah yang bersifat mekanis tetapi pada kenyatannya pompa tersebut beroperasi dengan efisiensi hanya kurang dari 50%. Jika proses parameter diterapkan pada suatu pompa maka diperlukan data – data seperti tekanan suction dan discharge serta besarnya arus listrik yang masuk ke motor listrik. Monitoring proses parameter harus mencakup semua peralatan dan sistem yang berkaitan dengan proses di pabrik. Peralatan yang termasuk program ini meliputi pompa, kompresor, turbin, heat exchanger, fan, blower, ketel uap dan beberapa sistem lainnya. Penerapan proses parameter dalam sistem perawatan prediktif harus dibarengi dengan penyediaan metode data akuisisi yang memadai. (Higgins, 2002)

### 2.1.2.4 Ultrasonic

Pengujian ultrasonic merupakan metode untuk mengetahui kondisi operasi dari suatu peralatan dan material dengan menggunakan energi suara berfrekuensi tinggi sekitar 20 – 100 kHz. Metode ini didasarkan atas kenyataan bahwa kebanyakan mesin memancarkan pola suara yang konsisten selama beroperasi normal. Pola suara ini dapat didefinisikan dan

dikenali dan perubahan – perubahan pola suara ini dengan mudah dapat diketahui pada saat komponen mesin mulai aus atau rusak. Metode ultrasonic biasanya digunakan untuk 3 pemakaian utama yaitu :

- Analisa airborne noise
- Deteksi kebocoran fluida
- Pengujian material

#### **2.1.2.5 Visual Inspection**

Inspeksi visual terhadap mesin secara teratur merupakan bagian dari program perawatan prediktif. Dalam banyak hal, inspeksi visual akan dapat mendeteksi masalah yang mungkin terlewatkan dideteksi oleh metoda perawatan prediktif lainnya. Inspeksi visual yang dilakukan secara rutin akan dapat membantu metoda lainnya dan menjamin bahwa masalah yang serius dapat terdeteksi sebelum kerusakan terjadi. Inspeksi visual sering dianggap sebagai tanggung jawab departement produksi dari pada sebagai teknik prediktif maintenance. Banyak program perawatan mengabaikan program yang berguna ini. Sebagian besar dari program – program yang gagal karenanya. Inspeksi visual penting untuk keberhasilan sebuah program. Biasanya metoda inspeksi visual dapat diklarifikasikan menjadi 2 metoda yaitu :

- Human sense
- Sensor

#### **2.1.2.6 Tribology**

Tribology merupakan istilah umum yang berhubungan dengan rancangan dan dinamika operasi dari mesin yang mempunyai proses pelumasan. Beberapa metoda tribologi yang umumnya digunakan dalam perawatan prediktif meliputi :

a. Analisa Pelumas Bekas

Analisa pelumas bekas merupakan bagian penting dari proses perawatan preventif. Laboratorium menyarankan untuk pengambilan sampel pelumas mesin harus diambil sesuai yang dijadwalkan guna mengetahui pelumas yang sebenarnya.

b. Analisa Spectrography

Merupakan metode tercepat dan lebih akurat untuk mengidentifikasi elemen yang terkandung dalam minyak

pelumas. Elemen tersebut diklarifikasikan menjadi *Weat Metals*, *Contamination*, dan *Additives*. Beberapa elemen dapat dimasukkan dari salah satu atau lebih dari klarifikasi ini. Analisa pelumas sederhana tidak dapat menentukan bentuk kerusakan secara spesifik yang telah berkembang di dalam mesin, karena itu teknik tambahan diperlukan sebagai bagian dari program predictive maintenance.

c. Ferrography

Ferrography hampir sama dengan Spectrography, perbedaannya memisah partikel kontaminasi dengan menggunakan medan magnet sedangkan spectrography membakar partikel yang dianalisa. Karena itu, teknik ini hanya terbatas untuk besi atau partikel yang bersifat magnetis. Perbedaan yang kedua yaitu ferrography dapat memisah dan menganalisis partikel kontaminasi yang lebih besar 10  $\mu\text{m}$ . Secara normal, analisa ferrography dapat menangkap partikel diatas 100  $\mu\text{m}$  dan memeberikan representasi yang lebih baik dan kontaminasi oli dari pada ferrography.

d. Analisa partikel Keausan

Merupakan bagian analisa minyak pelumas tetapi hanya berorientasi pada partikel minyak pelumas. Jika analisa minyak pelumas menentukan kondisi aktual dari contoh oli sedangkan analisa partikel keausan memberi langsung informasi tentang kondisi keausan dari mesin. partikel yang terkandung dalam pelumas mesin dapat memeberikan informasu yang signifikan tentang kondisi mesin. Informasi ini didapat dari bentuk partikel, komposisi, ukuran dan jumlah. Metode analisa partikel keausan dibedakan menjadi dua. Metode pertama digunakan untuk analisa keausan partikel yang secara rutin dimonitoring dan bentangan kandungan solid dari minyak pelumas mesin. Sederhananya, jumlah, komposisi dan ukuran dari partikel yang terjadi pada minyak pelumas mengindikasikan kondisi mekanis dari mesin. Kedua yaitu mengumpulkan hasil analisa dari

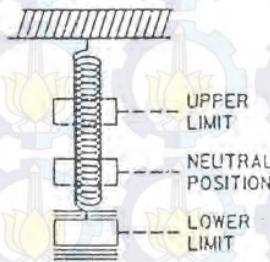
partikel yang terjadi pada tiap contoh pelumas.  
(Higgins,2002)

## 2.2 Analisa Vibrasi

Analisa vibrasi merupakan satu cara yang sangat bermanfaat sebagai prediksi awal terhadap adanya masalah pada mekanikal,elektrikal dan proses pada peralatan,mesin – mesin dan sistem proses kontinu di pabrik.Sehingga analisa vibrasi saat ini menjadi pilihan teknologi predictive maintainance yang paling sering digunakan.

Disamping manfaatnya dalam hal predictive maintainance teknik analisa vibrasi juga digunakan sebagai teknik untuk mendiagnosa,yang dapat diaplikasikan anantara lain untuk acceptance testing,pengendalian mutu,mendeteksi bagian yang mengalami kelonggaran, pengendalian kebisingan, mendeteksi adanya kebocoran, desain dan rekayasa mesin dan optimasi produksi.

Getaran ditandai dengan perubahan secara periodik dari suatu besaran.Besaran yang menyatakan getaran dapat berupa,suhu,simpangan,sudut,tekanan,teganganlistrik,kecepatan,d ll.Getaran dapat dilihat dimana – mana,misalnya sebuah pegas dimana ujung atasnya diletakkan pada benda diam dan ujung bawahnya diberikan beban seperti pada gambar 2.3 dibawah ini.

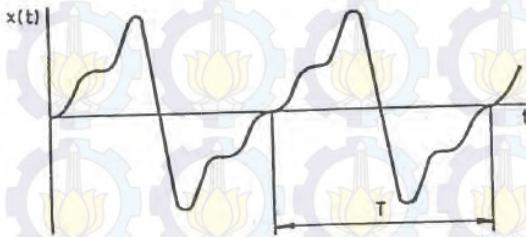


Gambara 2.3 (ref 3,hal 3) Sistem getaran pada sebuah pegas yang ujung bawahnya diberikan sebuah beban.

Secara umum,gerak getaran merupakan suatu fungsi periodik.Fungsi periodik dapat dinyatakan sebagai :

$$X(t) = X(t + T)$$

Dimana  $t$  adalah waktu dan  $T$  merupakan konstanta yang bersatuan waktu dan disebut sebagai periode. Contoh fungsi periodik dapat digambarkan dalam gambar 2.4. Nilai kebalikan dari  $T$  disebut frekuensi, yaitu  $f = 1/T$ . Frekuensi menyatakan jumlah getaran per satuan waktu. Satuan frekuensi adalah Hertz dan disingkat dengan Hz. Getaran dengan frekuensi 10 Hz, misalnya, berarti bahwa getaran tersebut bergetar 10 siklus dalam 1 detik.



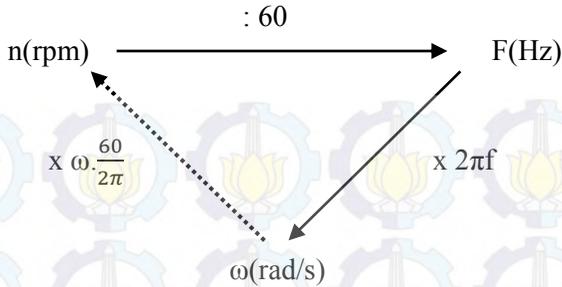
Gambar 2.4 (ref 1, hal 22) Fungsi Periodik  
Disamping frekuensi  $f$  dikenal pula frekuensi sudut yang diberi lambang  $\omega$ . Satuan frekuensi sudut ini adalah rad/s. Hubungan antara  $f$  dan  $\omega$  dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$$

Dalam praktek sering digunakan tiga istilah berikut :

- $f$  = frekuensi linier (Hz)
- $\omega$  = frekuensi sudut (rad/s)
- $n$  = kecepatan (frekuensi) putar (rpm)

Adapun hubungan antar ketiganya adalah sebagai berikut :



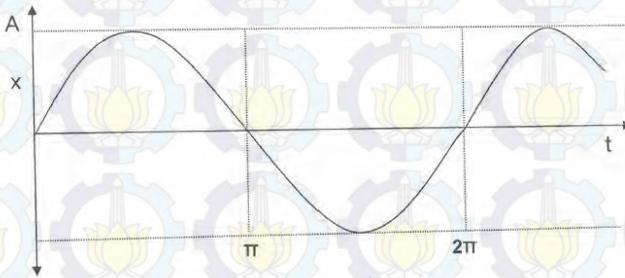
Gambar 2.5 (ref 1,hal 23) Hubungan antara frekuensi linier, frekuensi sudut, kecepatan putar.

Dalam praktek sering dicampur adukkan penggunaan  $f$ ,  $\omega$ , dan  $n$ . Walaupun demikian, masing – masing besaran dapat dikenali dari satuan yang digunakan.

Selain dinyatakan dalam fungsi periodik, getaran dapat dinyatakan dalam fungsi harmonik. Fungsi harmonik sederhana dapat dituliskan sebagai :

$$X = A \sin \omega t$$

Dalam persamaan tersebut,  $A$  merupakan amplitudo dan  $\omega$  merupakan frekuensi sudut. Fungsi harmonik , digambarkan pada gambar 2.6



Gambar 2.6 (ref 1,hal 25) Fungsi Harmonik Sederhana

Jika fungsi harmonik dalam persamaan (2.3) menyatakan simpangan, maka kecepatannya adalah :

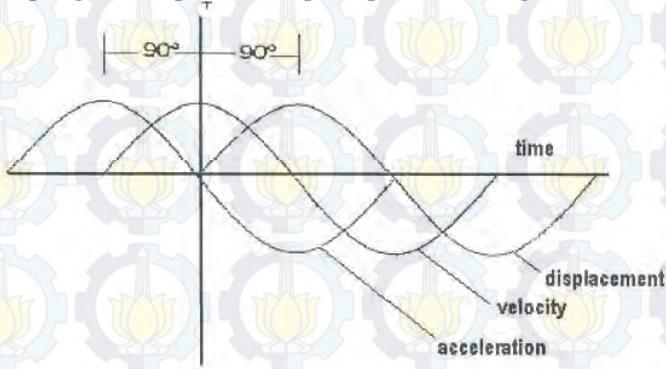
$$\dot{X} = A \omega \cos \omega t$$

Dimana :  $X = \frac{dx}{dt}$ , dan percepatannya adalah

$$\ddot{X} = -A\omega^2 \sin \omega t$$

$$\text{atau } \ddot{X} = -\omega^2 \cdot X$$

Persamaan (2.3),(2.4),(2.5) merupakan persamaan yang penting karena persamaan – persamaan tersebut menggambarkan hubungan antara amplitudo simpangan,amplitudo kecepatan dan amplitudo percepatan.Jadi bila salah satu dari amplitudo ini diketahui maka amplitudo yang lain dapat dihitung dengan mudah.Gambar 2.7 di bawah ini menunjukkan hubungan antara simpangan,kecepatan dan percepatan dalam gerak harmonis.



Gambar 2.7 (ref 4,hal 18) Hubungan antara simpangan ,kecepatan dan percepatan dalam gerak harmonik sederhana.

Dari persamaan simpangan,kecepatan dan percepatan dari partikel yang bergetar kita dapatkan bahwa simpangan maksimum atau amplitudo adalah  $A$ ,kecepatan maksimum adalah  $\omega A$  dan percepatan maksimum adalah  $\omega^2 A$ .Jika simpangan mencapai maksimum dalam arah manapun,kecepatan haruslah sama dengan nol karena sekarang kecepatan haruslah berubah arah.Sebaliknya percepatan pada saat ini mencapai harga maksimum,tetapi berlawanan arah dengan simpangan ketika simpangan sama dengan nol,kecepatan mencapai maksimum dan percepatan sama dengan nol.Kecepatan partikel bertambah ketika partikel menuju ke titik seimbang dan berkurang kembali ketika ia bergerak menuju ke simpangan maksimum,sama halnya bandul ayunan.

### 2.2.1 Klasifikasi Getaran

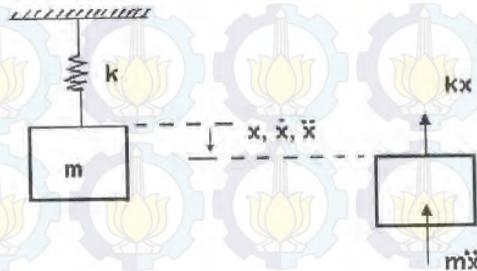
Berdasarkan gangguan yang bekerja getaran dapat dibagi menjadi 2 yaitu getaran bebas dan getaran paksa.

## 1. Getaran Bebas

Getaran bebas adalah gerak system getaran tanpa adanya gangguan dari luar. Gerakan ini terjadi karena kondisi awal saja. Bila system tidak memiliki redaman, dimana getaran yang terjadi akan berlangsung terus menerus tiada hentinya. Namun, kondisi ini tidak pernah dijumpai dalam praktek karena system getaran selalu memiliki redaman. Adanya redaman akan menyebabkan amplitudo getaran semakin lama semakin kecil sehingga akhirnya berhenti.

### a. Getaran Bebas Tanpa Redaman

Setiap benda mempunyai massa dan kekakuan akan mampu bergetar. Getaran bebas tanpa redaman adalah getaran dimana pengaruh dari gaya gesekan diabaikan. Bila benda tersebut bergetar bebas, maka getaran akan terjadi pada frekuensi pribadinya. Contoh paling sederhana dari getaran bebas tak teredam adalah getaran system massa pegas seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 (ref 1, hal 31) Model Getaran Bebas Tak Teredam

Dari gambar di atas, maka persamaan gerak benda dapat diturunkan sebagai berikut :

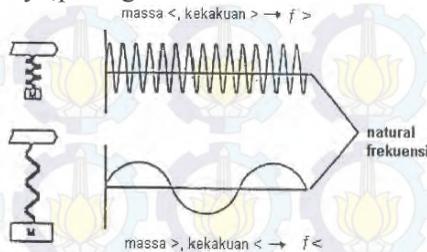
$$m\ddot{X} + kX = 0$$
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ rad/s}$$

$$\omega_n = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ Hz}$$

Dimana :  $\omega_n$  = frekuensi pribadi (rad/s)  
 $T$  = periode getaran  
 $f_n$  = frekuensi pribadi

Bila benda diberi simpangan kemudian dilepas, maka benda tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadinya, pada gambar dibawah ini



Gambar 2.9 (ref 1, hal 32) Getaran bebas tak teredam

Natural frekuensi adalah frekuensi yang terjadi akibat gangguan dari system itu sendiri. Gangguan ini bisa berupa gaya input, elektro, bunyi, ataupun mekanik.

b. Getaran Bebas dengan Redaman

Bila suatu system yang memiliki redaman diberi simpangan kemudian dilepas, system tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadi system teredam ( $\omega_d$ ). Dimana  $\omega_d$ , frekuensi pribadi system teredam dapat dihitung dengan persamaan :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \text{rasio redaman}$$

Dimana :  $\omega_n$  = frekuensi pribadi

$C$  = harga redaman yang dipasang

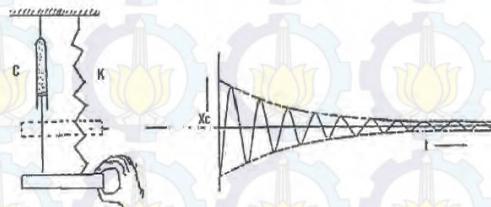
$C_c$  = disamping kritis

$$m\ddot{X} + C\dot{X} + kX = 0$$

$$\text{Maka : } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$C_c = 2\sqrt{km}$$

Bila suatu system yang memiliki redaman  $C < C_c$  diberi simpangan kemudian dilepas, system tersebut akan bergetar pada  $\omega_d$ .



Gambar 2.10 (ref 1, hal 36) Getaran bebas teredam

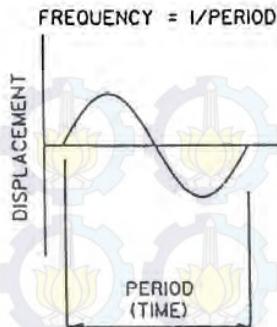
## 2. Getaran Paksa

Getaran paksa adalah getaran yang mendapat gangguan/rangsangan dari gaya luar. Jika rangsangan tersebut beresilasi, maka system akan terpengaruh oleh frekuensi rangsangan. Jika frekuensi natural sama dengan frekuensi rangsangan maka akan terjadi resonansi dan akan mengakibatkan osilasi yang besar dan berbahaya.

### 2.2.2 Parameter Getaran

#### Frekuensi

Didefinisikan sebagai jumlah gelombang yang terjadi dalam satuan waktu  $[1/\text{det}] = [\text{Hertz}]$ . Satuan yang biasa digunakan dalam pengukuran adalah Revolution per Minutes (RPM) yaitu  $60 \times$  frekuensi dalam Hertz. Adapun gambarnya dapat dilihat pada gambar 2.11 dibawah ini.



Gambar 2.11 (ref 3,hal 5) Frekuensi Getaran

### Amplitudo

Didefinisikan sebagai besaran simpangan maksimum dari benda yang bergetar. Amplitudo dapat diwakili sebagai displacement [mils], velocity [in/s], atau acceleration [in/s<sup>2</sup>]. Penjelasan tentang masing – masing amplitudo diatas adalah sebagai berikut :

- Displacement

Diartikan sebagai perubahan aktual dari suatu jarak atau posisi dari suatu objek yang relatif terhadap titik referensi dan biasa digunakan dalam satuan [mils,in,mm]. Pengukuran amplitudo yang sering digunakan dalam displacement adalah peak to peak.

- Velocity

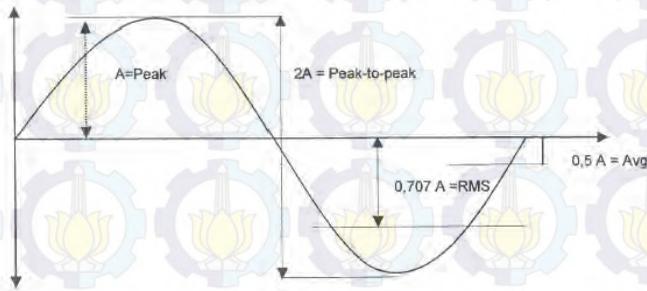
Didefinisikan sebagai perubahan displacement terhadap waktu (turunan pertama,  $\frac{dx}{dt}$  atau  $x$ ) dan biasa menggunakan satuan [in/s]. Displacement velocity sering dipakai didalam pengukuran getaran pada machine housing atau housing bearing dan biasa dipakai pada getaran antara 0 sampai 1000 Hz. Pengukuran amplitudo yang sering diapakai dalam velocity adalah zero to peak (Peak) atau Peak Value (PV).

- Accelerator

Didefinisikan sebagai perubahan velocity terhadap waktu (turunan kedua dari displacement,  $\frac{d^2x}{dt^2}$  atau  $\ddot{x}$ ) dan biasa menggunakan satuan  $[in/s^2]$ . Amplitudo acceleration sering digunakan pada frekuensi diatas 1000 Hz.

### 2.2.3 Amplitudo Description

Semua pengukuran getaran yang mana diwakili oleh displacement, velocity, ataupun acceleration mempunyai elemen – elemen yang bisa digunakan menggambarkan suatu fungsi. Elemen – elemen itu antara lain adalah :



Gambar 2.12 (ref 1, hal 11) Deskriptor Amplitudo

- Peak-to-peak  
Besaran ini bisa dihubungkan dengan besarnya tegangan maksimum yang terjadi atau dihubungkan dengan celah (clearance) yang terjadi antara elemen rotasi dengan rumahnya. Harga peak-to-peak yaitu jarak dari puncak ke lembah dari data spectrum getaran. Pengukuran ini biasa digunakan pada frekuensi kurang dari 10 Hz dan menggunakan transducer displacement.
- Zero-to-peak  
Nilai Zero-to-peak bisa didapatkan dari setengah peak-to-peak (A) atau juga bisa didapat dengan mengukur puncak dari spectrum. Pengukurannya dengan menggunakan transducer velocity.
- Root Mean Square (RMS)  
Diartikan sebagai nilai statistik rata – rata dari amplitudo yang dihasilkan oleh getaran mesin. Nilai RMS 0,707 dari

peak (A).RMS sering dipakai pada frekuensi tinggi karena pengukuran ini dirasa lebih akurat dan tepat dengan menggunakan transducer acceleration.

### **2.3 Getaran dan Kondisi Mesin**

Mesin yang ideal tidak akan bergetar karena energi yang diterimanya digunakan sepenuhnya untuk kefungsiannya sendiri. Dalam praktek mesin yang dirancang dengan baik getarannya relatif rendah namun untuk jangka waktu pemakaian yang lama akan terjadi kenaikan level getaran karena hal berikut :

- a. Keausan pada elemen mesin.
- b. Proses pemantapan fondasi sedemikian rupa sehingga terjadi deformasi dan mengakibatkan misalignment pada poros.
- c. Perubahan perilaku dinamik pada mesin sehingga terjadi perubahan frekuensi pribadi.

Pada jaman dahulu problema getaran dapat dirasakan oleh operator karena alasan berikut :

- a. Putaran kerja mesin yang relatif tinggi sehingga sulit merasakan getaran yang terjadi.
- b. Interaksi yang relatif jarang antara operator dengan mesin karena mesin dioperasikan menggunakan sistem kontrol.

Keadaan di atas diakibatkan bahwa pemantauan getaran mesin dewasa ini tidak dapat lagi dilakukan secara kualitatif sehingga pemakaian peralatan getaran untuk memantau getaran yang terjadi adalah merupakan keharusan.

Umumnya karena elemen mesin bertumpu pada sistem bantalan sehingga gaya eksitasi getaran pada elemen tersebut diteruskan pula ke sistem tumpuannya. Karena itu pemantauan sinyal getaran dilakukan pada rumah bantalan. Sinyal getaran yang dipantau berupa sinyal getaran dalam domain waktu yang dapat dikonversikan lebih lanjut ke dalam domain frekuensi. Setiap getaran mesin memiliki level getaran tertentu dan dalam domain frekuensi memiliki spectrum dengan ciri tertentu.

#### **2.3.1 Klasifikasi Pengukuran Getaran Permesinan**

Pengukuran getaran permesinan dapat dikelompokkan sebagai berikut :

a. Pengukuran untuk mengetahui level getaran

Pengukuran ini umumnya melibatkan data sinyal getaran dalam domain waktu. Ciri pengukuran ini memiliki rentang waktu pengukuran yang lama (oredernya menit) sehingga diperoleh informasi level getaran yang stabil dalam besaran rms (root mean square). Alat ukur yang digunakan adalah jenis “Vibration Level Meter” baik yang analog maupun yang digital. Hasil pengukuran level getaran umumnya untuk dibandingkan dengan besaran standar (Standar ISO, DIN, BS, dll) sehingga dapat diketahui getaran mesin tersebut dalam batas yang aman atau tidak.

b. Pengukuran untuk analisis getaran

Pengukuran ini lebih rumit dari pengukuran level getaran karena melibatkan sunyal getaran dalam domain waktu maupun dalam domain frekuensi. Ciri pengukuran ini memiliki rentang waktu pengukuran yang pendek karena dipengaruhi oleh pemilihan rentang frekuensi pengukuran. Karena itu harus hati – hati dalam menentukan level getaran dari sinyal domain waktu yang diperoleh dari pengukuran ini. Alat ukur yang digunakan adalah jenis CSI (Computational System Incorporated) sehingga dapat dilakukan proses konversi data dari domain waktu ke domain frekuensi. CSI ini dapat juga digunakan untuk kegiatan analisis sinyal getaran untuk memperoleh keperluan diagnosa kemungkinan cacat dalam mesin tersebut.

### 2.3.2 Tujuan Pengukuran

Dalam suatu pengukuran getaran mesin tujuan utama adalah untuk mendapatkan data dimana dengan melalui pemantulan sinyal getaran secara berkala maka kita dapat mengetahui kondisi mesin yang sebenarnya.

Data – data tersebut merupakan sumber informasi yang sangat berharga tentang kelainan atau kerusakan yang diketahui beserta spectrum getarannya. Dengan demikian kerusakan dan kelainan yang sama yang pernah terjadi akan dapat diidentifikasi dengan cepat. Selain itu data – data tersebut dapat juga

dimanfaatkan untuk mengubah spesifikasi rancangan sehingga tingkat keandalan mesin dapat dinaikkan.

Tujuan lain dari pengukuran getaran mesin adalah :

- a. Untuk mengetahui besar amplitudo getaran
- b. Untuk keperluan analisis struktur dinamik

Sinyal getaran yang terjadi pada suatu struktur sebenarnya mencirikan perilaku dinamik struktur tersebut karena respon getarannya tergantung pada perilaku dinamik dan stimulus yang bekerja pada struktur tersebut.

## **2.4 Pengukuran Getaran**

### **2.4.1 Transducer Getaran**

Transducer ini memegang peranan penting dalam kegiatan pemantauan sinyal getaran karena terletak di sisi terdepan dari suatu proses pemantauan sinyal getaran mesin. Transducer ini berfungsi untuk mengubah besaran sinyal getaran analog dalam besaran listrik dan pada umumnya berbentuk tegangan listrik.

Transducer getaran ini dibedakan menjadi 3 yaitu :

1. Sensor simpangan getaran (Displacement Transducer)
2. Sensor kecepatan getaran (Velocity Transducer)
3. Sensor percepatan getaran (Acceleration)

1. Transducer simpangan (Displacement Transducer)

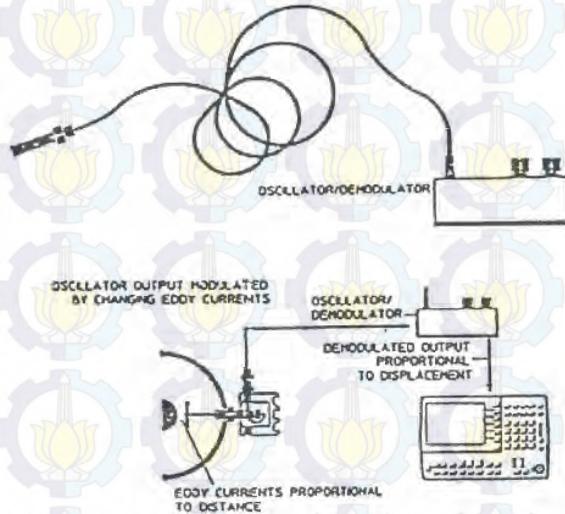
Untuk pengukuran amplitudo getaran secara mekanik dapat digunakan semacam “dial indicator” yang ujung stilusnya disentuhkan pada permukaan yang bergetar. Keterbatasan sensor jenis ini adalah :

- a. Untuk frekuensi rendah (kurang dari 10Hz)
- b. Untuk amplitudo getaran yang berbentuk sinusoidal dan amplitudonya relatif besar.

Disamping sensor mekanik, terdapat juga transducer simpangan yang bekerja secara elektrik dan tidak menyentuh permukaan getar. Sensor simpangan tak kontak (non contacting displacement transducer) ini digunakan untuk mengukur langsung gerak relatif poros.

Sensor simpangan tak kontak ini dilengkapi dengan osilator/demodulator untuk mendemodulasi sinyal diatas sehingga menghasilkan sinyal keluaran berupa tegangan listrik yang

sebanding dengan gerak relatif poros. Hal ini diperlihatkan dalam gambar 2.13. Transducer jenis ini disebut juga sebagai Probe Eddy Current atau Probe Proximity yang banyak digunakan dalam pemantauan sinyal getaran pada mesin – mesin rotasi.

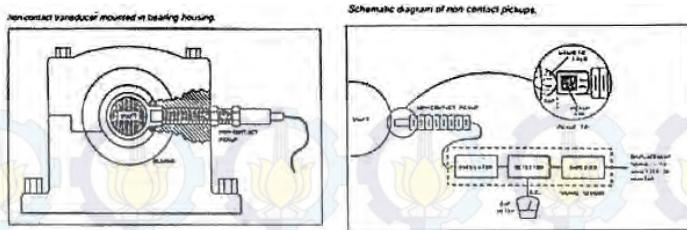


Gambar 2.13 (ref 1,hal 99) Sensor simpangan tak kontak kelengkapan dan cara pemasangan

Adapun prinsip kerja transducer jenis ini (Probe Proximity) adalah :

1. Bahan konduktor (poros) akan membangkitkan eddy current oleh karena peristiwa pemotongan medan magnet yang dibangkitkan oleh pickup coil.
2. Eddy current ini akan tertangkap oleh pickup coil dan mempengaruhi titik kerja osilator.
3. Perubahan titik osilator ini sebanding dengan jarak (gap) displacement.

Untuk skemanya dapat dilihat pada gambar 2.14



Gambar 2.14 (ref 3,hal 10) Skema pemasangan dan diagram tranducer non kontak pada rumah bearing.

- Keuntungan sensor jenis ini adalah :
  - a. Sensor simpangan tak kontak ini dilengkapi dengan pengkondisian sinyal (osilator/demodulator). Sensivitas sensor ini sekitar 200 mV/mil atau 8 mV/ $\mu\text{m}$  (1 mil = 0,001 inch ; 1  $\mu\text{m}$  = 0,001 mm) dan frekuensi responnya 0 – 600 cpm.
  - b. Tidak menyentuh permukaan getar.
  - c. Tidak ada bagian – bagian yang bergerak sehingga tidak terjadi problema keausan.
  - d. Bisa bekerja pada frekuensi 0 Hz (sinyal DC).
- Kerugian sensor jenis ini adalah :
  - a. Baik cacat permukaan poros maupun ketidak homogenan sifat kelistrikan pada poros akan menimbulkan sinyal yang salah pada sensor.
  - b. Dalam beberapa kasus pemasangan relatif susah karenanya pada mesin tersebut di beberapa tempat terpaksa dilubangi untuk penempatan sensor.
  - c. Terpengaruh oleh ketidak bundaran poros.
  - d. Terpengaruh oleh sifat konduktivitas listrik dan material.

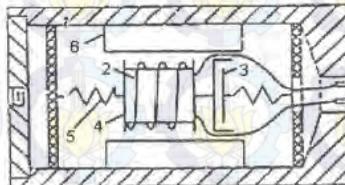
## 2. Tranducer Kecepatan

Prinsip kerja dari tranducer jenis ini berdasarkan hukum fisika dan apabila suatu konduktor digerakan dalam medan magnet maka akan timbul suatu tegangan induksi pada konduktor tersebut.

Besarnya tegangan tergantung :

- Panjang konduktor
- Kuat medan magnet
- Kecepatan pergerakan

Gambar 2.15 di bawah ini menunjukkan transducer kecepatan. Sistem tersebut terdiri dari massa yang diteliti suatu kumparan yang dihubungkan dengan pegas dan damper. Dan suatu magnet permanen yang akan memberikan medan magnet yang cukup kuat dipasang mengelilingi kumparan tersebut.



1) Pickup Case 2) Wire Coil 3) Damper  
4) Mass 5) Spring 6) Magnet

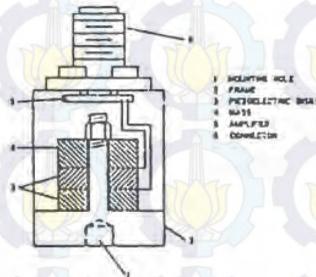
Gambar 2.15 (ref 3, hal 9) Transducer kecepatan

Beberapa hal yang perlu diperhatikan pada transducer ini adalah :

- a. Termasuk dalam kelompok transducer aktif, karena menghasilkan sinyal analog getaran dalam besaran tegangan listrik tanpa memerlukan catu daya (power supply).
- b. Ukurannya relatif besar sehingga frekuensi pribadinya rendah sekitar 8 – 10 Hz.
- c. Daerah frekuensi pengukuran dilakukan di atas frekuensi pribadinya dan pada umumnya adalah :  
 $10 \text{ Hz} < \text{Frekuensi pengukuran} < 1000 \text{ Hz}$ .
- d. Pemasangan sensor kecepatan relatif tidak kritis dan pada ujung sensor dapat dipasang batang pengukur atau pelekat magnetic.
- e. Sensor kecepatan getaran dapat dipakai tanpa conditioning amplifier karena merupakan jenis sensor aktif.
- f. Konstruksi sensor kecepatan getaran merupakan system elektromekanik sehingga bisa terjadi keausan yang mengakibatkan perubahan harga kalibrasinya.
- g. Dapat mengukur displacement dan velocity.

### 3. Transducer Accelerometer

Accelerometer adalah jenis transducer yang umum digunakan dalam pengukuran sinyal getaran. Transducer ini biasanya menggunakan efek piezoelectric karena adanya tekanan yang bekerja pada permukaannya. Karena menggunakan konsep piezoelectric maka transducer digunakan bersama dengan “charge – amplifier”. Gambar dari Accelerometer adalah seperti pada gambar 2.16



Gambar 2.16 (ref 3,hal 9) Accelerometer

Hal – hal yang perlu diperhatikan dalam pemakaian transducer ini adalah :

- a. Bentuknya kompak dan ringan sehingga frekuensi pribadinya sangat tinggi sekitar 20 KHz.
- b. Berlainan dengan sensor kecepatan, maka daerah frekuensi pengukurannya adalah dibawah frekuensi pribadinya yaitu 10 – 10000 Hz dan sensitivitasnya 1 – 3000 mV/g.
- c. Keterbatasan pemakaian accelerometer adalah pada frekuensi rendah karena sinyal keluarannya relatif kecil. Sebaliknya untuk frekuensi tinggi cenderung menghasilkan tegangan keluaran yang relatif besar.
- d. Pada umumnya accelerometer memerlukan catu daya.
- e. Dapat mengukur accelerometer dan velocity.
- f. Berlainan dengan sensor kecepatan getaran maka respon frekuensi accelerometer sangat sensitive terhadap cara pemasangannya sehingga dianjurkan untuk tidak dipegang dengan tangan.

## 2.4.2 Metode Pengambilan Data

Perlu diketahui bahwa tidak ada satupun transducer yang cocok digunakan untuk semua pemakaian, sehingga kita perlu untuk memilih mana transducer yang cocok untuk keperluan kita. Pemilihan transducer ini adalah langkah penting untuk mendapatkan data vibrasi yang benar dan akurat.

Langkah – langkah dalam pemilihan sensor getaran adalah sebagai berikut :

1. Tentukan obyek ukur yang diinginkan.

Bila obyek ukur adalah berupa celah (clearance) atau gerak relatif, maka sensor yang digunakan adalah sensor simpangan. Selain obyek ukur siatas maka perhatikan langkah berikutnya.

2. Pertimbangan Impedansi Mekanik.

Bila getaran yang terjadi tidak diteruskan ke rumah mesin dengan baik, misalnya pada kasus bantalan luncur. Bila system poros rotor lebih fleksibel daripada rumah bantalan maupun rumah mesinnya sendiri maka digunakan transducer simpangan.

3. Pertimbangan Frekuensi. (General Purpose)

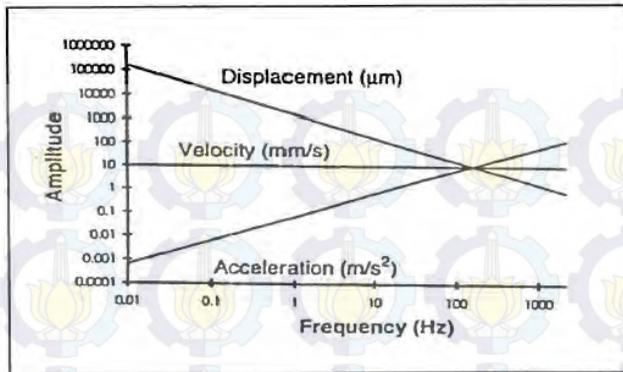
Dalam kasus ini pemilihan sensor getaran atas pertimbangan frekuensi adalah sebagai berikut :

Penggunaan Displacement : frekuensi antara 0 – 10 Hz

Velocity : frekuensi antara 10 – 100 Hz

Accelerometer : frekuensi antara 100 Hz – 20 KHz

Hal ini dapat diperlihatkan dalam gambar dibawah ini



Gambar 2.17 (ref 7,hal 8) Daerah sinyal percepatan , kecepatan dan simpangan untuk amplitudo getaran tertentu.

Sebagai contoh :

Dalam hal ini apabila pengambilan data pada frekuensi 9 Hz dilakukan dengan menggunakan sensor acceleration maka yang akan terjadi data yang tidak akurat. Oleh sebab itu untuk pengambilan data harus disesuaikan antara frekuensi dengan jenis sensornya sesuai dengan general purpose diatas agar hasil data lebih akurat dan mudah dalam pembacaan/analisa.

4. Pertimbangan pemakaian sensor kecepatan dan percepatan getaran.
  - a. Pemakaian sensor kecepatan getaran
    - Selama pengukuran sensor dipegang dengan tangan.
    - Putaran mesin relatif rendah (kurang dari 1200 rpm)
    - Obyek uji jauh lebih besar dari pada sensor kecepatan.
  - b. Pemakaian accelerometer
    - Frekuensi obyek ukur di atas 1000 Hz.
 Misalnya : kerusakan pada sudut turbin atau pada transmisi roda gigi.

- Untuk pengukuran pada lingkungan yang bersuhu relatif tinggi (sampai 120°C), sehingga sensor tidak dapat dipegang oleh tangan.
- System pengukuran terpadu yang memerlukan sensor berumur kerja lama (lebih dari dua tahun)

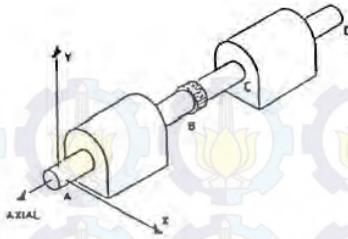
### **2.4.3 Pemasangan Sensor Getaran**

Langkah selanjutnya setelah pemilihan sensor getaran adalah pemasangan pada mesin atau struktur. Idealnya sensor dipasang secara permanen pada setiap tempat dan disambungkan dengan hard wire pada sentral komputer untuk pengambilan sampling data secara terus menerus. Tetapi jumlah tempat dan biaya untuk transducer dan instalasi tidak memungkinkan untuk melaksanakan itu. Jumlah sensor yang digunakan tergantung pada :

- a. Kritis tidaknya mesin tersebut dalam rangkaian proses produksi di instalasi tersebut. Semakin kritis mesin tersebut maka jumlah titik pemantauan getaran semakin banyak sehingga jumlah sensor getarannya menjadi banyak.
- b. Biaya untuk perawatan ataupun penggantianinya. Semakin banyak biaya untuk perawatannya berarti jumlah titik pemantauan getaran semakin banyak sehingga jumlah sensor getarannya semakin banyak.

Sensor getaran dipasang pada bagian – bagian mesin yang cukup kaku untuk menghindari efek rasional loca bagian tersebut. Misalnya sensor getaran tidak dipasang pada tutup mesin yang dibuat pada plat tipis. Pemasangan sensor getaran harus mengikuti petunjuk yang telah ditentukan oleh pabrik pembuat sensor tersebut.

Panduan pemasangan sensor secara umum diperlihatkan dalam tabel 1 (lampiran 1 , hal 74) dengan mengacu pada gambar 2.18.



Gambar 2.18 (ref 1,hal 110) Lokasi sensor getaran

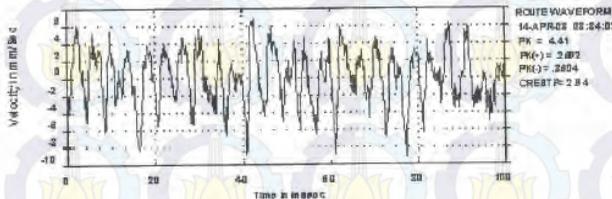
## 2.5 Sinyal Gataran

Sinyal yang diperoleh melalui transducer pada pengukuran suatu getaran mesin adalah suatu gabungan berbagai respon/tanggapan bangunan mesin terhadap bermacam – macam gaya eksitasi dari dalam mesin maupun dari luar mesin. Kunci ke arah analisis yang efektif adalah penguraian sinyal kompleks ini menjadi komponen – komponennya.

Domain waktu memberikan gambaran fenomena getaran secara fisik sedang domain frekuensi merupakan cara yang cocok untuk mengidentifikasi komponen – komponennya. Computational incorporated (CSI) mauun bekerja pada domain waktu dan domain frekuensi.

### 2.5.1 Domain Waktu

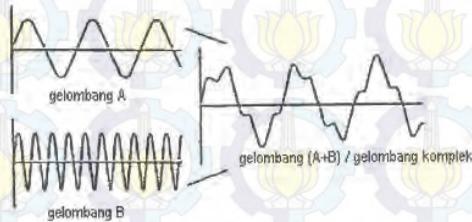
Dengan domain waktu analisis dapat mengamati perubahan simpangan suatu getaran terhadap waktu secara terinci. Gambar 2.20 merupakan tayangan dalam domain waktu.



Gambar 2.19 (ref 1,hal 2) Domain waktu

Variabel respon dipaparkan sebagai fungsi waktu, dimana respon (displacement, velocity, acceleration) dinyatakan pada sumbu vertikal dan waktu [second] pada sumbu horizontal.

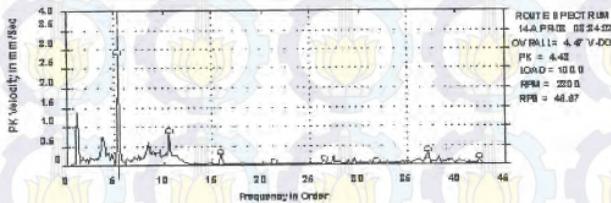
Bila getaran mengandung lebih dari satu komponen maka analisis dalam domain waktu menjadi lebih sulit. Keadaan ini ditunjukkan pada gambar 2.20 yang mewakili getaran sinus sebagai komponennya. Dengan melihat sinyal dalam domain waktu tersebut sulit untuk diturunkan masing – masing komponennya. Domain waktu memberikan gambaran yang alamiah dari fenomena getaran yang sangat berguna untuk menganalisis sinyal impuls yang dihasilkan oleh bantalan atau roda gigi yang rusak, atau sinyal dari bagan mesin yang kendor.



Gambar 2.20 (ref 1, hal 112) Kombinasi antara 2 buah getaran dalam domain waktu.

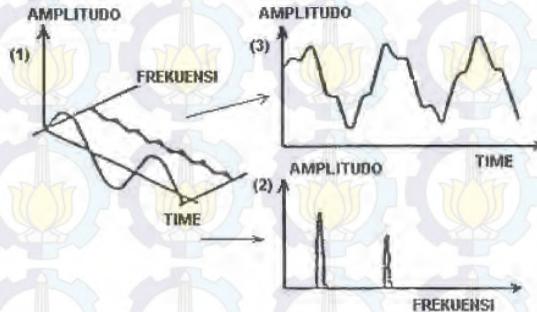
### 2.5.2 Domain Frekuensi

Sumbu vertikal pada diagram domain frekuensi menyatakan amplitude dari variabel respon, sedangkan sumbu horizontal menyatakan frekuensi [Hz, RPM]. Diagram domain frekuensi dapat pula menyatakan fasa – frekuensi.



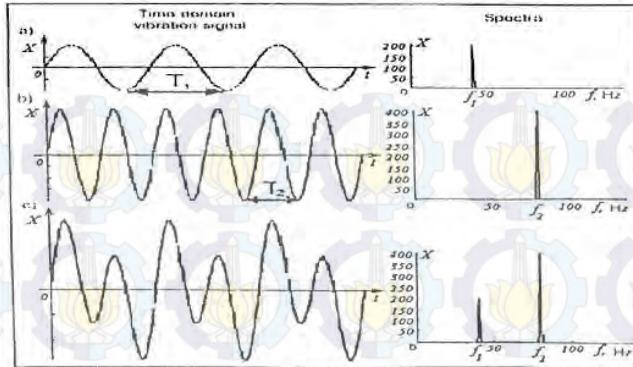
Gambar 2.21 Domain Frekuensi

Dalam praktek tidak ada sinyal getaran yang keberadaannya langsung dalam domain frekuensi. Sinyal getaran selalu terjadi dalam domain waktu tetapi untuk keperluan analisis sinyal getaran yang dalam domain waktu ini dapat dikonversikan ke dalam domain frekuensi. Ilustrasi tentang konsep data dalam domain waktu dan dalam domain frekuensi diperlihatkan dalam gambar 2.22.

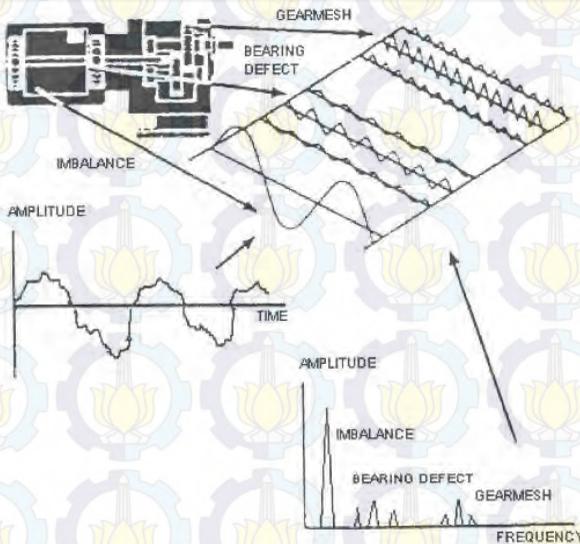


Gambar 2.22 (ref 1, hal 113) Hubungan antara data domain waktu dengan domain frekuensi

Gambar 1 memperlihatkan data dalam system koordinat 3 dimensi yang terdiri atas sumbu waktu, sumbu frekuensi dan amplitudo. Hubungan antara amplitudo dengan frekuensi ditunjukkan dalam gambar 2 sedangkan hubungan antara amplitudo dan waktu ditunjukkan dalam gambar 3. Data dalam domain waktu ternyata tersusun atas dua sinyal sinus yang frekuensinya berbeda seperti yang diperlihatkan oleh data dalam domain frekuensi. Dalam domain waktu masing – masing komponen sinyal tidak teramati langsung sedangkan domain frekuensi baik amplitudonya maupun frekuensinya dapat diketahui secara langsung. Pernyataan sinyal dalam domain frekuensi disebut spectrum sinyal.



Gambar 2.23 (ref 7,hal 11) Kombinasi antara 2 gelombang dalam domain waktu dan domain frekuensi



Gambar 2.24 (ref 1,hal 114) Getaran permesinan yang ditunjukkan dalam domain waktu dan domain frekuensi

Gambar 2.24 memberikan gambaran yang lebih nyata tentang sinyal yang diperoleh dari pengukuran yang kemudian dikonversikan ke domain frekuensi. Sumber getaran dalam contoh ini rotor tak balans, bantalan roda rusak dan “meshing” roda gigi. Supaya mudah, banyak hal – hal yang disederhanakan dalam

contoh ini. Rotor tak balans menimbulkan getaran dengan frekuensi satu putaran. Bila dianggap bahwa pada jalur cincin luar bantalan mempunyai satu cacat, maka akan terjadi getaran impuls setiap kali melewati bola cacat. Anggap getarannya berupa sinus. Dua gelombang sinus di kedua sisi adalah side band yang terjadi karena modulasi antara rotor tak balans dan getaran bantalan rusak. Frekuensi side band ini adalah satu kecepatan putar di atas dan di bawah frekuensi bantalan rusak. Frekuensi meshing roda gigi merupakan perkalian kecepatan putar pinion dengan jumlah gigi pinion, side band di sekitar frekuensi meshing ditimbulkan oleh eksentrisitas roda gigi.

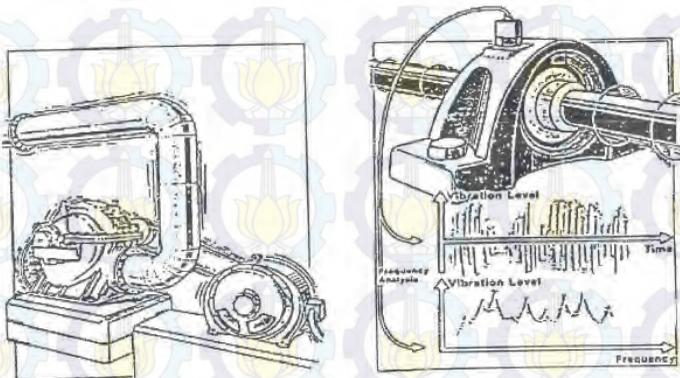
## 2.6 Analisis Data Domain Frekuensi

### 2.6.1 Konsep Analisis Data Domain Frekuensi

Analisis data domain frekuensi dilakukan umumnya untuk kegiatan berikut :

- Untuk memeriksa apakah amplitudo suatu frekuensi domain masih dalam batas yang diijinkan oleh standar.
- Untuk memeriksa apakah amplitudo untuk rentang frekuensi tertentu masih berada dalam batas yang diijinkan oleh standar.
- Untuk keperluan diagnosis.

Hal ini diperlihatkan dalam gambar 2.25



Gambar 2.25 (ref 2,hal 63) Getaran permesinan dan dinyal getaran

Keterangan gambar :

a. Gambar bagian kiri.

Getaran yang terjadi pada sistem pipa diakibatkan oleh getaran yang berasal dari getaran blower. Dalam kasus ini salah satu frekuensi getaran blower sama dengan frekuensi pribadi pipa sehingga terjadi kasus resonansi. Untuk diagnosis yang lebih akurat maka sinyal getaran pada pipa maupun yang pada blower perlu dianalisis dalam domain frekuensi.

b. Gambar bagian kanan

Pemantauan sinyal getaran pada rumah bantalan. Untuk mengetahui apakah getaran yang terukur berasal dari elemen rotasi maka sinyal tersebut dianalisis dalam domain frekuensi. Data frekuensi domain selanjutnya diperiksa apakah tergantung pada frekuensi putaran elemen rotasi.

Dalam praktek analisis data domain frekuensi tidak semudah dalam ilustrasi di atas. Analisis data domain frekuensi untuk keperluan diagnosis ditunjukkan antara lain untuk :

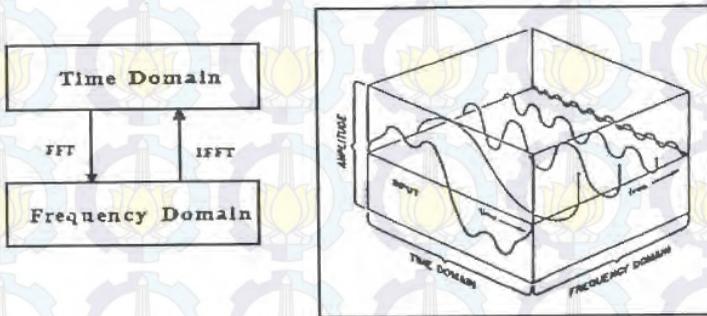
- a. Prakiraan sumber – sumber eksitasi getaran yang terjadi pada suatu mesin.
- b. Pemilihan antara getaran karena eksitasi oleh cacat pada elemen rotasi atau karena kasus resonansi.
- c. Strategi untuk mengatasi problema getaran di lapangan.

Dalam analisis data domain frekuensi perlu diperhatikan hal berikut :

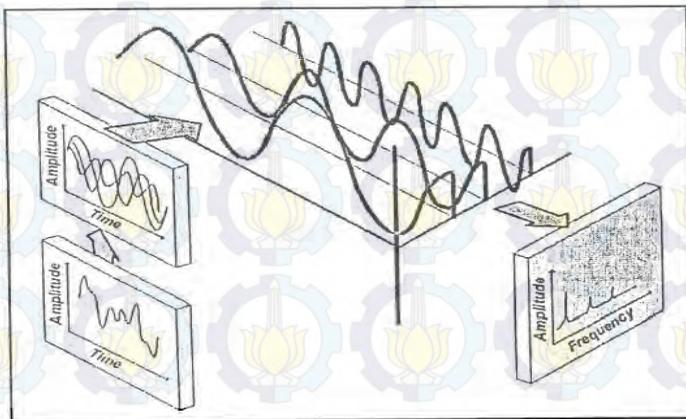
- a. Data domain frekuensi berasal dari hasil konversi data dalam domain waktu, sehingga perlu diperiksa terlebih dahulu keabsahan data domain waktunya.
- b. Data domain waktunya tidak mengandung sinyal yang mengalami overload maupun terpotong karena sinyal tersebut jauh lebih besar dari range pengukuran.
- c. Bila analisis domain frekuensi ini adalah bersifat off – line maka data domain waktu sebaiknya :
  - Berupa rekaman data analog.Misalnya data yang direkam menggunakan perekam analog.

- Bila data domain waktu berupa data digital maka analisis domain frekuensinya menggunakan rentang frekuensi yang disesuaikan dengan frekuensi pencuplikan yang digunakan pada waktu perekaman data digital tersebut.

Secara konseptual analisis data domain frekuensi dilakukan mengkonversikan data domain waktu ke dalam domain frekuensi. Dalam praktek proses konversi ini digunakan melakukan proses transformasi Fourier cepat (FFT = Fast Fourier Transform) yang dewasa ini merupakan kemampuan standar pada DSA. Hal ini diperlihatkan pada gambar 2.26



Gambar 2.26 (ref 2,hal 66) Hubungan data domain waktu dengan domain frekuensi.



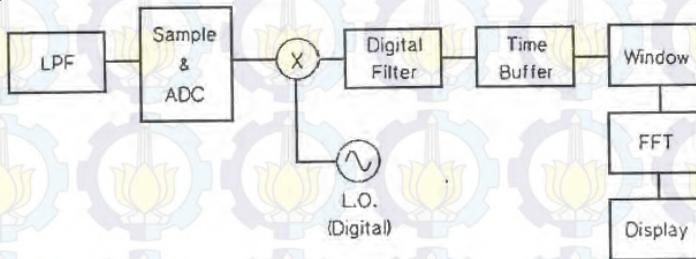
Gambar 2.27 (ref 7,hal 16) Fast Fourier Transform

Data domain waktu merupakan respon total sinyal getaran sehingga karakteristik masing – masing komponen sinyal getarannya tidak terlihat jelas. Dengan bantuan konsep deret Fourier maka sinyal getaran ini dapat dipilah – pilah menjadi komponen dalam bentuk sinyal sinus yang frekuensinya adalah frekuensi – frekuensi dasar dan harmonik – harmoniknya. Proses konversi ini menggunakan algoritma perhitungan yang disebut sebagai Transformasi Forier cepat atau Fast Fourier Transform dan disingkat dengan TFF serta diimplementasikan pada semua DSA.

Keuntungan menggunakan DSA dalam analisis data domain frekuensi adalah :

- Fleksibilitas yang tinggi dalam pengolahan datanya.
- Waktu konversi data yang relatif cepat (order mili-sekon)

Blok diagram DSA yang berupa instrumen diperlihatkan dalam gambar 2.28



Gambar 2.28 (ref 2, hal 67) Diagram blok DSA

Secara konseptual prinsip kerja DSA adalah sebagai berikut :

- a. Anti Aliasing Filter  
 Pada tahap ini sinyal analog dimasukkan dalam LPF (Low Pass Filter) dengan tujuan untuk mencegah terjadinya kesalahan aliasing atau pelipatan frekuensi.
- b. Konversi Sinyal Analog Menjadi Digital  
 Pada tahap ini dilakukan pencuplikan sinyal analog dan konversi menjadi data digital yang diskrit. ADC adalah Analog to Digital Converter. Problema kritis dalam tahap ini adalah besar frekuensi pencuplikan agar tidak terjadi kesalahan asliasing.

- c. Penyimpanan Data Digital Domain Waktu dalam Time Buffer Memory.
- d. Koreksi Data Digital dengan Fungsi Jendela.  
Proses window ini dimaksudkan untuk mencegah semaksimal mungkin terjadinya kebocoran spectrum karena hal ini akan mempengaruhi ketelitian frekuensi dan amplitudonya.
- e. Konversi Data Domain Waktu ke Domain Frekuensi  
Pengolahan data ini menggunakan algoritma FFT.
- f. Pengolahan Data Lanjut dan Penanganannya.  
Pengolahan data lanjut diantaranya :
  - Auto Power Spectrum
  - Fungsi Respon Frekuensi
  - Peta Spectrum Frekuensi
  - Order Tracking

### **2.6.2 Analisis Getaran Dalam Domain Frekuensi**

Analisis data domain frekuensi untuk keperluan diagnosis dalam kegiatan perawatan prediktif berdasarkan data hasil pengukuran sinyal getaran dalam domain waktu. Karenanya kualitas dan keandalan data domain waktu ini harus diperiksa terlebih dahulu sebelum melaksanakan analisis dan memeriksa ciri data domain frekuensi.

Secara konseptual aktifitas perawatan prediktif dapat dikelompokkan sebagai berikut :

- a. Koleksi data kondisi operasi mesin yang dalam hal ini berupa hasil pengukuran sinyal getaran.  
Data tersebut dapat berupa :
  - Data hasil pengukuran secara periodik (misal : 1 x sehari)
  - Data hasil pengukuran secara terus menerus dalam kasus on-line atau permanent monitoring.
- b. Analisis data hasil pengukuran baik terhadap data domain waktu maupun terhadap data domain frekuensi.  
Kegiatan ini mencakup :
  - Pemeriksaan atas level amplitude getaran.
  - Pemeriksaan atas frekuensi dominan (amplitude puncak atau frekuensi yang amplitudanya besar).

- Pemeriksaan ciri data getaran baik dalam domain waktu maupun domain frekuensi.
  - Pemeriksaan frekuensi eksitasi aktif (tergantung pada putaran elemen rotasi atau parameter operasi mesin) maupun frekuensi eksitasi pasif (kasus resonansi).
  - Membandingkan data hasil pengukuran dengan data acuan (referensi).
  - Membandingkan frekuensi hasil pengukuran dan harmoniknya dengan frekuensi kaji teoritiknya.
- c. Prediksi, diagnosis dan kecenderungan frekuensi dominan. Hasil analisis diatas merupakan diagnosis terhadap kondisi operasi, ketidaksempurnaan perakitan maupun adanya cacat pada elemen rotasi. Pengambilan data secara berkala serta analisisnya memungkinkan untuk mengetahui kecenderungan frekuensi dominan yang dipantau tersebut. Bila diketahui level maksimum sinyal getaran yang diijinkan maka dapat diprediksi saat amplitude frekuensi dominan sama dengan batas maksimum tersebut.

Berdasarkan informasi diatas maka dapat direncanakan prosedur perbaikan dan penyiapan suku cadang yang lebih baik.

## **2.7 Pompa**

Sebuah pompa merupakan pesawat angkut yang betujuan antara lain memindahkan zat cair. Zat cair hanya mengalir bila terdapat perbedaan tekanan tertentu. Jadi pompa itulah yang harus membangkitkan perbedaan tertentu.

### **2.7.1 Pompa Sentrifugal**

Pompa sentrifugal merupakan pompa non positive displacement yang menggunakan gaya sentrifugal untuk menghasilkan head guna memindahkan zat cair. Suatu pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu impeller atau lebih yang dilengkapi dengan sudu – sudu, yang dipasangkan pada poros yang berputar dan diselubungi/ditutupi sebuah rumah (casing). Fluida memasuki impeller secara aksial di dekat poros dan memiliki energi (baik energi kinetik maupun energi potensial) yang diberikan oleh sudu – sudu. Begitu fluida meninggalkan impeller pada kecepatan yang relatif tinggi, fluida

itu dikumpulkan didalam volut yang mentransformasikan energi kinetik menjadi tekanan. Ini tentu saja diikuti oleh pengurangan kecepatan. Setelah itu fluida keluar dari pompa. Volume fluida secara praktis adalah tetap saat melewati pompa.

Pompa sentrifugal pada dasarnya adalah salah satu jenis pompa yang berkecepatan tinggi (dibandingkan dengan pompa jenis torak, rotary, atau gear). Perkembangan akhir – akhir ini, pada turbin uap, motor – motor listrik, dan desain – desain sistem gigi berkecepatan tinggi telah memperbesar pemakaian dan penggunaan pompa sentrifugal. Karena kecepatannya yang tinggi, unit – unit ini biasanya relatif kecil untuk memiliki kapasitas dan head yang sama. Hal ini selanjutnya akan mengurangi ruangan yang dibutuhkan, bobot, serta harga awal.

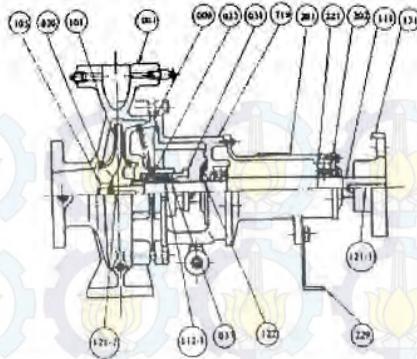
Jenis – jenis aliran yang terjadi pada pompa sentrifugal :

1. Aliran Laminar

Adalah bila kecepatan fluida yang mengalir melalui pipa rendah, maka gerakannya (alirannya) akan konstan (steady), baik besarnya maupun arahnya pada sembarang titik.

2. Aliran Turbulen

Adalah bila kecepatan fluida tinggi, aliran tidak lagi steady, namun bervariasi baik pada besarnya maupun arahnya pada sembarang titik.



No.	Nama bagian	No.	Nama bagian	No.	Nama bagian
011	Rumah	101	Impeler	201	Rumah bantalan
009	Tutup rumah	105	Mur impeler	202	Tutup bantalan
020	Cincin penyekat	111	Poros	221	Bantalan bola
023	Cincin perapat	112-1	Selubung	229	Penopang
031	Penekan paking	121-1	Pasak	719	Penyangga
033	Paking	121-2	Pasak		
		122	Cincin pelempar		
		131	Kupling		

Gambar 2.29 (ref 8,hal 34) Pompa Sentrifugal

Secara garis besar,pompa sentrifugal yang terdiri dari dua bagian yaitu :

- a. Impeller yaitu elemen yang berputar yang memberikan energi ke zat cair dengan gerakan berputar.
- b. Casing atau kerangka impeller yang di desain untuk mengalirkan zat cair ke impeller dan mengeluarkannya.

Ketika impeller berputar,zat cair meninggalkan impeller dengan tekanan dan kecepatan yang lebih tinggi daripada ketika masuk.Jadi impeller yang terdapat didalam casing bertujuan untuk :

- Mengatur aliran fluida dari impeller
- Mengubah energi kecepatan menjadi energi tekanan.

### 2.7.2 Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)

Low Pressure Boiler Feed Pump atau Pompa Pengisi Boiler/Ketel adalah suatu tipe pompa sentrifugal single stage,yang digunakan untuk memompakan fluida bertekanan rendah menuju ke ketel HRSG.Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP) merupakan aplikasi dari penggunaan pompa sentrifugal berukuran besar pada industri pembangkitan uap.

Pada Pembangkitan Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) UP.Gresik,Boiler Feed Pump terbagi menjadi dua,yaitu :

1. Low Pressure Boiler Feed Pump
2. High Pressure Boiler Feed Pump

Low Pressure Boiler Feed Pump yang terdapat pada PLTGU UP.Gresik berjumlah 4 pompa dimana terdapat 3 pompa yang bekerja dan 1 pompa dalam kondisi standby dalam setiap satu block.



Gambar 2.30 *Low Pressure Boiler Feed Pump*

### **2.7.3 Bearing**

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros,supaya putaran atau gesekan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman,juga untuk memperkecil kerugian daya yang diakibatkan oleh gesekan.Bearing harus kuat dan kokoh untuk menahan gaya yang terjadi pada poros.Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat berfungsi dengan sebagaimana semestinya.

### **2.7.4 Klasifikasi Bearing**

Secara garis besar,bearing dapat diklasifikasikan menjadi dua yaitu berdasarkan konstruksi dan mekanisme mengatasi gesekan,antara lain journal bearing (bantalan luncur) dan roller bearing (bantalan gelinding).

- Bantalan luncur yang sering disebut journal bearing menggunakan mekanisme sliding, pada bearing ini terjadi gesekan antara gesekan luncur antara poros dan bearing, karena permukaan poros yang berputar bersentuhan langsung dengan bearing yang diam. Lapisan minyak pelumas sangat diperlukan untuk memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut.



Gambar 2.31 Journal bearing

- Bantalan gelinding menggunakan elemen rolling untuk mengatasi gesekan antara dua komponen yang bergerak. Diantara kedua permukaan ditempatkan elemen gelinding seperti misalnya bola, rol dan jarum. Kontak gelinding terjadi antara elemen ini dengan komponen lain yang berarti pada permukaan kontak tidak ada gerakan relatif.



Gambar 2.32 rolling bearing

## 2.8 Sumber Getaran Pada Operasi Pompa

Sumber Getaran pada operasi pompa dapat dibedakan menjadi dua kategori yaitu : Hydraulic dan Mechanical  
Hydraulic Vibration Sources antara lain :

- Cavitation
- Recirculation
- Hydraulic imbalance
- Interaction with volute/diffuser

Mechanical Vibration Sources antara lain :

- Misalignment
- Imbalance impeller
- Impeller instability
- Bent shaft
- Pipe stresses

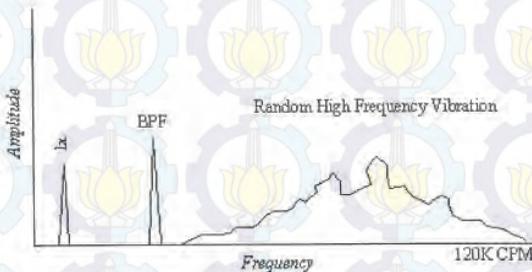
### 2.8.1 Cavitation

Bila tekanan pada sembarang titik di dalam pompa turun menjadi lebih rendah dari tekanan uap pada temperatur cairnya, cairan itu akan menguap dan membentuk suatu rongga uap. Gelembung – gelembung akan mengalir bersama – sama dengan aliran sampai pada daerah yang mempunyai tekanan yang lebih tinggi dicapai dimana gelembung – gelembung itu akan mengecil lagi secara tiba – tiba (implode pecah ke arah dalam)

yang akan mengakibatkan suatu shock yang besar pada dinding yang didekatnya. Fenomena ini disebut dengan kavitasi.

Masuknya cairan secara tiba – tiba ke dalam ruangan yang terjadi akibat pengecilan gelembung – gelembung uap tadi akan menyebabkan kerusakan – kerusakan mekanis, yang kadang – kadang dapat menyebabkan terjadinya lubang – lubang yang dapat disebut dengan erosi. Reaksi kimia antara gas – gas dan logam juga dapat terjadi, dan akan menyebabkan korosi dan penambahan kerusakan pada logam. Sifat – sifat lain yang tidak diingini adalah suara – suara yang terjadi akibat kavitasi, yang bervariasi untuk masing – masing unit yang dapat bersifat gelotak – gelotak sampai berupa bunyi ketukan yang akan mengakibatkan getaran yang kuat pada unit – unit itu.

Kavitasi terutama akan terjadi pada bagian sisi masuk sudu impeller, baik pada sudu – sudu maupun pada dinding – dinding samping. Erosi dan keausan yang disebabkan oleh kavitasi tidak akan terjadi pada titik – titik yang mempunyai tekanan rendah dimana kantong – kantong udara dibentuk, tetapi akan terjadi lebih dahulu pada mana terjadi pengecilan gelembung.



Gambar 2.33 (ref 6, hal 31) Typical spectrum dari kavitasi

Kavitasi akan menghasilkan acak (random), energi frekuensi broadband yang tinggi yang terkadang superimposed dengan blade pass frekuensi. Kavitasi dapat merusak bagian dalam pompa (mengikis impeller) apabila tidak segera diperbaiki.

### 2.8.2 Recirculating

Jika pompa mempunyai tekanan suction terlalu tinggi, hal ini akan menyebabkan tertariknya fluida yang keluar kembali pada pompa. Tekanan isap yang tinggi selalu berhubungan dengan

berkurangnya laju aliran/kapasitas ini adalah akibat terbesar dari recirculating.

Aliran fluida balik dapat sampai menyebabkan kerusakan pada seals, kebocoran, dan menyebabkan celah impeller terlalu besar. Recirculating dapat dideteksi dengan menggunakan pressure pulsations pada pipa hisap dan pipa discharge. Recirculating dapat dikurangi dengan menaikkan output pompa atau dengan membuat bypass pada pompa.

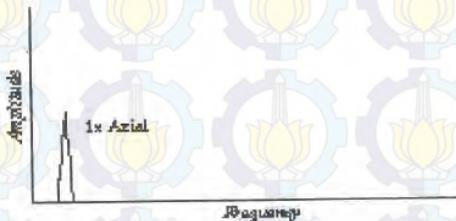
Recirculating dapat ditunjukkan dengan getaran pada  $1 \times \text{RPM}$  dengan subharmonic antara 5% sampai 35% dari frekuensi operasi.

### 2.8.3 Hydraulic Imbalance

Hydraulic imbalance adalah sesuatu yang menggambarkan adanya pengaruh fluida. Oleh sebab itulah tidak mungkin perbaikan dengan prosedur balancing dilakukan pada hydraulic imbalance.

Hydraulic imbalance terjadi karena desain yang jelek pada pipa hisap, seperti terlalu dekat jarak antara elbow dengan lubang masuk pada pompa.

Jika sebuah elbow terlalu dekat dengan lubang hisap pompa maka aliran tidak mempunyai waktu untuk kembali laminar setelah meninggalkan elbow, kemudian masuk pada rumah impeller dan menghasilkan getaran tinggi  $1 \times \text{RPM}$  pada arah aksial. Hydraulic imbalance juga dapat terjadi jika impeller itu sendiri tak simetris.

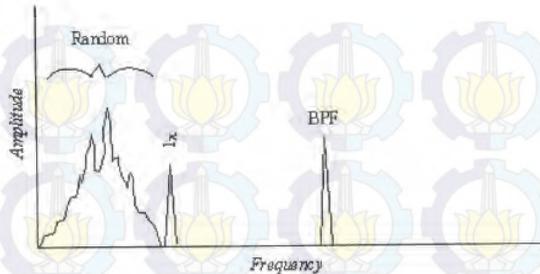


Gambar 2.34 (ref 5, hal 54) Typical spectrum dari hydraulic imbalance

### 2.8.4 Interaction with Volute/Diffuser

Fluida yang dipompa pasti akan berpapasan dengan diffusion vanes atau volute eye (dinding pembagi antara volute

dan discharge casing), dengan sudut yang tepat maka akan dapat meminimalkan turbulence.

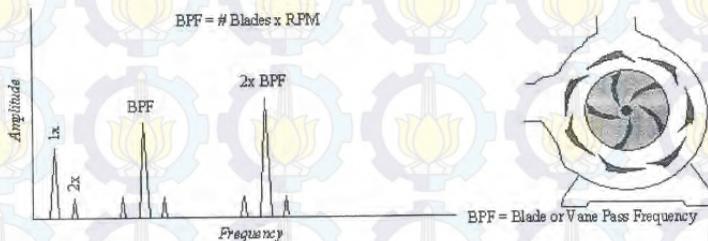


Gambar 2.35 (ref 6,hal 31) Typical spectrum dari flow turbulence

Jika pompa tidak beroperasi pada kapasitas yang sesuai, kemudian fluida berinteraksi dengan diffusion vanes atau volute eye pada sudut yang tidak tepat, akan menimbulkan turbulence dan getaran tinggi arah aksial pada subsynchronous frekuencies.

Terlalu lebarnya celah antara impeller dengan casing menimbulkan level getaran tinggi dan random getaran dimana selalu terjadi pada saat operasi dilakukan dibawah frekuensi operasi pompa.

Acoustic resonance didalam system perpipaan dapat terjadi dari denyutan tekanan dari akibat interaksi antara impeller dengan volute/diffuser. Frekuensi ini dinamakan blade pass frekuensi.



Gambar 2.36 ( ref 6,hal 31) Blade Pass Frekuensi

Blade pass frekuensi (BPF) = jumlah blade (vane) \* RPM. Frekuensi ini menyatu pada pompa, fans dan compressor

dan biasanya tidak memberikan masalah. BPF tinggi dapat terjadi apabila impeller ring berhenti pada shaft atau terjadi kerusakan pada pengelasan diffuser. BPF tinggi juga bisa diakibatkan oleh bengkokan pipa yang terlalu besar, aliran fluida yang terganggu, atau rotor pompa dalam posisi miring dengan rumahnya.

### 2.8.5 Misalignment

Misalignment yang terjadi antara poros pompa dengan poros penggeraknya dapat menimbulkan getaran. Pada umumnya masalah coupling misalignment dapat dilihat dengan adanya getaran tinggi  $2 \times \text{RPM}$  pada arah axial atau radial, sesuai dengan type misalignment. Misalignment sudut didominasi pada arah aksial sedangkan misalignment parallel terjadi pada arah radial. Kombinasi antara misalignment sudut dan misalignment parallel ditunjukkan dengan arah radial dan aksial.



Gambar 2.37 (ref 6, hal 27) Misalignment parallel

### 2.8.6 Imbalance Impeller

Imbalance pada impeller menimbulkan ciri khusus yaitu getaran yang tinggi  $1 \times \text{RPM}$  pada arah radial. Imbalance dapat menimbulkan turbulence dan cavitation, permulaan kerusakan bearing yang menyebabkan kebocoran pada seals pompa.



Gambar 2.38 (ref 6, hal 27) Unbalance

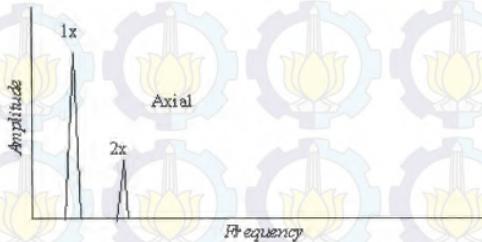
### 2.8.7 Impeller Instability

Terlalu dekatnya jarak antara impeller dengan wear rings atau guaide bearings akan cenderung menaikkan frekuensi kritis dari system. Jika celah tersebut naik melebihi batas angka toleransi standard, maka frekuensi kritis dari impeller dan shaft akan menurunkan frekuensi operasi pompa dan system menjadi tidak stabil.

### 2.8.8 Bent Shaft

Jika bent shaft terjadi, maka celah antara impeller dengan rumah pompa akan tidak sama besar. Hal ini akan menimbulkan denyutan tekanan pada frekuensi rotasi didalam pipa discharge, sehingga hasilnya tekanan head akan menurun dan dapat menimbulkan recirculating.

Bent shaft akan menimbulkan dominan getaran tinggi  $1 \times \text{RPM}$  pada arah aksial jika bengkok didekat pusat shaft, jika  $2 \times \text{RPM}$  bengkok dekat coupling. Bent shaft terjadi dari misalignment, pipe stress, atau konstruksi yang jelek.



Gambar 2.39 (ref 6, hal 27) Bent Shaft

### 2.8.9 Pipe Stress

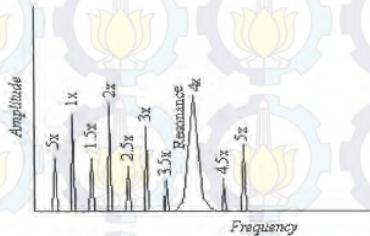
Pipa suction dan pipa hisap harus dapat disuport dengan baik untuk menghindari tegangan yang keluar dari rumah pompa. Jika pipe stress terlalu berlebihan, khususnya jika pompa mengalami loose atau mempunyai soft foot akan dapat menimbulkan misalignment antara pompa dengan motor penggerak.

## 2.9 Aspek Structural Yang Mempengaruhi Vibrasi

Beberapa aspek structural yang dapat mempengaruhi vibrasi pada pompa centrifugal diantaranya :

### 2.9.1 Anti Friction Bearing

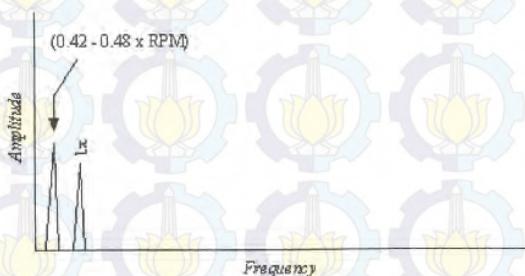
Kesalahan dalam pemasangan bearing dapat menyebabkan vibrasi yang berlebihan. Hal tersebut dapat menjadi sangat serius dan terjadi dalam waktu yang pendek jika disebabkan poros bersentuhan dengan bearing.



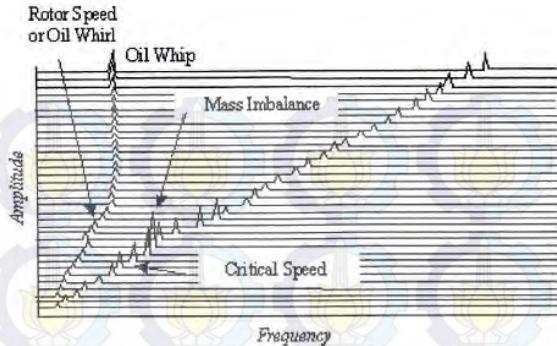
Gambar 2.40 (rev 6, hal 28) Spectrum rotor rub

### 2.9.2 Sleeve Bearings

Salah satu masalah yang sering ditemui pada pressure-fed sleeve bearings adalah kemungkinan masalah kestabilan cairan pada poros didalam bearing, yang biasanya dinamakan oil whirl atau oil whip.



Gambar 2.41 (rev 6, hal 28) Oil whirl

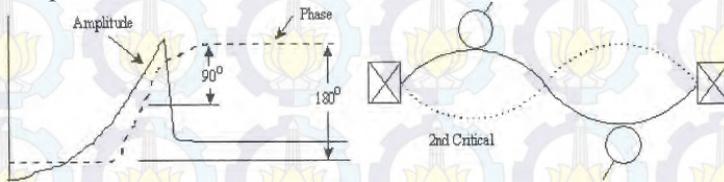


Gambar 2.42 (rev 6, hal 29) Oil Whip

### 2.9.3 Resonance

Resonance terjadi saat tekanan frekuensi berdekatan dengan system frekuensi pribadi, dan dapat menyebabkan kenaikan amplitude yang tinggi yang mana dapat mengakibatkan masalah besar. Suatu frekuensi mungkin diidentifikasi sebagai sebuah frekuensi pribadi pada rotor tetapi sering kali berasal dari support frame, foundation, gearbox atau dari drive belt.

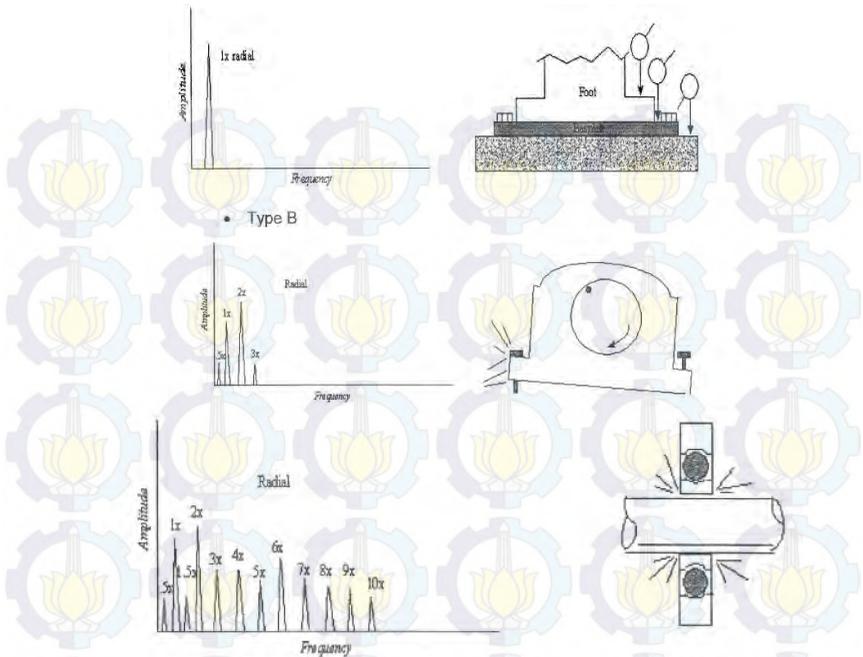
Jika sebuah rotor pada atau dekat resonansi, itu hampir tidak mungkin seimbang antara dua phase besar ( $90^\circ$  pada resonansi, dekat  $180^\circ$  sampai selesai). Ciri dari frekuensi pribadi adalah frekuensi pribadi tidak berubah dengan perubahan kecepatan.



Gambar 2.43 (rev 5, hal 27) Resonance

### 2.9.4 Looseness

Looseness mempunyai frekuensi harmonik  $1 \times \text{RPM}$  ( $2 \times \text{RPM}$  atau  $3 \times \text{RPM}$  frekuensi atau mungkin lebih besar dari  $1 \times \text{RPM}$ ). Looseness murni kebanyakan mempunyai frekuensi order ganjil ( $3 \times \text{RPM}$ ,  $5 \times \text{RPM}$ , dan seterusnya).

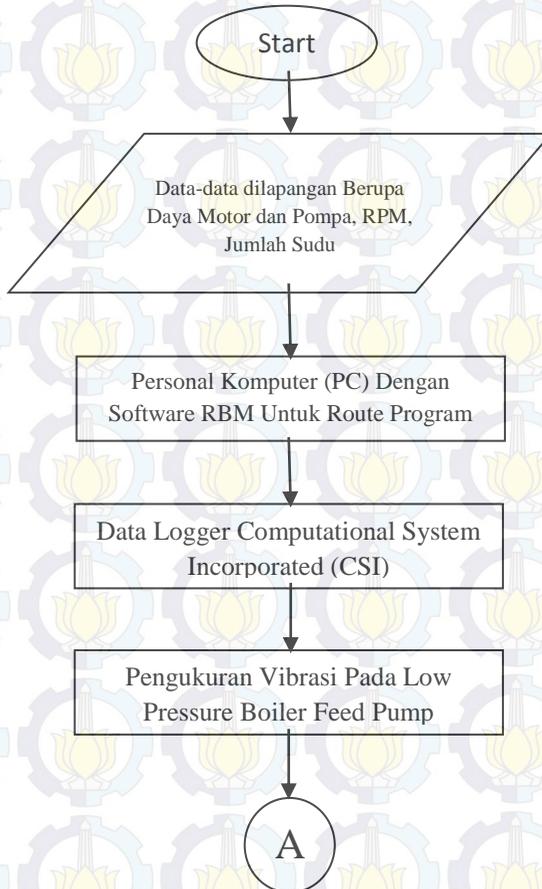


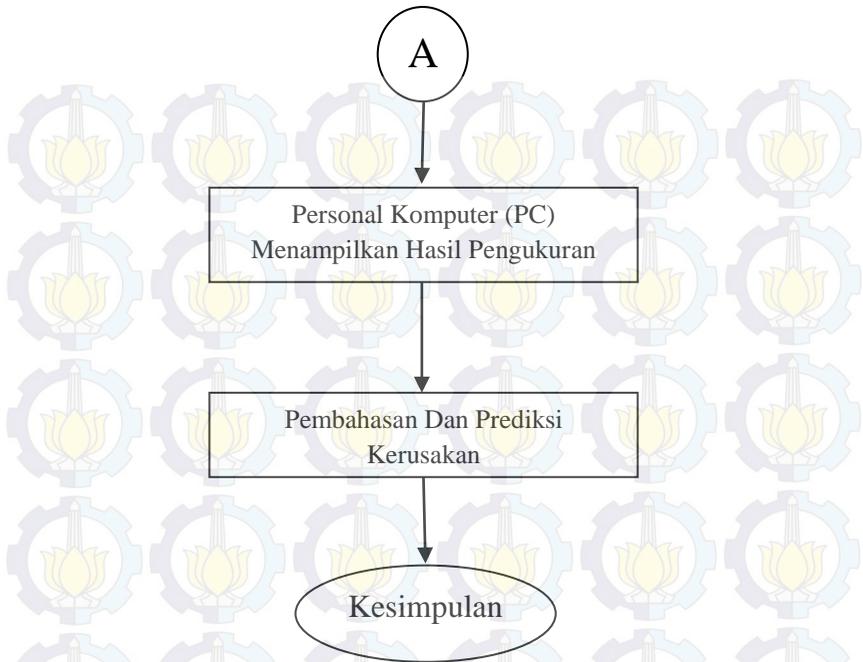
Gambar 2.44 (ref.6,hal.5-28) Mechanical Looseness

# BAB III

## METODOLOGI

### 3.1 Metodologi Pengujian





Gambar 3.1 Diagram alir untuk memecahkan permasalahan

## **3.2 Peralatan Ukur Vibrasi**

### **3.2.1 Computational System Incorporated (CSI)**

Pada pengukuran vibrasi ini alat ukur yang digunakan adalah Computational System Incorporated (CSI) 2130. Dimana alat ini mempunyai kemampuan mengkonversikan dari domain waktu ke domain frekuensi yang nantinya dapat digunakan untuk menganalisa kerusakan yang terjadi pada mesin dan komputer yang dilengkapi dengan software RBM.

Adapun ciri model CSI 2130 ini adalah mempunyai keistimewaan antara lain :

- a. Pengumpulan data lebih cepat.
- b. Karena alat vibrasi ini menggunakan software RBM maka pengukuran dapat dilakukan pada kecepatan rendah dengan Slow Speed Teknologi (SST).
- c. Lebih fleksibel

Alat ukur vibrasi ini berukuran 28cm x 20cm sehingga mudah dibawa kemana – mana.



Gambar 3.2 Computational System Incorporated (CSI)2130

### **3.2.2 Tranducer**

Pada pengukuran vibrasi yang dilakukan menggunakan sensor (tranducer) Magnetic Holder. Tranducer ini dapat digunakan untuk mengukur accelerator dan velocity, berbentuk

kecil dan sederhana pemasangannya, dan cocok untuk frekuensi tinggi.



Gambar 3.3 Magnetic Holder

### 3.2.3 Tacho Meter

Pada pengukuran vibrasi, alat ini digunakan untuk mengukur RPM dari rotor. Cara penggunaannya cukup dengan mengarahkan sensor ke arah rotor yang berputar.

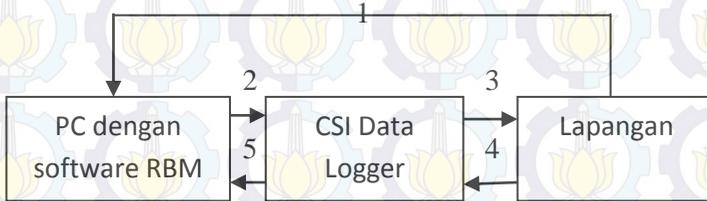


Gambar 3.4 Tacho Meter

### 3.3 Obyek Pengukuran Vibrasi

Untuk melakukan suatu pengujian terhadap suatu mesin, kita harus mengerti langkah – langkah yang harus kita lakukan. Baik

itu langkah dalam menentukan prosedur pengukuran untuk memperoleh data mulai lapangan sampai menganalisa ataupun cara dan letak pengukurannya. Adapun urutan untuk memperoleh data dapat dilihat pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Urutan pengukuran vibrasi untuk memperoleh data.

Keterangan :

1. PC adalah personal komputer yang berfungsi untuk menganalisa dan mengolah data yang dilengkapi dengan software RBM. Mesin yang akan diukur vibrasinya harus diperoleh data selengkap – lengkapnya untuk dimasukkan ke dalam PC.
2. Dari PC, data tersebut dimasukkan (upload) ke alat ukur CSI (data logger) agar dalam pengukuran bisa lebih mudah dan cepat.
3. Sesudah itu dilakukan pengukuran vibrasi di lapangan.
4. Hasil dari pengukuran di lapangan ini dimasukkan ke dalam data logger untuk dianalisa lebih lanjut.
5. Setelah data masuk dalam data logger, maka data dari hasil pengukuran tersebut dimasukkan ke dalam PC. Di dalam PC ini kita dapat menganalisa kerusakan apa yang terjadi pada mesin tersebut dengan melihat karakteristik spektrumnya.

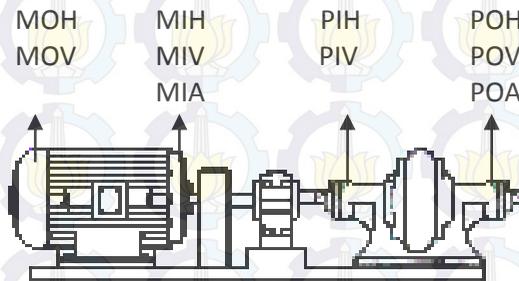
### 3.4 Pemasangan Sensor Getaran

Setelah kita mengetahui urutan pengujian dan memperoleh data maka langkah selanjutnya dilakukan pengukuran pada bagian yang akan diukur/diuji. Dalam hal ini bagian yang akan diuji adalah Boiler Feed Pump.

Untuk pemasangan sensor perlu diperhatikan pada bagian – bagian mesin yang cukup kaku untuk menghindari efek

resonansi local bagian tersebut.Pemasangan sensor getaran (magnetic holder) dapat dilihat pada gambar 2.16 (hal 24).

Dengan jenis pompa medium dengan menggunakan sensor kecepatan maka didapatkan lokasi arah radial (horizontal dan vertical) titik A dan B.Karena titik A tidak memungkinkan maka titik A diletakkan pada posisi sebagaimana pada gambar 3.6.Penambahan titik pengukuran pada arah aksial dimaksudkan untuk mengetahui getaran yang ditimbulkan oleh kopling yang menghubungkan pompa dengan motor.



Gambar 3.6 Set up titik pengukuran

Keterangan :

POV : Pompa Outboard Vertikal

POH : Pompa Outboard Horizontal

POA : Pompa Outboard Aksial

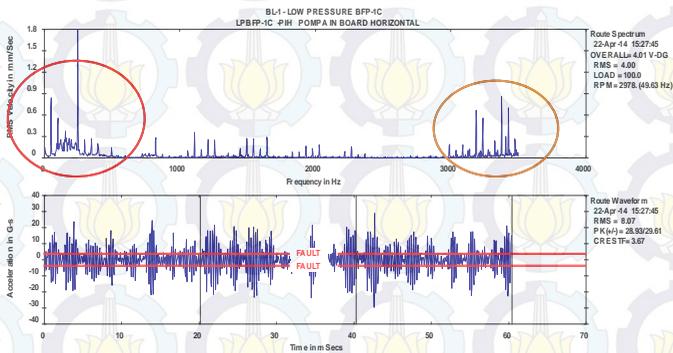
PIV : Pompa Inboard Vertikal

PIH : Pompa Inboard Horizontal

## BAB IV ANALISA DATA

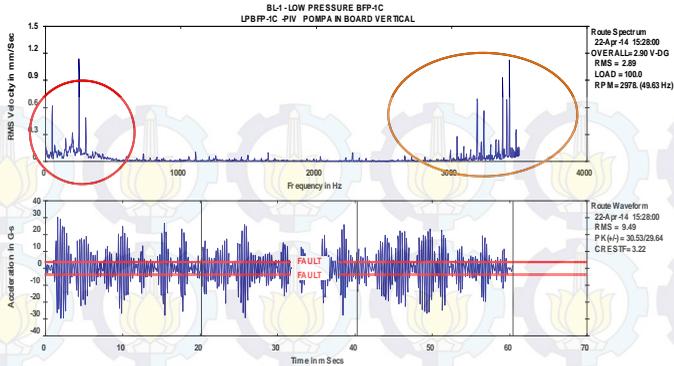
### 4.1 Analisa Vibrasi

Pengambilan data vibrasi digunakan untuk memonitoring kondisi suatu mesin atau peralatan guna mengetahui apakah keadaan mesin itu masih layak untuk digunakan atau mesin itu harus diperbaiki ataupun diganti. Berikut adalah hasil predictive maintenance dengan mengambil data aktual vibrasi dari *Bearing Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* di PLTGU UP Gresik Blok 1C.



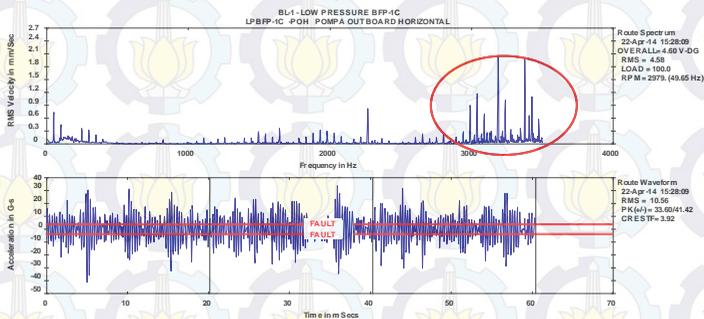
Gambar 4.1 Hasil pengukuran sebelum perbaikan di titik PIH

- Merah = Amplitudo tinggi di frekuensi rendah mengindikasikan adanya misalignment dan unbalance.
- Kuning = Amplitudo tinggi di frekuensi tinggi mengindikasikan adanya kegagalan pada bearing.



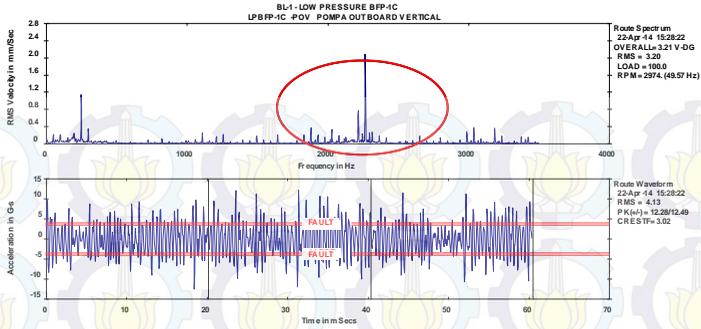
Gambar 4.2 Hasil pengukuran sebelum perbaikan di titik PIV

- Merah = Amplitudo tinggi di frekuensi rendah mengindikasikan adanya misalignment dan unbalance.
- Kuning = Amplitudo tinggi di frekuensi tinggi mengindikasikan adanya kegagalan pada bearing.



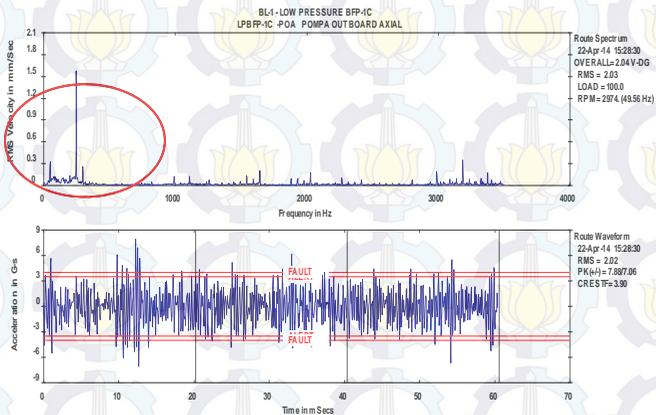
Gambar 4.3 Hasil pengukuran sebelum perbaikan di titik POH

- Merah = Amplitudo tinggi di frekuensi tinggi mengindikasikan adanya kegagalan pada bearing.



Gambar 4.4 Hasil pengukuran sebelum perbaikan di titik POV

- Merah = Amplitudo tinggi di frekuensi tinggi mengindikasikan adanya kegagalan pada bearing.



Gambar 4.5 Hasil pengukuran sebelum perbaikan di titik POA

- Merah = Amplitudo tinggi di frekuensi rendah mengindikasikan adanya misalignment dan unbalance.

Gambar diatas merupakan gambar grafik data analisa vibrasi yang diambil dengan alat CSI 2130 pada tanggal 23 April 2014. Nilai RMS pada masing-masing grafik adalah :

- PIH = 4,00 mm/s
- PIV = 2,89 mm/s
- POH = 4,68 mm/s
- POV = 3,20 mm/s
- POA = 2,03 mm/s

Saat melihat trend grafik dari data diatas didapatkan bahwa muncul amplitudo tinggi di frekuensi tinggi dan trend grafik yang non-harmonik.

#### 4.2 Standard of Vibration Inspection

Dengan mengetahui kondisi yang terjadi di peralatan tersebut kita bisa menganalisa kerusakan yang terjadi dan faktor apa yang menyebabkan terjadinya kerusakan pada material tersebut.

Setelah dilakukan pengambilan data, maka akan terlihat grafik dari peralatan yang dianalisa. Kemudian dibandingkan dengan tabel *Vibration Criterion Chart* dengan standard ISO 10816. Masukkan nilai RMS yang terdapat pada data grafik diatas kedalam tabel *Vibration Criterion Chart* dan kita lihat bagaimana kondisi dari alat yang kita analisa.

Tabel 4.1 Vibration Severity Per ISO 10816

Velocity		Velocity Range Limits and Machine Class			
mm/s RMS	in/s Peak	Up to 15kW Class I	15 to 75kW II	>75 kW(Rigid) Class III	>75kW (Soft) Class IV
0.28	0.02	Good	Good	Good	Good
0.45	0.03				
0.71	0.04				
1.12	0.06	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory
1.80	0.10				
2.80	0.16	Unsatisfactory (Alert)	Unsatisfactory (Alert)	Satisfactory	Satisfactory
4.50	0.25	Unsatisfactory (Alert)	Unsatisfactory (Alert)	Unsatisfactory (Alert)	
7.10	0.40			Unsatisfactory (Alert)	Unsatisfactory (Alert)
11.20	0.62	Unacceptable (Danger)	Unacceptable (Danger)	Unacceptable (Alert)	Unacceptable (Alert)
18.00	1.00			Unacceptable (Alert)	Unacceptable (Alert)
28.00	1.56	Unacceptable (Danger)	Unacceptable (Danger)	Unacceptable (Danger)	Unacceptable (Danger)
45.00	2.51			Unacceptable (Danger)	Unacceptable (Danger)

Dari data yang telah dicocokkan kedalam tabel diatas maka diperoleh hasil bahwa kondisi alat yang kita analisa berada dikondisi unstatifactory di posisi POH,PIH,POV,dan PIV.Hanya POA yang berada di posisi statifactory.Serta bila dilihat dari trend grafiknya,muncul amplitudo tinggi pada frekuensi tinggi.

#### 4.3 Analisa Kerusakan

Dengan meninjau data vibrasi maka dapat dilakukan analisa serta solusi atau upaya pencegahan terjadinya kerusakan yang lebih parah dengan metode predictive maintenance untuk *Bearing Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* berikut kemungkinan terjadinya penyebab vibrasi yang terjadi :

1. Pemasangan bearing yang tidak tepat  
Kesalahan dalam pemasangan bearing dapat mengakibatkan terjadinya missalignment pada bearing hal ini berpengaruh dalam distribusi beban yang diterima oleh bearing tidak merata,ini yang menyebabkan terjadinya vibrasi pada bearing,serta juga berpengaruh pada gaya gesek yang diterima oleh bearing menjadi lebih besar dari seharusnya sehingga mneingkatkan vibrasi bearing serta keausan pada bearing.Selain itu kerusakan juga dapat diakibatkan oleh faktor lain,misalnya pada saat pemasangan bearing pada shaft dipukul terlalu keras sehingga bearing menahan beban impact dari palu yang mengakibatkan gupil atau cacat pada permukaan bearing.
2. Kegagalan secara tidak langsung  
Kegagalan secara tidak langsung diakibatkan oleh transportasi,penyimpanan serta penanganan pada bearing yang tidak tepat yang dapat mengakibatkan kerusakan pada bearing sebelum dipasang pada pompa.
3. Cacat material dan kesalahan fabrikasi  
Cacat atau kerusakan bearing akibat dari kesalahan produsen bearing.
4. Distribusi beban yang kurang merata  
Pendistribusian beban kepada bearing yang kurang merata bisa menyebabkan kegagalan pada bearing dan

terjadinya getaran yang berlebih. Sebagai contoh yang menyebabkan pendistribusian yang kurang merata adalah Unbalance, Misalignment dan Loosenes.

#### **4.4 Solusi Untuk Kerusakan**

Dari beberapa kemungkinan kerusakan yang terjadi dan akibat dari kerusakan yang telah dijelaskan, maka dapat disimpulkan beberapa solusi untuk mencegah terjadinya kerusakan yang lebih parah. Solusi untuk kemungkinan terjadinya kerusakan adalah sebagai berikut :

1. Pemasangan bearing yang tidak tepat  
Upaya yang dapat dilakukan dalam pencegahan pemasangan bearing yang tidak tepat antara lain, operator harus dipastikan untuk melakukan pemasangan tidak berdasarkan pengalaman atau kebiasaan yang dilakukan dalam pemasangan bearing, pemasangan bearing oleh operator harus sesuai dengan SOP (Standard Operating Procedure) atau instruksi kerja yang berlaku, selain itu operator perawatan dilatih atau di training untuk memenuhi standard dari personil perawatan, sehingga terjadinya human eror pada operator dalam pemasangan bearing yang tidak tepat dapat diminimalisir.
2. Kegagalan secara tidak langsung  
Upaya yang dapat dilakukan untuk menanggulangi kegagalan secara tidak langsung adalah dipastikan tempat penyimpanan dalam kondisi yang baik dengan cara pemantauan terhadap bearing secara berkala, dipastikan bearing tidak mengalami kerusakan pada saat transportasi atau pengiriman dari produsen dengan cara melihat kondisi fisik dari bearing.
3. Cacat material dan kesalahan fabrikasi  
Untuk mencegah terjadinya kerusakan pada pompa akibat dari adanya cacat pada material pada bearing, perlu adanya inspeksi terlebih dahulu pada saat bearing diterima, untuk di cek apakah layak untuk digunakan atau tidak dengan memeriksa apakah ada cacat pada bearing akibat dari kesalahan produsen.
4. Distribusi beban yang tidak merata

Untuk mencegah terjadinya kegagalan bearing akibat distribusi yang kurang merata adalah dengan cara selalu melakukan inspeksi atau pengecekan vibrasi pada pompa LP BFP untuk mengetahui apakah ada vibrasi yang muncul akibat terjadinya unbalance atau misalignment supaya tidak merusak bearing karena beban yang tidak merata tersebut.

Setelah melakukan analisa data predictive maintenance dengan metode vibrasi, melihat trend grafik yang muncul, serta membandingkan dengan tabel Vibration Severity Per ISO 10816 terjadinya kerusakan pada bearing *Low Pressure Feed Pump (LP BFP)* di PLTGU UP Gresik Blok 1C, diakibatkan oleh proses misalignment dan unbalance yang terjadi pada impeller yang mengakibatkan patahnya pasak penyangga impeller terhadap shaft. Akibat peristiwa itu pendistribusian beban terhadap bearing menjadi tidak merata, hal itu yang menyebabkan kegagalan pada bearing dan timbulnya vibrasi pada pompa BFP. Hal tersebut bisa dilihat pada trend grafik frekuensi hasil pengambilan data yang menunjukkan adanya amplitudo tinggi di frekuensi tinggi serta bentuk grafik yang non-harmonik, itu menandakan adanya kerusakan pada bearing. Berikut adalah foto aktual patahnya pasak penyangga impeller dan bearing yang mengalami kegagalan.



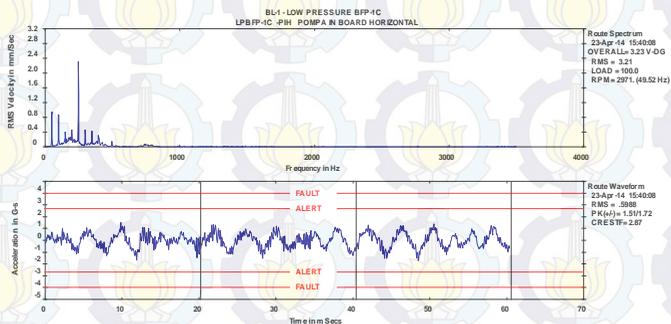
Gambar 4.6 Poros shaft yang mengalami kerusakan



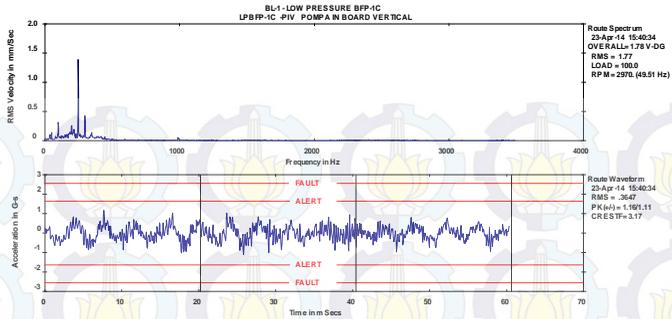
Gambar 4.7 Pasak yang patah

#### 4.5 Pengujian Ulang dan Hasil Setelah di Maintenance

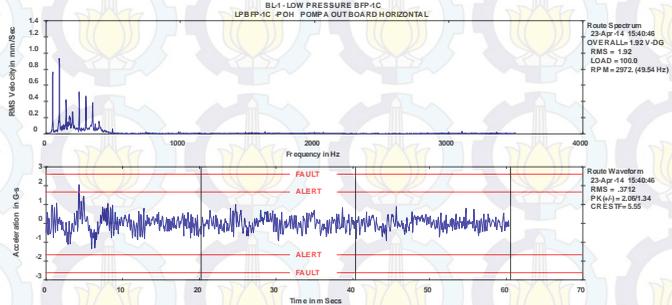
Setelah dilakukan *corrective maintenance* dengan penggantian bearing pada pompa *Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* di PLTGU UP Gresik Blok 1C. Untuk melihat bagaimana keadaan grafik vibrasi bearing pompa maka dilakukan kembali analisa vibrasi untuk memastikannya, berikut adalah gambar grafik vibrasi setelah dilakukan perbaikan.



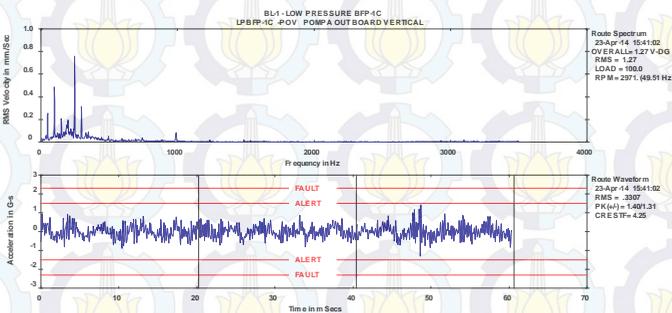
Gambar 4.8 Hasil pengukuran sesudah perbaikan di titik PIH



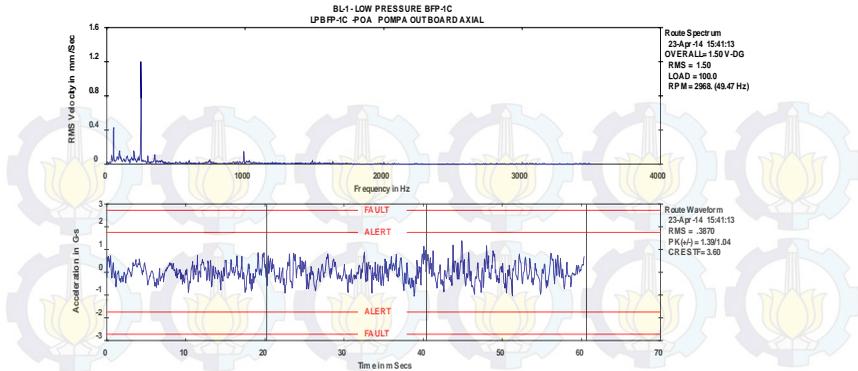
Gambar 4.9 Hasil pengukuran sesudah perbaikan di titik PIV



Gambar 4.10 Hasil pengukuran sesudah perbaikan di titik POH



Gambar 4.11 Hasil pengukuran sesudah perbaikan di titik POV

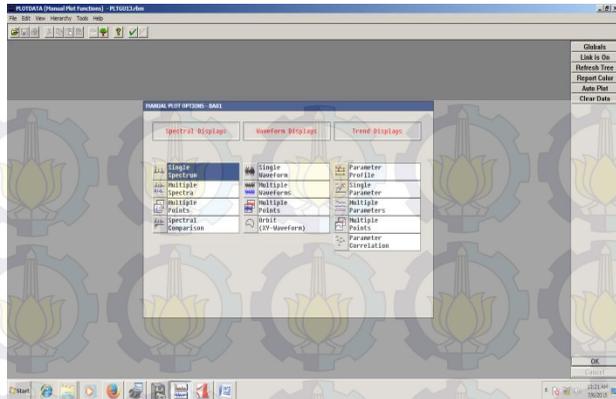


Gambar 4.12 Hasil pengukuran sesudah perbaikan di titik POA

Catatan : Pengukuran pada Low Pressure Boiler Feed Pump menggunakan sensor accelorometer sehingga data yang didapat berupa data acceleration ( $\text{mm/s}^2$ ) berupa domain waktu. Domain waktu harus dirubah kedalam domain frekuensi dengan satuan velocity menggunakan aplikasi FFT. Karena domain waktu tidak dapat dianalisa sehingga harus dirubah ke dalam domain frekuensi dengan satuan velocity ( $\text{mm/s}$ ) agar dapat dianalisa menggunakan tabel VIBRATION SEVERITY CHART ISO 10816. Berikut adalah rumus untuk mengkonversi dari acceleration ke velocity :  $v = \frac{a}{2\pi f}$ .

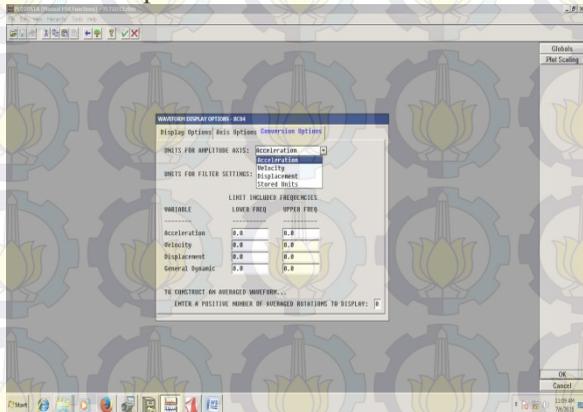
Langkah – langkah untuk mengubah satuan tersebut sebagai berikut :

- Memilih domain yang akan dirubah satuannya



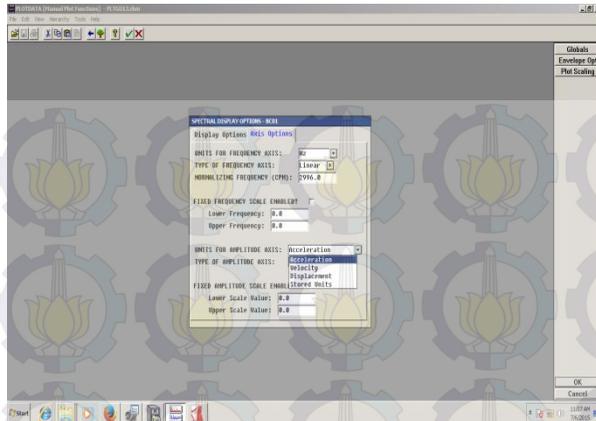
Gambar 4.13 Pemilihan domain

- Memilih satuan pada domain waktu



Gambar 4.14 Pemilihan satuan domain waktu

- Memilih satuan pada domain frekuensi



Gambar 4.15 Pemilihan domain frekuensi

Bearing sudah pada berada pada kondisi normal,hal ini dapat dilihat dari menurunnya amplitudo pada frekuensi tinggi dari data vibrasi yang dianalisa,serta nilai RMS yang muncul berada di kondisi good dan satisfactory pada tabel Vibration Severity Per ISO 10816,hanya saja nilai PIH yang berada pada kondisi unstatifactory.Ini menandakan harus dilakukan inspeksi kembali.Berikut nilai RMS pada masing-masing posisi.

- PIH = 3,21 mm/s
- PIV = 1,77 mm/s
- POH = 1,92 mm/s
- POV = 1,27 mm/s
- POA = 1,60 mm/s

## BAB V PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan dari hasil analisa dan penelitian yang telah dilakukan dan dibandingkan dengan kondisi sebenarnya yang ada di lapangan, maka dapat disimpulkan :

- Cara kerja perawatan prediktif dengan metode analisa vibrasi dilakukan dengan pengambilan data grafik vibrasi dengan CSI 2130. Pengujian meliputi analisa nilai rms yang ada pada grafik dan melihat trend grafik muncul. Dengan didapatkan nilai rms dari grafik yang diambil, kita dapat mengetahui kondisi alat dengan memasukkan nilai rms ke dalam tabel VIBRATION SEVERITY CHART. Objek yang digunakan untuk penelitian adalah bearing Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP) di PLTGU – PT. PJB UP GRESIK BLOK 1C.
- Berdasarkan hasil penelitian kerusakan pada *Bearing* pompa di *Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* di PLTGU UP Gresik Blok 1C, diakibatkan oleh adanya proses unbalance pada impeller yang mengakibatkan pendistribusian beban ke bearing menjadi tidak merata dan merusak bearing. Ditandai dengan munculnya amplitudo tinggi di frekuensi tinggi serta nilai rms yang berada pada kondisi unsatisfactory bila dimasukkan ke VIBRATION SEVERITY CHART, berikut nilai rms masing-masing titik :
  - PIH (Pump Inboard Horizontal) = 4,00 mm/s
  - PIV (Pump Inboard Vertical) = 2,89 mm/s
  - POH (Pump Outboard Horizontal) = 4,68 mm/s
  - POV (Pump Outboard Vertical) = 3,20 mm/s
  - POA (Pump Outboard Aksial) = 2,03 mm/s
- Untuk dapat menanggulangi kerusakan yang terjadi, dapat dilakukan perawatan dengan pemantauan kondisi yang terjadwal, penggantian oli secara berkala, serta pemasangan bearing yang sesuai standart pengoperasian.

Apabila *bearing* mengalami kerusakan perawatan disesuaikan dengan kondisi kerusakan yang terjadi pada peralatan tersebut. Dari hasil penelitian kerusakan bearing, perawatan yang dilakukan adalah *corrective maintenance* dengan penggantian bearing. Setelah dilakukan penggantian bearing, amplitudo di frekuensi tinggi telah menurun dan tidak terlihat.

## 5.2 Saran

- Setelah mengetahui kerusakan yang terjadi, disarankan waktu untuk perawatan preventif diperbanyak lagi supaya dapat menanggulangi kerusakan yang lebih parah di bagian *bearing* pada *Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* di PLTGU UP Gresik Blok 1C.
- Penambahan interval dalam *predictive maintenance* dengan metode *thermography* yang berguna untuk mengidentifikasi kegagalan yang terjadi pada suatu peralatan sejak dini, untuk menghemat biaya yang dikeluarkan, untuk perbaikan pada peralatan yang mengalami kerusakan pada kondisi yang parah.
- Melakukan briefing ke operator-operator yang menjaga atau mengawasi *Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* supaya mematuhi SOP (Standard Operating Procedure) yang telah ditentukan dari pihak PT. PJB UP Gresik.
- Adanya data *maintenance record* pada peralatan yang dilakukan perbaikan yang berguna untuk data referensi, agar dapat melakukan perbaikan yang lebih maksimal sehingga dapat mengurangi terjadinya kerusakan pada peralatan.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Laboratorium Dinamika Pusat Penelitian Antar Universitas Ilmu Rekayasa – ITB, Vibration Training, Book 1 , 2000.
2. Sutomo, BE, Teknik Getaran (vibrasi) & Balancing, PT. PJB UP Gresik, 1997.
3. Arthur R. Crawford, Steve Crawford, The Simplified Handbook of Vibration Analysis, Volume 1, Computational System Incorporated.
4. Arthur R. Crawford, Steve Crawford, The Simplified Handbook of Vibration Analysis, Volume 2, Computational System Incorporated, Copy right 1992.
5. IRD Mechanical, Inc, IQ 2000 Application Guide, August 1993, USA.
6. Bambang Daryanto, Suwarmin, Vibration (Dasar), Phenomena, Pengukuran, Analisis, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, 2003, Surabaya.
7. Pantur Silaban Ph.D, Drs. Erwin Sucipto, Fisika I, Edisi 3 Penerbit Erlangga, 1987.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

LAMPIRAN 1

TABEL 1 (ref. 1 hal 110) Illustrated Vibration Diagnostic Chart

**TABLE I**  
**ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART**

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
<b>MASS UNBALANCE</b> <b>A. FORCE UNBALANCE</b>	1X RADIAL		Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed below first rotor critical (a 3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance correction weight in one plane at rotor center of gravity (CG). Approx. 0° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. 90° phase difference between horizontal & vertical readings usually occurs on each bearing of unbalanced rotor (±30°).
<b>B. COUPLE UNBALANCE</b>	1X RADIAL		Couple Unbalance results in 180° out-of-phase motion on same shaft. 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed below first rotor critical speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes. Note that approx. 180° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. a 90° difference between the horizontal & vertical phase readings on each bearing usually occurs (±30°).
<b>C. DYNAMIC UNBALANCE</b>	1X RADIAL		Dynamic Unbalance is the dominant type of unbalance found and is a combination of both force and couple unbalance. 1X RPM dominates the spectrum, and truly requires 2 plane correction. Here, the radial phase difference between outboard and inboard bearings can range anywhere from 0° to 180°. However, the horizontal phase difference should closely match the vertical phase difference, when comparing outboard and inboard bearing measurements (±30°). Secondly, if unbalance predominates, roughly a 90° phase difference usually results between the horizontal and vertical readings on each bearing (±40°).
<b>D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE</b>	1X AXIAL & RADIAL		Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase readings might be unsteady. However, the horizontal phase differences will usually match the vertical phase differences on the unbalanced rotor (±30°). Overhung rotors have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction. Thus, correction weights will most always have to be placed in 2 planes to counteract both force and couple unbalance.
<b>ECCENTRIC ROTOR</b>	1X FAN 1X MOTOR RADIAL		Eccentricity occurs when center of rotation is offset from geometric centerline of a pulley, gear, bearing, motor armature, etc. Largest vibration occurs at 1X RPM of eccentric component in a direction thru centerlines of the two rotors. Comparative horizontal and vertical phase readings usually differ either by 0° or by 180° (each of which indicate straight-line motion). Attempts to balance eccentric rotors often result in reducing vibration in one radial direction, but increasing it in the other radial direction (depending on amount of eccentricity).
<b>BENT SHAFT</b>	1X AXIAL 2X		Bent shaft problems cause high axial vibration with axial phase differences tending towards 180° on the same machine component. Dominant vibration normally occurs at 1X if bent near shaft center, but at 2X if bent near the coupling. (Be careful to account for transducer orientation for each axial measurement if you reverse probe direction.) Use dial indicators to confirm bent shaft.
<b>MISALIGNMENT</b> <b>A. ANGULAR MISALIGNMENT</b>	1X AXIAL 2X 3X		Angular Misalignment is characterized by high axial vibration, 180° out-of-phase across the coupling. Typically will have high axial vibration with both 1X and 2X RPM. However, not unusual for either 1X, 2X or 3X to dominate. These symptoms may also indicate coupling problems as well. Severe angular misalignment may excite many 1X RPM harmonics. Unlike Mechanical Looseness Type 3, these multiple harmonics do not typically have a raised noise floor on the spectra.
<b>B. PARALLEL MISALIGNMENT</b>	1X RADIAL 2X 3X		Offset Misalignment has similar vibration symptoms to Angular, but shows high radial vibration which approaches 180° out-of-phase across coupling. 2X often larger than 1X, but its height relative to 1X is often dictated by coupling type and construction. When either Angular or Radial Misalignment becomes severe, they can generate either high amplitude peaks at much higher harmonics (4X, 6X), or even a whole series of high frequency harmonics similar in appearance to mechanical looseness. Coupling type and material will often greatly influence the entire spectrum when misalignment is severe. Does not typically have raised noise floor.
<b>C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT</b>	1X AXIAL 2X 3X		Cocked Bearing will generate considerable axial vibration. Will cause Tumbling Motion with approximately 180° phase shift top to bottom and/or side to side as measured in axial direction on same bearing housing. Attempts to align coupling or balance the rotor will not alleviate problem. Bearing usually must be removed and correctly installed.
<b>RESONANCE</b>			Resonance occurs when a Forcing Frequency coincides with a System Natural Frequency, and can cause dramatic amplitude amplification, which might result in premature, or even catastrophic failure. This may be a natural frequency of the rotor, but can often originate from support frame, foundation, gearbox or even drive belts. If a rotor is at or near resonance, it can be almost impossible to balance due to the great phase shift it experiences (90° at resonance; nearly 180° when passes thru). Often requires changing natural frequency to a higher or lower frequency. Natural Frequencies do not generally change with a change in speed which helps facilitate their identification (unless on a large plain bearing machine or on a rotor which has significant overhang).

# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS	
<b>MECHANICAL LOOSENESS</b>	<p style="text-align: center;">TYPE A</p>	<p style="text-align: center;">BASE PLATE MACHINE FOOT CONCRETE BASE</p>	<p>Mechanical Looseness is indicated by either Type A, B or C vibration spectra. <b>Type A</b> is caused by Structural looseness/weakness of machine feet, baseplate or foundation; also by deteriorated grouting, loose hold-down bolts at the base; and distortion of the frame or base (i.e., soft foot). Phase analysis may reveal approx. 90° to 180° phase difference between vertical measurements on bolt, machine foot, baseplate or base itself.</p> <p><b>Type B</b> is generally caused by loose pillowblock bolts, cracks in frame structure or in bearing pedestal.</p> <p><b>Type C</b> is normally generated by improper fit between component parts which will cause many harmonics due to nonlinear response of loose parts to dynamic forces from rotor. Causes a truncation of time waveform and a raised noise floor in the spectrum. Type C is often caused by a bearing liner loose in its cap, a bearing loose and turning on its shaft, excessive clearance in either a sleeve or rolling element bearing, a loose impeller on a shaft, etc. Type C Phase is often unstable and may vary widely from one measurement to next, particularly if rotor shifts position on shaft from one startup to next. Mechanical Looseness is often highly directional and may cause very different readings when comparing levels at 30° increments in radial direction all the way around one bearing housing. Also, note that looseness will often cause subharmonics: multiples at exactly 1/2, or 1/3X RPM (.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>	
	<p style="text-align: center;">TYPE B</p>			
	<p style="text-align: center;">TYPE C</p> <p>NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING LOOSENESS</p>			
<b>ROTOR RUB</b>	<p style="text-align: center;">TRUNCATED FLATTENED WAVEFORM</p> <p style="text-align: center;">RADIAL</p>		<p>Rotor Rub produces similar spectra to Mechanical Looseness when rotating parts contact stationary components. Rub may be either partial or throughout the entire shaft revolution. Usually generates a series of frequencies, often exciting one or more resonances. Often excites integer fraction subharmonics of running speed (1/2, 1/3, 1/4, 1/5, ... 1/n), depending on location of rotor natural frequencies. Rotor rub can excite many high frequencies (similar to wide-band noise when chalk is dragged along a blackboard). It can be very serious and of short duration if caused by shaft contacting bearing babbit. A full annular rub throughout an entire shaft revolution can induce "reverse precession" with the rotor whirling at critical speed in a direction opposite shaft rotation (inherently unstable which can lead to catastrophic failure).</p>	
<b>JOURNAL BEARINGS</b> <b>A. WEAR/CLEARANCE PROBLEMS</b>	<p style="text-align: center;">RADIAL</p> <p>NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING CLEARANCE/LOOSENESS</p>		<p>Latter stages of journal bearing wear are normally evidenced by presence of whole series of running speed harmonics (up to 10 or 20). Wiped journal bearings often will allow high vertical amplitudes compared to horizontal, but, may show only one pronounced peak at 1X RPM. Journal bearings with excessive clearance may allow a minor unbalance and/or misalignment to cause high vibration which would be much lower if bearing clearances were set to spec.</p>	
	<b>B. OIL WHIRL INSTABILITY</b>	<p style="text-align: center;">(40 - 48 X RPM)</p> <p style="text-align: center;">RADIAL</p>		<p>Oil Whirl instability occurs at 40 - 48X RPM and is often quite severe. Considered excessive when amplitude exceeds 40% of bearing clearance. Oil Whirl is an oil film excited vibration where deviations in normal operating conditions (attitude angle and eccentricity ratio) cause oil wedge to "push" shaft around within bearing. Destabilizing force in direction of rotation results in a whirl (or forwards precession). Oil Whirl is unstable since it increases centrifugal forces which increase whirl forces. Can cause oil to no longer support shaft, and can become unstable when whirl frequency coincides with a rotor natural frequency. Changes in oil viscosity, lube pressure and external preloads can affect oil whirl.</p>
	<b>C. OIL WHIP INSTABILITY</b>	<p style="text-align: center;">OIL WHIRL, OIL WHIP, MASS UNBALANCE</p> <p style="text-align: center;">ROTOR SPEED, FREQUENCY</p> <p style="text-align: center;">CRITICAL SPEED</p>		<p>Oil Whip may occur if machine operated at or above 2X rotor critical frequency. When rotor brought up to twice critical speed, whirl will be very close to rotor critical and may cause excessive vibration that oil film may no longer be capable of supporting. Whirl speed will actually "lock onto" rotor critical and this peak will not pass through it even if machine is brought to higher and higher speeds. Produces a lateral forward precessional subharmonic vibration at rotor critical frequency. Inherently unstable which can lead to catastrophic failure.</p>
<b>ROLLING ELEMENT BEARINGS</b> <b>(4 Failure Stages)</b>	<b>DOMINANT FAILURE SCENARIO</b>		<b>4 ROLLING ELEMENT BEARING FAILURE STAGES</b>	
	<p><math>f_n</math> = Natural Frequencies of Installed Bearing Components and Support Structure</p> <p><b>BEARING DEFECT FREQUENCIES:</b></p> <p><math>BPF = \frac{N_s}{2} (1 \pm B_1 \cos \theta) \times RPM</math></p> <p><math>BPFD = \frac{N_s}{2} (1 \pm B_2 \cos \theta) \times RPM</math></p> <p><math>BSF = \frac{P_s}{2B_2} [1 - (B_2)^2 \cos^2 \theta] \times RPM</math></p> <p><math>FTF = \frac{1}{2} \left( \frac{N_s}{P_s} \cos \theta \right) \times RPM</math></p> <p>Where:  <math>N_s</math> = Number of Balls or Rollers  <math>B_1</math> = Ball/Roller Diameter (in or mm)  <math>P_s</math> = Bearing Pitch Diameter (in or mm)  <math>\theta</math> = Contact Angle (degrees)</p>	<p style="text-align: center;">STAGE 1 STAGE 2 STAGE 3 STAGE 4 RANDOM HIGH FREQ. VIBRATION</p> <p style="text-align: center;">= SIDEBAND FREQ.</p> <p style="text-align: center;">gRE / WFO INCREASES AT FREQ. THEN GROWS SIGNIFICANTLY AT END</p>	<p><b>STAGE 1:</b> Earliest indications of bearing problems appear in ultrasonic frequencies ranging from about 250,000 - 350,000 Hz; later, as wear increases, usually drops to approximately 20,000 - 80,000 Hz (1,200,000 - 3,800,000 CPM). These are frequencies evaluated by Spike Energy (gSE), HFD(g) and Shock Pulse (dB). For example, spike energy may first appear at about .25 gSE in Stage 1 (actual value depending on measurement location and machine speed). Acquiring high frequency enveloped spectra confirms whether or not bearing is in Failure Stage 1.</p> <p><b>STAGE 2:</b> Slight bearing defects begin to "ring" bearing component natural frequencies (f) which predominantly occur in 32K - 120K CPM range. Such natural frequencies may also be resonances of bearing support structures. Sideband frequencies appear above and below natural frequency peak at end of Stage 2. Overall spike energy grows (for example, from .25 to .50 gSE).</p> <p><b>STAGE 3:</b> Bearing defect frequencies and harmonics appear. When wear progresses, more defect frequency harmonics appear and number of sidebands grow, both around these and bearing component natural frequencies. Overall spike energy continues to increase (for example, from .5 to over 1 gSE). Wear is now usually visible and may extend throughout periphery of bearing, particularly when many well formed sidebands accompany bearing defect frequency harmonics. High frequency demodulated and enveloped spectra help confirm Stage 3. <b>Replace bearings now!</b> (Independent of bearing defect frequency amplitudes in vibration spectra).</p> <p><b>STAGE 4:</b> Towards the end, amplitude of 1X RPM is even affected. It grows, and normally causes growth of many running speed harmonics. Discrete bearing defect and component natural frequencies actually begin to "disappear" and are replaced by random, broadband high frequency "noise floor". In addition, amplitudes of both high frequency noise floor and spike energy may in fact decrease; but just prior to failure, spike energy and HFD will usually grow to excessive amplitudes.</p>	

# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
<b>HYDRAULIC AND AERODYNAMIC FORCES</b>		
<b>A. BLADE PASS &amp; VANE PASS</b>	<p style="text-align: center;"><math>BPF = \# \text{ BLADES} \times \text{RPM}</math></p>	<p>Blade Pass Frequency (BPF) = No. of Blades (or Vanes) X RPM. This frequency is inherent in pumps, fans and compressors, and normally does not present a problem. However, large amplitude BPF (and harmonics) can be generated in pump if gap between rotating vanes and stationary diffusers is not equal all the way around. Also, BPF (or harmonic) sometimes can coincide with a system natural frequency causing high vibration. High BPF can be generated if impeller wear ring seizes on shaft, or if wide flowing diffuser vanes fail. Also, high BPF can be caused by abrupt bends in pipe (or duct), obstructions which disturb flow, damper settings or if pump or fan rotor is positioned eccentrically within housing.</p>
<b>B. FLOW TURBULENCE</b>	<p style="text-align: center;"><math>BPF = \text{BLADE OR VANE PASS FREQUENCY}</math></p>	<p>Flow turbulence often occurs in blowers due to variations in pressure or velocity of the air passing thru the fan or connected ductwork. This flow disruption causes turbulence which will generate random, low frequency vibration, typically in the range of 50 to 2000 CPM. If surging occurs within a compressor, random broadband high frequency vibration can occur. Excessive turbulence can also excite broadband high frequency.</p>
<b>C. CAVITATION</b>	<p style="text-align: right;">120K CPM</p>	<p>Cavitation normally generates random, higher frequency broadband energy which is sometimes superimposed with blade pass frequency harmonics. Normally indicates insufficient suction pressure (starvation). Cavitation can be quite destructive to pump internals if left uncorrected. It can particularly erode impeller vanes. When present, it often sounds as if "gravel" is passing thru pump. Cavitation is usually caused by insufficient inlet flow. Can occur during one survey, and be absent the next survey (if changes in suction valve settings are made).</p>
<b>GEARS</b>		
<b>A. NORMAL SPECTRUM</b>	<p style="text-align: center;"><math>GMF = \#T_g \times RPM_g + \#T_p \times RPM_p</math></p>	<p>Normal Spectrum shows Gear &amp; Pinion Speeds, along with Gear Mesh Frequency (GMF) and very small GMF harmonics. GMF harmonics commonly will have running speed sidebands around them. All peaks are of low amplitude, and no natural frequencies of gears are excited. <math>F_{max}</math> recommended at 3.25X GMF (minimum) when # teeth are known. If tooth count is not known, set <math>F_{max}</math> at 200X RPM on each shaft.</p>
<b>B. TOOTH WEAR</b>	<p style="text-align: center;">51T      26T</p>	<p>Key indicator of Tooth Wear is excitation of Gear Natural Frequency (IN), along with sidebands around it spaced at the running speed of the lost gear. Gear Mesh Frequency (GMF) may or may not change in amplitude, although high amplitude sidebands and number of sidebands surrounding GMF usually occur when wear is noticeable. Sidebands may be better wear indicator than GMF frequencies themselves. Also, high amplitudes commonly occur at either 2XGMF or at 3XGMF (esp. 3XGMF), even when GMF amplitude is acceptable.</p>
<b>C. TOOTH LOAD</b>	<p style="text-align: center;">3.25X GMF</p>	<p>Gear Mesh Frequencies are often very sensitive to load. High GMF amplitudes do not necessarily indicate a problem, particularly if sideband frequencies remain low level, and no gear natural frequencies are excited. Each Analysis should be performed with system at maximum operating load for meaningful spectral comparisons.</p>
<b>D. GEAR ECCENTRICITY AND BACKLASH</b>	<p style="text-align: center;">3.25X GMF</p>	<p>Fairly high amplitude sidebands around GMF harmonics often suggest gear eccentricity, backlash, or non-parallel shafts which allow the rotation of one gear to "modulate" either the GMF amplitude or the running speed of the other gear. The gear with the problem is indicated by the spacing of the sideband frequencies. Also, 1X RPM level of eccentric gear will normally be high if eccentricity is the dominant problem. Improper backlash normally excites GMF harmonics and Gear Natural Frequency, both of which will be sidebanded at 1X RPM. GMF amplitudes will often decrease with increasing load if backlash is the problem.</p>
<b>E. GEAR MISALIGNMENT</b>	<p style="text-align: center;">3.25X GMF</p>	<p>Gear Misalignment almost always excites second order or higher GMF harmonics which are sidebanded at running speed. Often will show only small amplitude 1X GMF but much higher levels at 2X or 3X GMF. Important to set <math>F_{max}</math> high enough to capture at least 3 GMF harmonics. Also, sidebands around 2XGMF will often be spaced at 2X RPM. Note that sideband amplitudes often are not equal on left and right side of GMF and GMF harmonics due to the tooth misalignment. Causes uneven wear pattern.</p>
<b>F. CRACKED/BROKEN TOOTH</b>	<p style="text-align: center;"><math>\Delta = \frac{1}{\text{OF GEAR WITH BROKEN OR CRACKED TOOTH}}</math></p>	<p>A Cracked or Broken Tooth will generate a high amplitude at 1X RPM of this gear only in the time waveform, plus it will excite gear natural frequency (IN) sidebanded at its running speed. It is best detected in Time Waveform which will show a pronounced spike every time the problem tooth tries to mesh with teeth on the mating gear. Time between impacts (<math>\Delta</math>) will correspond to 1/RPM of gear with the problem. Amplitudes of impact Spikes in Time Waveform often will be 10X to 20X higher than that at 1X RPM in the FFT!</p>
<b>G. GEAR ASSEMBLY PHASE PROBLEMS</b>	<p style="text-align: center;"><math>GAPF = \frac{GMF}{N_A}</math></p> <p style="text-align: center;"><math>GAPF = 3000 \text{ CPM} = 0.25X \text{ GMF (FRACTIONAL GMF)}</math></p>	<p>Gear Assembly Phase Freq. (GAPF) can result in Fractional Gear Mesh Frequencies (if <math>N_g \neq 1</math>). It literally means (<math>T_g/N_g</math>) gear teeth will contact (<math>T_p/N_p</math>) pinion teeth and will generate <math>N_g</math> wear patterns, where <math>N_g</math> in a given tooth combination equals the product of prime factors common to the number of teeth on the gear and pinion (<math>N_g = \text{Assembly Phase Factor}</math>). (GAPF for harmonics) can show up right from the beginning if there were manufacturing problems. Also, its sudden appearance in a periodic survey spectrum can indicate damage if contaminant particles pass through the mesh, resulting in damage to the teeth in mesh at the time of ingestion just as they enter and leave meshing or that gears have been reoriented.</p>
<b>H. HUNTING TOOTH PROBLEMS</b>	<p style="text-align: center;"><math>L_h = \frac{(GMF) \times N_g}{(T_{\text{GEAR}} \times T_{\text{PINION}})}</math></p> <p style="text-align: center;"><math>N_g = 1</math> is the ideal assembly phase factor in gear design</p>	<p>Hunting Tooth Frequency (<math>L_h</math>) occurs when faults are present on both the gear and pinion which might have occurred during the manufacturing process, due to misshaping, or in the field. It can cause quite high vibration, but since it occurs at low frequencies predominantly less than 600 CPM, it is often missed. A gear set with this tooth repeat problem normally emits a "growling" sound from the drive. The maximum effect occurs when the faulty pinion and gear teeth both enter mesh at the same time (on some drives, this may occur only 1 of every 10 to 20 revolutions, depending on the <math>L_h</math> formula). Note that <math>T_{\text{gear}}</math> and <math>T_{\text{pinion}}</math> refer to number of teeth on the gear and pinion, respectively. <math>N_g</math> is the Assembly Phase Factor defined above. Will often modulate both GMF and Gear RPM peaks.</p>

## TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
<b>GEARS (CONTINUED)</b>		
<b>I. LOOSE BEARING FIT</b>		Excessive Clearance of bearings supporting the gears can not only excite many running speed harmonics, but will often cause high amplitude response at GMF, 2GMF and/or 3GMF. These high GMF amplitudes are actually a response to, and not the cause of, looseness within the bearings supporting the gearing. Such excessive clearance can be caused, either by extensive bearing wear or by improper bearing fit onto the journal during installation. Left uncorrected, it can cause excessive gear wear and damage to other components.
<b>AC INDUCTION MOTORS</b>		
<b>A. STATOR ECCENTRICITY, SHORTED LAMINATIONS OR LOOSE IRON</b>		Stator problems generate high vibration at 2X line frequency (2FL). Stator eccentricity produces uneven stationary air gap between rotor and stator which produces very directional vibration. Differential Air Gap should not exceed 5% for induction motors and 10% for asynchronous motors. Soft foot and warped bases can produce an eccentric stator. Loose iron is due to stator support weakness or looseness. Shorted stator laminations can cause uneven, localized heating which can distort the stator itself. This produces thermally-induced vibration which can significantly grow with operating time causing stator distortion and static air gap problems.
<b>B. ECCENTRIC ROTOR (Variable Air Gap)</b> $F_e$ = Electrical Line Freq. $N_s$ = Synch. Speed = $120F_e/P$ $F_s$ = Slip Freq. = $N_s - RPM$ $F_p$ = Pole Pass Freq. = $F_e \times X/P$ $P$ = #Poles		Eccentric Rotors produce a rotating variable air gap between the rotor and stator which induces pulsating vibration (normally between 2FL and closest running speed harmonic). Often requires "zoom" spectrum to separate 2FL and running speed harmonic. Eccentric rotors generate 2FL surrounded by Pole Pass frequency sidebands ( $F_p$ ), as well as $F_s$ sidebands around running speed. $F_p$ appears itself at low frequency (Pole Pass Frequency = Slip Frequency X #Poles). Common values of $F_p$ range from about 20 to 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Soft foot or misalignment often induces a variable air gap due to distortion (actually a mechanical problem; not electrical).
<b>C. ROTOR PROBLEMS</b>		Broken or Cracked rotor bars or shorting rings; bad joints between rotor bars and shorting rings; or shorted rotor laminations will produce high 1X running speed vibration with pole pass frequency sidebands ( $F_p$ ). In addition, these problems will often generate $F_p$ sidebands around the second, third, fourth and fifth running speed harmonics. Loose or open rotor bars are indicated by 2X line freq. (2FL) sidebands surrounding Rotor Bar Pass Frequency (RBPF) and/or its harmonics (RBPF = Number of Bars X RPM). Often will cause high levels at 2X RBPF, with only a small amplitude at 1X RBPF. Electrically induced arcing between loose rotor bars and end rings will often show high levels at 2X RBPF (with 2FL sidebands); but little or no increase in amplitudes at 1X RBPF.
<b>D. PHASING PROBLEM (Loose Connector)</b>		Phasing problems due to loose or broken connectors can cause excessive vibration at 2X Line Freq. (2FL) which will have sidebands around it spaced at 1/3 Line Freq. (1/3 $F_e$ ). Levels at 2FL can exceed 1.0 in/sec if left uncorrected. This is particularly a problem if the defective connector is only sporadically making contact. Loose or broken connectors must be repaired to prevent catastrophic failure.
<b>AC SYNCHRONOUS MOTORS (Loose Stator Coils)</b>		
		Loose stator coils in synchronous motors will generate fairly high vibration at Coil Pass Freq. (CPF) which equals the number of stator coils X RPM (# Stator Coils = #Poles X #Coils/Pole). The Coil Pass Frequency will be surrounded by 1X RPM sidebands. Synchronous motor problems may also be indicated by high amplitude peaks at approx. 60,000 to 90,000 CPM, accompanied by 2FL sidebands. Take at least one spectrum up to 90,000 CPM on each motor bearing housing.
<b>DC MOTORS AND CONTROLS</b>		
<b>A. NORMAL SPECTRUM</b>		Many DC Motor and Control Problems can be detected by vibration analysis. Full-wave rectified motors (6 SCR's) generate a signal at 6X Line Frequency (6Fp = 360 Hz = 21,600 CPM); while half-wave rectified DC motors (3 SCR's) generate 3X Line Freq. (3Fp = 180 Hz = 10,800 CPM). The SCR firing frequency is normally present in a DC Motor Spectrum, but at low amplitude. Note the absence of other peaks at multiples of $F_e$ .
<b>B. BROKEN ARMATURE WINDINGS, GROUNDING PROBLEMS OR FAULTY SYSTEM TUNING</b>		When DC Motor spectra are dominated by high levels at SCR or 2X SCR, this normally indicates either Broken Motor Windings or Faulty Tuning of the Electrical Control System. Proper tuning alone can lower vibration at SCR and 2X SCR significantly if control problems predominate. High amplitudes at these frequencies would normally be above approximately .10 in/sec peak at 1X SCR and about .04 in/sec at 2X SCR Firing Freq.
<b>C. FAULTY FIRING CARD OR BLOWN FUSE</b>		When one firing card fails to fire, then 1/3 of power is lost, and can cause repeated momentary speed changes in the motor. This can lead to high amplitudes at 1/3X and 2/3X SCR Frequency (1/3X SCR Freq. = 1X $F_e$ for half-wave rectified, but 2X $F_e$ for a full-wave rectified SCR). Caution: Card/SCR configuration should be known before troubleshooting motor (#SCR's, #Firing Cards, etc.)
<b>D. FAULTY SCR, SHORTED CONTROL CARD, LOOSE CONNECTIONS AND/OR BLOWN FUSE</b>		Faulty SCR's, Shorted Control Cards and/or Loose Connections can generate noticeable amplitude peaks at many combinations of line frequency ( $F_e$ ) and SCR firing frequency. Normally, 1 bad SCR can cause high levels at $F_e$ and/or 3FL in 6 SCR motors. The point to be made is that neither $F_e$ , 2FL, 4FL, nor 5FL should be present in DC Motor spectra.
<b>E. FAULTY COMPARATOR CARD</b>		Faulty Comparator Cards cause problems with RPM fluctuation or "hunting". This causes a constant collapsing and regenerating of the magnetic field. These sidebands often approximate the RPM fluctuation and require a high resolution FFT to even detect them. Such sidebands could also be due to generation and regeneration of the magnetic field.
<b>F. ELECTRICAL CURRENT PASSAGE THRU DC MOTOR BEARINGS</b>		Electrically-induced Fluting is normally detected by a series of difference frequencies with the spacing defect frequency (BPFO), even if such fluting is present on both the outer and inner races. They most often show up in a range centered at about 100,000 to 150,000 CPM. A 180K CPM spectrum with 1600 lines is recommended for detection with measurements on both the OB and IB DC motor bearings.

# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
<b>BELT DRIVE PROBLEMS</b>		
<p><b>A. WORN, LOOSE OR MISMATCHED BELTS</b></p>		<p>BELT FREQ. = <math>3.142 \times \text{PULLEY RPM} \times \text{PITCH DIAM. BELT LENGTH}</math></p> <p>TIMING BELT FREQ. = <math>\text{BELT FREQ.} \times \# \text{BELT TEETH} = \text{PULLEY RPM} \times \# \text{PULLEY TEETH}</math></p> <p>Belt frequencies are below the RPM of either the motor or the driven machine. When they are worn, loose or mismatched, they normally cause 3 to 4 multiples of belt frequency. Often 2X belt freq. is the dominant peak. Amplitudes are normally unsteady, sometimes pulsing with either driver or driven RPM. On timing belt drives, wear or pulley misalignment is indicated by high amplitudes at the Timing Belt Frequency. Chain drives will indicate problems at Chain Pass Frequency which equals #Sprocket Teeth X RPM.</p>
<p><b>B. BELT/PULLEY MISALIGNMENT</b></p>		<p>Misalignment of pulley produces high vibration at 1X RPM predominantly in the axial direction. The ratio of amplitudes of driver to driven RPM depends on where the data is taken, as well as on relative mass and frame stiffness. Often with pulley misalignment, the highest axial vibration on the motor will be at fan RPM, or vice versa. Can be confirmed by phase measurements by setting Phase Filter at RPM of pulley with highest axial amplitude; then compare phase at this particular frequency on each rotor in the axial direction.</p>
<p><b>C. ECCENTRIC PULLEYS</b></p>		<p>Eccentric pulleys cause high vibration at 1X RPM of the eccentric pulley. The amplitude is normally highest in line with the belts, and should show up on both driver and driven bearings. It is sometimes possible to balance eccentric pulleys by attaching washers to taper lock bolts. However, even if balanced, the eccentricity will still induce vibration and reversible fatigue stresses in the belt. Pulley eccentricity can be confirmed by phase analysis showing horizontal &amp; vertical phase differences of nearly 0° or 180°.</p>
<p><b>D. BELT RESONANCE</b></p>		<p>Belt Resonance can cause high amplitudes if the belt natural frequency should happen to approach, or coincide with, either the motor or driven RPM. Belt natural frequency can be altered by changing either the belt tension, belt length or cross section. Can be detected by tensioning and then releasing belt while measuring the response on pulleys or bearings. However, when operating, belt natural frequencies will tend to be slightly higher on the tight side and lower on the slack side.</p>
<b>BEAT VIBRATION</b>		
<p>TWO FREQUENCIES 180° OUT OF PHASE</p> <p>TWO SIMPLE HARMONIC MOTIONS OF DIFFERENT FREQUENCY <math>F_1</math> AND <math>F_2</math></p> <p>BEAT FREQUENCY GENERATED BY TWO FREQUENCIES ABOVE</p> <p>MINIMUM VIBRATION OCCURS WHEN 2 FREQUENCIES ARE 180° OUT OF PHASE</p>	<p>TWO FREQUENCIES IN PHASE</p> <p><math>F_B = F_2 - F_1 = \text{BEAT FREQUENCY}</math></p> <p>MAXIMUM VIBRATION OCCURS WHEN 2 FREQUENCIES ARE IN PHASE</p>	<p>A Beat Frequency is the result of two closely spaced frequencies going into and out of synchronization with one another. The wideband spectrum normally will show one peak pulsating up and down. When you zoom into this peak (lower spectrum below), it actually shows two closely spaced peaks. The difference in these two peaks (<math>F_2 - F_1</math>) is the beat frequency which appears itself in the wideband spectrum. The beat frequency is not commonly seen in normal frequency range measurements since it is inherently low frequency, usually ranging from only approximately 5 to 100 CPM.</p> <p>Maximum vibration will result when the two waveforms of one frequency (<math>F_1</math>) comes into phase with the waveform of the other frequency (<math>F_2</math>). Minimum vibration occurs when waveforms of these two frequencies line up 180° out of phase.</p>
<p><b>SOFT FOOT, SPRUNG FOOT AND FOOT-RELATED RESONANCE</b></p>		<p>"Soft Foot" occurs when a machine's foot or frame deflects greatly when a hold-down bolt is loosened to hand tightness, causing the foot to rise more than approximately .002 - .005 inch. This does not always cause a great vibration increase. However, it can do so if the soft foot affects alignment or motor air gap concentricity.</p> <p>"Sprung Foot" can cause great frame distortion, resulting in increased vibration, force and stress in the frame, bearing housing, etc. This can occur when a hold-down bolt is forcefully torqued down on the sprung foot in an attempt to level the foot.</p> <p>"Foot-Related Resonance" can cause dramatic amplitude increases from 5X to 15X or more, as compared with that when the bolt (or combination of bolts) is loosened to hand tightness. When tight, this bolt can notably change the natural frequency of the foot or machine frame itself.</p> <p>Soft Foot, Sprung Foot or Foot-Related Resonance most often affects vibration at 1X RPM, but can also do so at 2X RPM, 3X RPM, 2X line frequency, blade pass frequency, etc. (particularly Foot-Related Resonance).</p>

## LAMPIRAN 2

TABEL 2 (ref.1,hal.110) Ringkasan pemakaian dan pemasangan sensor

Deskripsi Mesin	Sensor Getaran	Lokasi
Turbine uap, Pompa atau Kompresor besar dengan bantalan luncur	Simpangan	Radial, Horizontal & Vertikal Titik A, B, C, D. Aksial: Redundansi A, D
Turbine gas atau Pompa medium	Simpangan	Arah: Radial, vertikal & horisontal titik: A, B
	Kecepatan	Arah: Radial, vertikal & horisontal titik: A, B
Motor atau Fan dengan bantalan luncur	Simpangan, atau	Satu sensor arah radial pada setiap bantalan
	Kecepatan	Satu arah aksial untuk deteksi keausan
Motor, Pompa atau Kompresor dengan bantalan rol	Kecepatan, atau	Satu sensor arah radial pada setiap bantalan
	accelometer	Satu arah aksial pada motor untuk deteksi keausan
Gearbox	accelometer	Sensor-sensor dipasang sedekat mungkin ke setiap bantalan
Poros gearbox bantalan luncur.	Simpangan	Arah: Radial, horizontal & vertikal

## LAMPIRAN 3

Gambar 1 Set up pengukuran arah horizontal



Gambar 2 Set up pengukuran arah vertikal



Gambar 3 Set up pengukuran arah aksial



Gambar 4 Boiler Feed Pump



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di kota Purworejo pada tanggal 7 Maret 1994, dari pasangan Bapak Sapto Supri Hartono dan Sudartini. Penulis merupakan anak pertama dari empat bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Batik Perbaik, SD Negeri 01 Purworejo, SMP Negeri 02 Purworejo, SMA Negeri 06 Purworejo.

Pada tahun 2012 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS Kelas Kerjasama

PT. PLN (Persero) dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi DIII Teknik Mesin Kelas Kerjasama PT. PLN (Persero), Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2112038014. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama dengan tema Manajemen Perawatan.

Selain mempelajari bidang akademik, penulis juga aktif di bidang ukm band dan futsal ITS.

Untuk mengetahui informasi tentang penulis dapat melalui email : [anindya.pangestu@yahoo.com](mailto:anindya.pangestu@yahoo.com)