

**ANALISIS GETARAN PADA POROS ROTOR DI TUMPU  
*RADIAL-AXIAL BEARING* DENGAN MENKOMBINASIKAN  
*ANGULAR BEARING***

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat  
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Mesin**



**Disusun Oleh :**

**Nama : M. Rizalul Akmal**

**No. Mahasiswa : 20525015**

**NIRM : 2001120101**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
UNIVERSITAS ISLAM INDONESIA  
YOGYAKARTA**

**2025**

**LEMBAR PENGESAHAN DOSEN PEMBIMBING**

**ANALISIS GETARAN PADA POROS ROTOR DI TUMPU  
RADIAL-AXIAL BEARING DENGAN MENGGKOMBINASIKAN  
ANGULAR BEARING**

**TUGAS AKHIR**

**Disusun Oleh :**

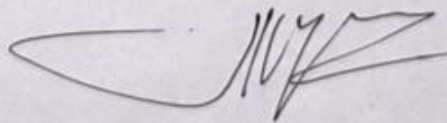
**Nama : M. Rizalul Akmal**

**No. Mahasiswa : 20525015**

**NIRM : 2001120101**

Yogyakarta, 14 Mei 2025

Pembimbing



Dr. Ir. Paryana Puspaputra, M. Eng

# LEMBAR PENGESAHAN DOSEN PENGUJI

## ANALISIS GETARAN PADA POROS ROTOR DI TUMPU RADIAL-AXIAL BEARING DENGAN MENKOMBINASIKAN ANGULAR BEARING

### TUGAS AKHIR

Disusun Oleh :

Nama : M. Rizalul Akmal

No. Mahasiswa : 20525015

NIRM : 2001120101

Tim Penguji

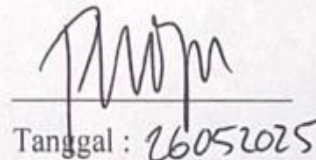
Dr. Ir. Paryana Puspaputra, M.Eng

Ketua

  
Tanggal :

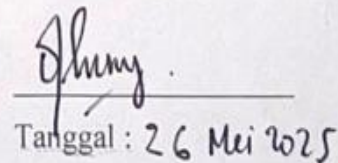
Purtojo, S.T., M.Sc

Anggota I

  
Tanggal : 26052025

Finny Pratama Putera, S.T., M.Eng


Anggota II

  
Tanggal : 26 Mei 2025

Mengetahui

Ketua Jurusan Teknik Mesin



  
Dr. Ir. Muhammad Khafidh, S.T., M.T., IPP

## HALAMAN PERSEMBAHAN

Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah melimpahkan rezeki dan rahmat-Nya, serta panjatan doa dan dukungan yang selalu diberikan oleh orang-orang tercinta, hingga pada akhirnya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Oleh sebab itu penulis ingin mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang selalu senantiasa memberikan dukungan baik moral, materi serta doa yang selalu dipanjatkan sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Paryana Puspaputra. M.Eng. Selaku dosen pembimbing yang telah memberikan banyak ilmu terhadap penulis baik ilmu yang berhubungan dengan studi Teknik Mesin maupun ilmu kehidupan yang bermanfaat bagi penulis.
3. Rekan-rekan dari jurusan Teknik Mesin yang senantiasa memberikan dukungan dan bantuan kepada penulis

Penulis berharap topik ini sangat bermanfaat dan berguna untuk perkembangan ilmu pengetahuan pada masa yang akan datang

## **HALAMAN MOTTO**

"Allah akan mengangkat orang-orang yang beriman di antara kamu dan orang-orang yang diberi ilmu pengetahuan beberapa derajat."

(QS. Al-Mujadilah: 11)

"Sesungguhnya Allah tidak akan mengubah nasib suatu kaum, kecuali jika kaum itu mengubah apa yang ada pada diri mereka sendiri."

(QS. Ar-Ra'ad:11)

"Allah tidak membebani seseorang melainkan sesuai dengan kesanggupannya."

(QS. Al-Baqarah: 286)

## KATA PENGANTAR ATAU UCAPAN TERIMA KASIH

*Alhamdulillah* *rabbi' alamin*. Segala puji bagi Allah SWT, atas berkat, rahmat serta kelimpahanNya peneliti dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan baik dan lancar. Tak lupa sholawat serta salam tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW, beserta keluarganya, sahabatnya, dan seluruh umatnya hingga akhir zaman yang menjadikannya sebagai suri tauladan yang baik.

Tugas Akhir ini diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana program studi Teknik Mesin, Universitas Islam Indonesia. Selama melaksanakan penelitian dan menyusun laporan Tugas Akhir, penulis telah mendapatkan bimbingan dan bantuan dari berbagai pihak. Maka dari itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terimakasih kepada:

1. Kedua orang tua saya tercinta yaitu Almarhum Bapak Tata dan Ibu Nur Arifah serta Adik kandung saya Jihan Thalita Ulfa yang selalu memberikan kasih sayang, perhatian, kesabaran dan pengorbanan baik berupa moral dan materi yang diberikan kepada penulis, sehingga penulis dapat melaksanakan dan menyusun laporan tugas akhir ini dengan baik dan sepenuh hati.
2. Bapak Dr. Ir. Muhammad Khafid, S.T., M.T., IPP selaku Kepala Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Universitas Islam Indonesia.
3. Bapak Dr. Ir. Paryana Puspaputra, M.Eng selaku Pembimbing yang telah sabar membimbing, meluangkan waktu, tenaga dan pikiran di dalam memberikan pengarahan kepada penulis selama proses penulisan tugas akhir.
4. Seluruh dosen dan staf karyawan Program Studi Teknik Mesin Universitas Islam Indonesia.
5. Fadhlurrahman sahar, sebagai kawan seperjuangan dalam proses pengerjaan dan penyusunan tugas akhir ini
6. Keluarga besar mahasiswa Teknik Mesin Universitas Islam Indonesia angkatan 2020, yang telah berjuang bersama serta saling membantu selama perkuliahan.

7. Keluarga besar pengurus Himpunan Mahasiswa Teknik Mesin Universitas Islam Indonesia Periode 2021/2022 yang selalu memberikan dukungan dan membantu penulis dalam berproses dan berprogres dalam bidang akademik maupun non-akademik selama masa perkuliahan.

Selanjutnya, penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih kurang dari sempurna. Untuk itu penulis sangat mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi kesempurnaan Tugas Akhir ini. Penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca.

Yogyakarta, 3 Maret 2025



M. Rizalul Akmal

## ABSTRAK

Mesin adalah sekumpulan komponen berbeda yang saling berhubungan untuk menjalankan suatu fungsi. Setiap alat atau mesin yang berputar menimbulkan getaran yang dapat merusak komponen mesin. Salah satu komponen tersebut adalah bearing. Bearing berfungsi untuk membantu poros untuk berputar agar dapat berputar dengan gesekan yang minim. Getaran yang berfrekuensi tinggi sangat sulit untuk dideteksi oleh mata manusia sehingga diperlukan analisis getaran.

Analisis getaran perlu dilakukan agar menghindari kerusakan yang lebih parah pada komponen mesin tersebut. Getaran pada mesin dideteksi menggunakan alat SKF *Quick Collect*. Pengukuran getaran dilakukan pada mesin yang dirancang sendiri. Sebelum dilakukan pengukuran getaran dilakukan pengukuran Geometri dimensi dan toleransi pada komponen mesin seperti poros dan beban. Kemudian dilanjutkan dengan pengecekan ketidaksejajaran dengan menggunakan alat SKF TKSA-51.

Pengukuran getaran pada bantalan dilakukan dengan tiga kondisi bantalan yaitu bantalan dengan keadaan normal, sedang, dan rusak. Tingkat kerusakan tersebut dilakukan dengan menghilangkan pelumas dan pemberian karat pada bantalan tersebut. Dilakukan perbandingan tinggi amplitudo pada tiga kondisi bantalan. Hasil pengamatan menunjukkan bahwa amplitudo pada setiap komponen bantalan seperti bagian dinding dalam, cangkang, bagian dinding luar, dan bantalan bola semakin meningkat pada tiga kondisi tersebut.

Kata kunci : Mesin, SKF Quick Collect, getaran, bantalan, SKF TKSA-51, amplitudo.

## ***ABSTRACT***

*A machine is a set of different components that are interconnected to perform a function. Every tool or machine that rotates creates vibrations that can damage machine components. One of these components is bearings. Bearings function to help the shaft to rotate so that it can rotate with minimal friction. High-frequency vibrations are very difficult to detect by the human eye so vibration analysis is needed.*

*Vibration analysis needs to be done in order to avoid more severe damage to the engine components. Vibration on the machine is detected using the SKF Quick Collect tool. Vibration measurements are carried out on a self-designed machine. Before vibration measurements are taken, dimensional geometry and tolerance measurements are made on engine components such as shafts and loads. Then proceed with checking misalignment using the SKF TKSA-51 tool.*

*Vibration measurements on bearings are carried out with three bearing conditions, namely bearings with normal, medium, and damaged conditions. The level of damage is done by removing grease and giving rust to the bearing. A comparison of the amplitude height in the three bearing conditions was carried out. The results showed that the amplitude of each bearing component such as inner, cage, outer, and ball bearings increased in the three conditions.*

*Keywords: Machine, SKF Quick Collect, vibration, bearing, SKF TKSA-51, amplitude.*

## DAFTAR ISI

Halaman Judul .....	i
Lembar Pengesahan Dosen Pembimbing .....	ii
Lembar Pengesahan Dosen Penguji .....	iii
Halaman Persembahan .....	iv
Halaman Motto .....	v
Kata Pengantar atau Ucapan Terima Kasih .....	vi
Abstrak .....	viii
Daftar Isi .....	x
Daftar Tabel .....	xiii
Daftar Gambar .....	xiv
DAFTAR NOTASI .....	xviii
Bab 1 Pendahuluan .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian atau Perancangan .....	2
1.5 Manfaat Penelitian atau Perancangan .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3
Bab 2 Tinjauan Pustaka .....	4
2.1 Kajian Pustaka .....	4
2.2 Pengertian Getaran .....	5
2.3 Analisis Getaran .....	5
2.4 Parameter getaran .....	6
2.4.1 Frekuensi .....	6
2.4.2 Amplitudo .....	6
2.4.3 Fase .....	8
2.5 Perpindahan, kecepatan, dan percepatan .....	9
2.6 Natural Frequency, Resonance dan critical speed .....	12
2.7 Harmonic Frequency .....	13
2.8 Pengukuran Getaran .....	14

2.8.1	Sensor Perpindahan .....	14
2.8.2	Sensor Kecepatan .....	16
2.8.3	Sensor Percepatan Getaran .....	17
2.9	Sistem poros rotor.....	18
2.10	Bantalan ( <i>Bearing</i> ) .....	19
2.10.1	Klasifikasi <i>bearing</i> .....	20
2.11	Toleransi dimensi dan Geometri (GD&T).....	21
2.11.1	<i>Roundness</i> .....	22
2.11.2	<i>Concentricity</i> .....	22
2.11.3	<i>Straightness</i> .....	23
2.11.4	<i>Squareness</i> .....	24
2.11.5	<i>Pararealism</i> .....	25
2.11.6	<i>Run-Out</i> .....	25
2.12	Penyebab vibrasi yang dapat di deteksi.....	26
2.12.1	<i>Unbalance</i> .....	28
2.12.2	<i>Misalignment</i> .....	29
2.12.3	<i>Ball bearing failure</i> .....	31
2.12.4	<i>Bent Shaft</i> .....	35
2.12.5	<i>Looseness</i> .....	35
Bab 3	Metode Penelitian.....	38
3.1	Alur Penelitian.....	38
3.2	Peralatan dan Bahan .....	39
3.3	Perancangan Benda Uji .....	42
3.3.1	Proses Manufaktur.....	42
3.3.2	Pengukuran GD&T ( <i>Geometric Dimension &amp; Tolerance</i> ) .....	44
3.3.3	Proses <i>Assembly</i> .....	49
3.3.4	Proses <i>Misalignment</i> .....	51
3.3.5	Proses <i>Alignment</i> .....	52
3.3.6	Proses Pengambilan data Getaran.....	53
3.4	Menghitung Frekuensi bearing.....	53
3.4.1	Menghitung <i>ball pass frequency Inner</i> (BPFI).....	54
3.4.2	Menghitung <i>ball pass frequency outer</i> (BPFO) .....	55

3.4.3	Menghitung <i>Ball spin frequency</i> (BSF).....	55
3.4.4	Menghitung <i>Fundamental Train Frequency</i> (FTF).....	56
Bab 4	Hasil dan Pembahasan .....	57
4.1	Hasil Perancangan .....	57
4.2	Hasil Pengukuran GD&T .....	57
4.2.1	Hasil pengukuran <i>Roundness</i> .....	57
4.2.2	Hasil pengukuran <i>concentricity</i> .....	58
4.2.3	Hasil pengukuran <i>straightness</i> .....	59
4.2.4	Hasil pengukuran <i>squareness</i> .....	60
4.2.5	Hasil Pengukuran <i>Pararelsism</i> .....	61
4.2.6	Hasil pengukuran <i>Run-Out</i> .....	62
4.3	Hasil Pengujian.....	63
4.3.1	Pembacaan spektrum getaran <i>bearing</i> normal arah radial.....	63
4.3.2	Pembacaan spektrum getaran <i>bearing</i> normal arah aksial .....	64
4.3.3	Pembacaan spektrum getaran pada <i>bearing</i> dengan kerusakan sedang arah radial .....	65
4.3.4	Pembacaan spektrum getaran pada <i>bearing</i> dengan kerusakan sedang arah aksial.....	66
4.3.5	Pembacaan spektrum getaran pada <i>bearing</i> rusak arah radial.....	66
4.3.6	Pembacaan spektrum getaran pada <i>bearing</i> rusak arah aksial .....	67
4.4	Analisis dan Pembahasan .....	67
Bab 5	Penutup.....	70
5.1	Kesimpulan.....	70
5.2	Saran untuk Penelitian Selanjutnya .....	70
Daftar Pustaka	.....	71

## DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Kriteria desain benda uji.....	39
Tabel 3. 2 Bahan yang digunakan .....	40
Tabel 3. 3 Alat yang digunakan.....	41
Tabel 3. 4 <i>Software</i> yang digunakan .....	42
Tabel 4. 1 Hasil pengukuran Roundness beban.....	58
Tabel 4. 2 Hasil Pengukuran concentricity beban .....	58
Tabel 4. 3 Hasil pengukuran <i>straightness</i> pada shaft .....	59
Tabel 4. 4 Hasil dari squareness .....	60
Tabel 4. 5 Hasil pengukuran paralelism .....	61
Tabel 4. 6 Hasil pengukuran <i>run-out</i> pada <i>shaft</i> .....	62
Tabel 4. 7 Hasil pengukuran run-out beban .....	62
Tabel 4. 8 Tingkat kerusakan komponen bearing.....	69
Tabel 4. 9 Tingkat kerusakan komponen bearing.....	69

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Proses Analisis Getaran .....	5
Gambar 2. 2 Satu frekuensi .....	6
Gambar 2. 3 Satu amplitudo .....	6
Gambar 2. 4 <i>Peak-to-peak</i> .....	7
Gambar 2. 5 <i>Zero-to-peak</i> .....	7
Gambar 2. 6 <i>Root Mean Square</i> .....	8
Gambar 2. 7 Fase .....	8
Gambar 2. 8 Perbedaan fase <i>velocity</i> , <i>displacement</i> , dan <i>acceleration</i> .....	10
Gambar 2. 9 Pegas dengan beban (SKF Reliability System, 2000) .....	10
Gambar 2. 10 perbandingan efektifitas sensor <i>displacement</i> , <i>velocity</i> , dan <i>acceleration</i> (Wowk, 1991) .....	11
Gambar 2. 11 Resonansi yang menyebabkan amplitudo naik secara drastis (Wowk, 1991) .....	13
Gambar 2. 12 Amolitudo yang meningkat karena kecepatan kritis (Wowk, 1991) .....	13
Gambar 2. 13 Sensor simpangan .....	15
Gambar 2. 14 Cara menggunakan sensor simpangan .....	15
Gambar 2. 15 Pegukuran dengan <i>proximity probes</i> pada poros .....	16
Gambar 2. 16 Sensor Kecepatan .....	16
Gambar 2. 17 Sensor Percepatan .....	17
Gambar 2. 18 Standar ISO 10816-3 .....	18
Gambar 2. 19 Perangkat uji sistem poros rotor .....	19
Gambar 2. 20 Kontruksi antara poros dan <i>bearing</i> .....	20
Gambar 2. 21 <i>Bearing</i> sebagai penyangga poros .....	20
Gambar 2. 22 <i>Small bearing</i> : a) <i>Dry sliding</i> , b) <i>Sintered bearing</i> .....	20
Gambar 2. 23 <i>Journal bearing</i> dan ketebalan minyak pelumas .....	21
Gambar 2. 24 (a) Lingkaran dengan toleransi dimensional dan geometrik <i>roundness</i> dan (b) zona toleransi dan bentuk aktual lingkaran tersebut .....	22
Gambar 2. 25 contoh toleransi geometri <i>concentricity</i> .....	22
Gambar 2. 26 Contoh <i>concentricity</i> dari rata-rata dua buah datum .....	23

Gambar 2. 27 (a) Contoh <i>straightness</i> sebuah permukaan silinder, (b) Contoh <i>straightness</i> sebuah aksis silinder, (c) Contoh <i>straightness</i> sebuah aksis silinder keseluruhan.....	23
Gambar 2. 28 Contoh dari <i>squareness</i> sebuah aksis terhadap sebuah datum aksis .....	24
Gambar 2. 29 Contoh dari <i>squareness</i> sebuah permukaan terhadap sebuah datum aksis .....	24
Gambar 2. 30 Contoh paralelism sebuah aksis (garis) terhadap sebuah aksis datum. ....	25
Gambar 2. 31 Contoh sebuah toleransi geometri run-out dari sebuah permukaan silinder yang besar terhadap dua buah silinder yang kecil. ....	26
Gambar 2. 32 Contoh sebuah toleransi geometri <i>run-out</i> dari sebuah permukaan silinder yang besar terhadap silinder yang kecil.....	26
Gambar 2. 33 Penyebab – penyebab getaran berlebih berdasarkan ISO 13373-1 (ISO 13373, 2002) .....	27
Gambar 2. 34 Spektrum getaran pada unbalance (Rizqullah, 2017).....	28
Gambar 2. 35 (a) <i>Parallel missalignment</i> , (b) <i>Angular missalignment</i> (Rizqullah, 2017).....	29
Gambar 2. 36 Spektrum vibrasi pada <i>misalignment</i> poros (Rizqullah, 2017).....	30
Gambar 2. 37 Spektrum vibrasi kerusakan pada <i>ball bearing</i> (Betta, Liguori, Paolillo, & Pietrosnanto, 2001) .....	31
Gambar 2. 38 Tingkat 1 dan 2 vibrasi pada <i>ball bearing</i> (Rizqullah, 2017).....	31
Gambar 2. 39 Tingkat 3 vibrasi pada <i>ball bearing</i> (Rizqullah, 2017).....	32
Gambar 2. 40 ilustrasi parameter penghitungan frekuensi pada bearing (Wowk, 1991).....	32
Gambar 2. 41 Tingkat 4 vibrasi pada ball bearing (Rizqullah, 2017).....	33
Gambar 2. 42 spektrum kerusakan <i>outer race fault</i> pada bearing (Wowk, 1991).....	34
Gambar 2. 43 Spektrum vibrasi pada poros bengkok (Rizqullah, 2017) .....	35
Gambar 2. 44 <i>Waveform</i> pada <i>looseness</i> yang terpotong (Wowk, 1991).....	36
Gambar 2. 45 Spektrum vibrasi pada kelonggaran (Rizqullah, 2017) .....	36
Gambar 3. 1 Model 3D rangkaian benda uji .....	39
Gambar 3. 2 Desain alas .....	43

Gambar 3. 3 Proses pengelasan .....	43
Gambar 3. 4 Desain komponen pada proses pembubutan.....	43
Gambar 3. 5 Proses pembubutan .....	44
Gambar 3. 6 Proses pengeboran .....	44
Gambar 3. 7 Pengukuran <i>roundness</i> .....	45
Gambar 3. 8 Datum dan aksis yang diukur di pengukuran <i>concentricity</i> .....	45
Gambar 3. 9 Toleransi geometri pada pengukuran <i>straightness</i> .....	46
Gambar 3. 10 Proses pengukuran <i>straightness</i> .....	46
Gambar 3. 11 Toleransi geometri pada pengukuran <i>squareness</i> .....	47
Gambar 3. 12 Proses pengukuran <i>squareness</i> .....	47
Gambar 3. 13 Toleransi geometri pada pengukuran <i>parallelism</i> .....	48
Gambar 3. 14 Toleransi geometri <i>shaft</i> pada pengukuran <i>run-out</i> .....	48
Gambar 3. 15 Toleransi geometri beban pada pengukuran <i>run-out</i> .....	48
Gambar 3. 16 Proses pengukuran <i>run-out</i> .....	48
Gambar 3. 17 Pemasangan <i>elektromotor</i> .....	49
Gambar 3. 18 Pemasangan <i>coupling</i> .....	49
Gambar 3. 19 Pemasangan bearing ke <i>bearing house</i> .....	50
Gambar 3. 20 Pemasangan <i>bearing house</i> ke alas.....	50
Gambar 3. 21 Pemasangan <i>shaft</i> dan beban .....	50
Gambar 3. 22 Pemasangan sensor <i>alignment</i> .....	51
Gambar 3. 23 Pengukuran jarak dari motor ke sensor .....	52
Gambar 3. 24 Pengukuran ketinggian dan kelurusan kedua sensor .....	52
Gambar 3. 25 Hasil proses <i>misalignment</i> .....	52
Gambar 3. 26 Gambar hasil <i>alignment</i> .....	52
Gambar 3. 27 (a) Pengambilan data aksial, (b) Pengambilan data radial.....	53
Gambar 3. 28 Data <i>sheet bearing 7206BDB</i> .....	54
Gambar 3. 29 Parameter menghitung <i>bearing</i> .....	54
Gambar 4. 1 Hasil perancangan.....	57
Gambar 4. 2 Spektrum getaran bearing normal arah vertikal.....	63
Gambar 4. 3 Spektrum getaran pada bearing normal pada arah aksial .....	64
Gambar 4. 4 Spektrum getaran pada bearing dengan kerusakan sedang arah vertikal .....	65

Gambar 4. 5 Spektrum getaran pada bearing dengan kerusakan sedang arah aksial .....	66
Gambar 4. 6 Spektrum getaran pada bearing rusak arah vertikal.....	66
Gambar 4. 7 spektrum getaran pada bearing rusak arah aksial .....	67
Gambar 4. 8 tingkat kerusakan bearing arah vertikal.....	68
Gambar 4. 9 Tingkat rusak bearing arah aksial .....	68

## DAFTAR NOTASI

RPM = *Revolution Per Minute*

Hz = *Hertz*

RMS = *Root Mean Square*

BPMI = *Ball Pass Frequency Inner*

BPMO = *Ball Pass Frequency Outer*

BSF = *Ball Spin Frequency*

FTF = *Fundamental Train Frequency*

CPM = *Cycle Per Minute*

CPS = *Cycle Per Second*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Setiap alat atau mesin yang berputar menimbulkan getaran yang dapat merusak komponen mesin, salah satunya adalah *bearing* (Huda & Alexandro, 2022). Mesin yang bekerja dengan kecepatan tinggi menyebabkan getaran dengan frekuensi tinggi sehingga tidak dapat membedakannya menggunakan indera manusia. Oleh karena itu, perlu di analisis untuk mendeteksi kerusakan *bearing* menggunakan sinyal getaran yang dihasilkan oleh mesin yang sedang bekerja.

Getaran pada mesin dapat menjadi masalah jika getarannya berlebihan. Hal ini dapat secara langsung atau tidak langsung merusak komponen-komponen penting pada mesin. Jika kerusakan pada *bearing* tersebut tidak terdeteksi sejak dini, maka akan timbul masalah serius yang akan menyebabkan kerusakan dan kerugian yang lebih besar.

*Bearing* adalah elemen mesin yang menopang poros dan diberi beban, sehingga rotasi atau gerak bolak-baliknya dapat terjadi dengan dan membuat mesin dapat bertahan lama. *Bearing* harus cukup kuat untuk menahan beban dari poros yang terhubung dengan komponen mesin lainnya agar dapat berputar dan beroperasi sesuai fungsinya. Performa keseluruhan sistem akan menurun bahkan bisa terhenti jika *bearing* tidak berfungsi secara optimal. (Lubis , Pane, Lubis , Siregar, & Kusuma, 2021)

Perawatan dan pemeliharaan mesin yang tepat sangatlah penting untuk memperpanjang umur *bearing*. Tindakan pencegahan harus diambil untuk menghindari kerusakan lebih lanjut pada mesin. Tindakan pencegahannya adalah menganalisis sinyal getaran *bearing* yang digunakan. Oleh karena itu, analisis getaran sangat penting karena merupakan indikator yang baik untuk mendeteksi masalah mekanis peralatan berputar akibat getaran suatu mesin yang disebabkan oleh gaya yang berulang-ulang seperti ketidakseimbangan, ketidakselarasan, poros bengkok, kerusakan bantalan, permainan mekanis, keausan roda gigi, (Suhardjono, 2005).

Analisis getaran yang dimaksud adalah menganalisis pola getaran berdasarkan parameter getaran seperti frekuensi, amplitudo dan fase. Perubahan parameter tersebut menunjukkan adanya kelainan pada mesin yang dapat diidentifikasi sebagai kerusakan mesin (Setyawan & Suryadi, 2018). Oleh karena itu pencegahan kerusakan mesin harus dilakukan, salah satu caranya adalah menganalisis spektrum getaran pada bearing.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang diatas, berikut merupakan rumusan masalah pada penelitian ini

1. Bagaimana merancang dan membuat sistem poros rotor yang dapat digunakan sebagai alat uji getaran pada bearing?
2. Bagaimana karakteristik getaran yang dihasilkan oleh *bearing* dalam berbagai tingkat kerusakan?

## 1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada penelitian ini ialah sebagai berikut:

1. *Bearing* yang digunakan pada penelitian ini adalah *duplex angular contact ball bearing back-to-back arrangement* dengan tipe 7206BDB
2. Sensor dan alat yang digunakan adalah SKF *Quick Collect* dan SKF TKSA-51
3. Pengujian *bearing* NTN 7206BDB menggunakan alat yang dibuat oleh penulis.

## 1.4 Tujuan Penelitian atau Perancangan

Berdasarkan rumusan masalah diatas, maka tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Membuat sistem poros rotor sebagai alat uji getaran pada *bearing*
2. Mengenali berbagai karakteristik getaran pada *bearing* dalam berbagai tingkat kerusakan.

## **1.5 Manfaat Penelitian atau Perancangan**

Manfaat penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dapat mengetahui prosedur dalam menyiapkan alat uji getaran
2. Dapat memberikan pemahaman yang lebih mendalam mengenai berbagai karakteristik getaran yang dihasilkan oleh *bearing* dalam tingkat kerusakan yang berbeda.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Penyusunan laporan tugas akhir ini mengikuti urutan yang telah ditetapkan sebelumnya. Laporan tugas akhir terdiri dari lima bab sebagai berikut:

### **BAB 1 Pendahuluan**

Pada bab ini dijelaskan mengenai latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian atau perancangan, manfaat penelitian atau perancangan, dan sistematika penulisan.

### **BAB 2 Tinjauan Pustaka**

Pada bab ini berisikan tinjauan pustaka mengenai dasar teori yang melandasi pembuatan skripsi.

### **BAB 3 Metode Penelitian**

Pada bab ini berisikan diagram alir penelitian, alat dan bahan, prosedur penelitian, dan pengujian bearing.

### **BAB 4 Hasil dan Pembahasan**

Pada bab ini berisikan tentang hasil dari perancangan alat dan juga hasil dan pembahasan yang di peroleh dari pengambilan data

### **BAB 5 Penutup**

Pada bab ini berisikan tentang kesimpulan dan saran untuk penelitian selanjutnya.

## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Kajian Pustaka

Seiring pesatnya perkembangan teknologi, telah banyak dilakukan berbagai penelitian atau perancangan yang mengkaji tentang analisis spektrum getaran. Spektrum getaran yang dianalisis terdapat berbagai jenis alat atau komponen mesin itu sendiri seperti *bearing*, *electromotor*, dan bahkan juga terdapat *cage* dari *bearing*. Secara garis besar penelitian tersebut bertujuan agar dapat mendeteksi kerusakan alat atau komponen dari mesin itu sendiri menggunakan analisis spektrum getaran. Pada kajian pustaka ini akan membahas tentang analisis karakteristik getaran yang telah dilakukan pada penelitian – penelitian sebelumnya.

Pada penelitian yang telah dilakukan oleh (Raharjo & Setiyadi, 2016), mereka menggunakan metode *test rig* yang mana *test rig* ini digunakan untuk mengukur karakteristik getaran pada *bearing* yang terdiri dari motor listrik, kopling, poros, rumah bantalan, cakram, *frequency regulator*, data akusisi, dan display. Kemudian mereka menganalisisnya menggunakan analisa komperatif, *trending*, dan deskriptif. Analisa komperatif digunakan untuk membandingkan amplitudo dari spektrum getaran bearing normal dengan spektrum bearing rusak. Mereka mengambil data pada kondisi *bearing* normal dan *bearing* rusak yang mengalami variasi kerusakan *cage* dengan variasi kecepatan yang berbeda beda pula. Mereka merusak *cage* dari *bearing* dengan cara menekuknya dan berharap dapat terjadi perubahan celah pada bagian *cage*. Kerusakan tersebut dibuat dengan variasi ringan, sedang, dan berat.

Pada penelitian yang telah dilakukan oleh (Subardi , 2009), dia menguji *ball bearing* yang diberikan beban dan waktu yang sama dengan putaran yang bervariasi. Dia melakukan pengujian selama 72 jam agar sifat lubrikan hilang sehingga membuat komponen pada *bearing* tersebut rusak. Pada penelitian tersebut membuktikan bahwa semakin besar putaran maka akan menyebabkan keausan akan semakin luas dan semakin dalam pada dinding *inner race* maupun dinding *outer race*.

## 2.2 Pengertian Getaran

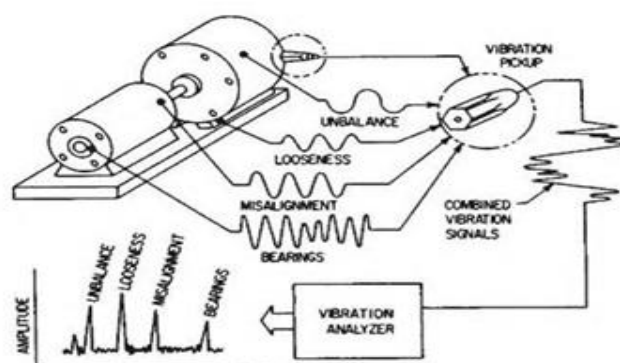
Getaran adalah gerak osilasi di sekitar titik keseimbangan. Getaran yang terjadi dalam mesin dapat disebabkan oleh pergerakan komponen mesin yang tidak diinginkan (Rizqullah, 2017).

## 2.3 Analisis Getaran

Analisis getaran yaitu mencari gejala perubahan pola getaran yang disebabkan oleh gejala yang terjadi pada mesin itu sendiri. Kelebihan dari sensor getaran ialah dapat memberi peringatan dini bahwa suatu mesin mengalami kerusakan pada mesin yang berputar (Sunarya, 2003). Pada perkembangan teknologi, sebagian besar industri menggunakan sistem elektromekanis sehingga analisis getaran ini telah menjadi andalan untuk pemeliharaan prediktif.

Dengan metode ini, masalah atau kelainan yang terjadi pada perangkat dapat diidentifikasi lebih awal sebelum masalah tersebut merusak perangkat. Masalah yang muncul berupa *bearing* yang rusak dan roda gigi yang rusak. Pada dasarnya, semua mesin yang berputar pasti menghasilkan getaran yang mana berfungsi sebagai penyaluran dan keseimbangan bagian-bagian yang berputar (Maerani, 2014)

Analisis ini merupakan metode yang efektif dan *non-destructive* untuk dapat memantau mesin saat *start-up*, *shutdown*, dan operasi normal. Peralatan yang digunakan untuk analisis getaran yaitu sensor atau *transducer*. Alat tersebut dipasang pada housing bearing yang kemudian monitor yang memproses data sehingga dapat diketahui masalah yang timbul.



Gambar 2. 1 Proses Analisis Getaran

(sumber : (Prasetyo & Pusaputra, 2024))

## 2.4 Parameter getaran

### 2.4.1 Frekuensi

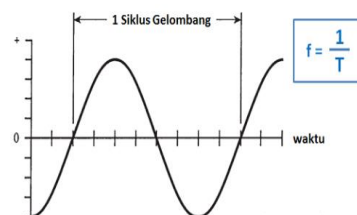
Jumlah gerakan dari siklus per detik disebut frekuensi dan dapat dinyatakan dalam satuan "Hertz" (Hz). (Rizqullah, 2017)

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

Dimana :  $f$  = Frekuensi (Hz),

$T$  = Periode (s)

Jumlah siklus yang berulang setiap satuan waktu juga dapat dinyatakan dalam siklus per menit / *cycles per minute* (CPM) atau CPS x 60, order (1 order = 1 x RPM), dan RPM (*rotation per menit*). Untuk putaran poros, RPM = CPM.

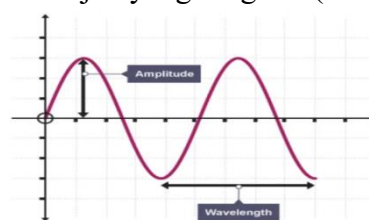


Gambar 2. 2 Satu frekuensi

(Sumber: (Saminan, 2020))

### 2.4.2 Amplitudo

Amplitudo adalah jarak/simpangan maksimum dalam gelombang sinus dari titik kesetimbangannya, biasanya dinyatakan dalam simbol (A) dan memiliki satuan panjang. Saat merekam getaran dari peralatan atau mesin, pengukuran getaran tidak hanya dapat melihat amplitudo dari waktu ke waktu, jumlah komponen, atau lokasi dimana terjadinya frekuensi. Karena banyak frekuensi yang terjadi secara bersamaan pada objek yang bergetar (Rizqullah, 2017).

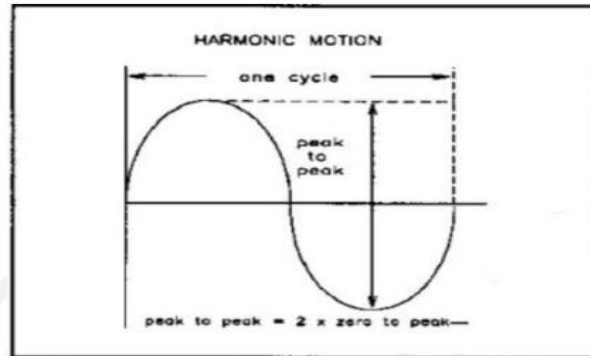


Gambar 2. 3 Satu amplitudo

(Sumber: (<https://katadata.co.id/lifestyle/varia/6698d3e8e0e28/rumus-frekuensi-gelombang-dan-contoh-soal-untuk-pendalaman-materi>))

Menyatakan tingkat amplitudo getaran memiliki empat cara yang berbeda yaitu, *peak-to-peak*, *zero-to-peak*, RMS (*Root Mean Square*), *average*.

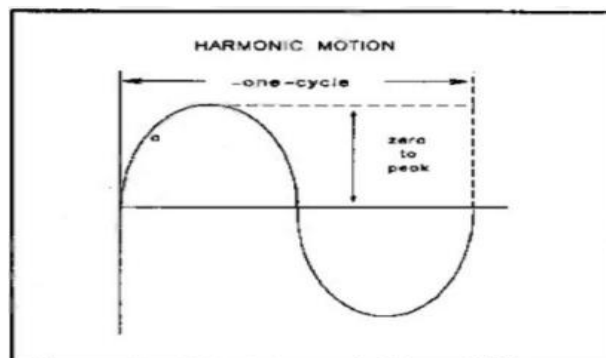
*Peak to peak* ialah jarak dari puncak sebuah gelombang yang berada di atas dan puncak gelombang bagian bawah seperti pada gambar 2.4. Pengukuran jenis ini biasanya mengacu pada perpindahan (*displacement*) amplitudo.



Gambar 2. 4 *Peak-to-peak*

(Sumber: (Saputra, 2020))

*Zero to peak* adalah pengukuran dari titik nol ke puncak gelombang atau lembah gelombang dapat dilihat pada gambar 2.5. Pengukuran ini digunakan untuk melihat tingkat getaran pada akselerometer.

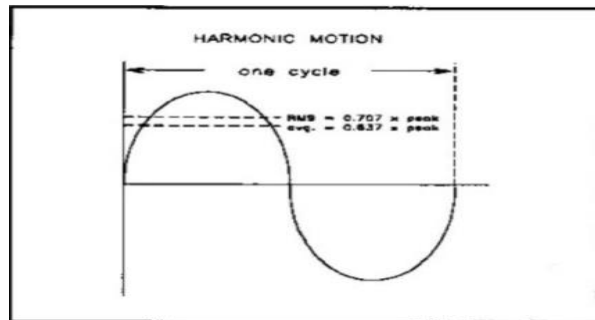


Gambar 2. 5 *Zero-to-peak*

(Sumber: (Saputra, 2020))

Pengukuran actual dari kekuatan di bawah kurva di sebut RMS (*Root Mean Square*) dapat dilihat pada gambar 2.6. Nilai dari RMS yaitu 0,707 dari puncak atas gelombang sinus. Ketika menghitung RMS yang sebenarnya, faktor puncak harus sangat di perhatikan untuk sinyal yang mengandung pulsa. Jika memungkinkan, nilai RMS harus digunakan ketika menggambarkan tingkat getaran mesin.

Berbeda dengan nilai average, average mempunyai nilai 0,637 dari puncak gelombang sinus .



Gambar 2. 6 Root Mean Square

(Sumber: (Saputra, 2020))

### 2.4.3 Fase

Fase adalah pengukuran sudut relatif terhadap sumbu yang dilalui suatu titik untuk berputar (Rizqullah, 2017). Satu siklus sinyal periodik menggambarkan lingkaran lengkap adalah  $360^\circ$ . Fase adalah pengukuran waktu yang diubah menjadi sudut rotasi. Fase tidak dapat menunjukkan keberadaan kerusakan, tetapi dapat membantu mengidentifikasi titik terjadinya kerusakan. Selama penyeimbangan, pengukuran fase relatif terhadap sumbu rotasi penting untuk menentukan pusat gravitasi yang terlihat pada gambar 2.7.



Gambar 2. 7 Fase

(Sumber :(<https://www.scribd.com/document/514151197/2-Beda-Fase-dan-Pergeseran-Fase>))

Sinyal getaran yang diterima sebagai sinyal dinamis adalah fenomena fisik yang berubah dengan cepat. Sinyal ini biasanya diubah menjadi sinyal listrik dan

kemudian didigitalkan menggunakan perangkat akuisisi sinyal getaran untuk diproses lebih lanjut (Rizqullah, 2017).

Karakteristik sinyal getaran yang penting untuk pemantauan kondisi mesin adalah frekuensi, amplitudo, dan sudut fase. Sumber sinyal disuplai dari komponen mesin yang sedang bekerja. Frekuensi dari setiap komponen ini berbeda-beda. Sumber sinyal tersebut adalah frekuensi operasi motor, kotak roda gigi, kopling, dan bantalan. Selain penyebab tersebut, sinyal getaran baru akan muncul apabila terjadi gangguan pada mesin, misalnya *unbalance*, *misalignment*, *bearing defect* dan lain-lain. (PRUFTECHNIK LTD, 2002)

## 2.5 Perpindahan, kecepatan, dan percepatan

Satu getaran dihasilkan oleh penerapan gaya dan direspon oleh gerakan osilasi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.9. Gerak osilasi tersebut digambarkan berupa perpindahan (*displacement*), kecepatan (*velocity*), dan percepatan (*acceleration*). (Rizqullah, 2017)

Getaran dicontohkan seperti pegas dengan beban yang digunakan untuk melakukan gerakan osilasi. Gerakan osilasi tersebut menimbulkan tiga reaksi yaitu perpindahan (*displacement*), kecepatan (*velocity*), dan percepatan (*acceleration*) (SKF Reliability System, 2000). *Displacement* dengan *velocity* mengalami perbedaan fase sebesar  $90^\circ$  sedangkan *displacement* dengan *acceleration* mengalami perubahan fase sebesar  $180^\circ$  (Rizqullah, 2017). Perbedaan fase tersebut dapat dilihat pada gambar 2.8.

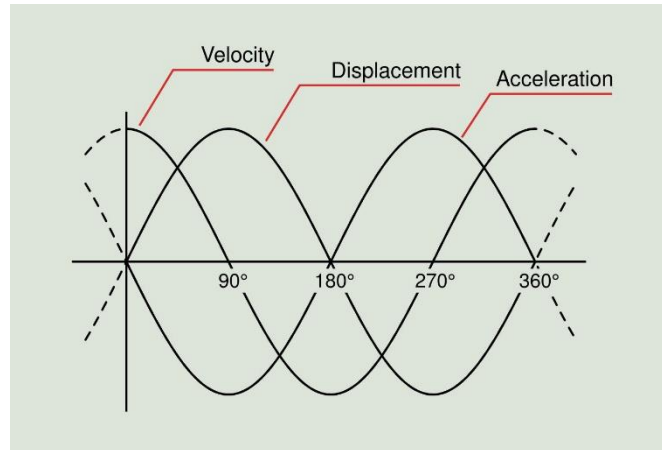
Tiga reaksi tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

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

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

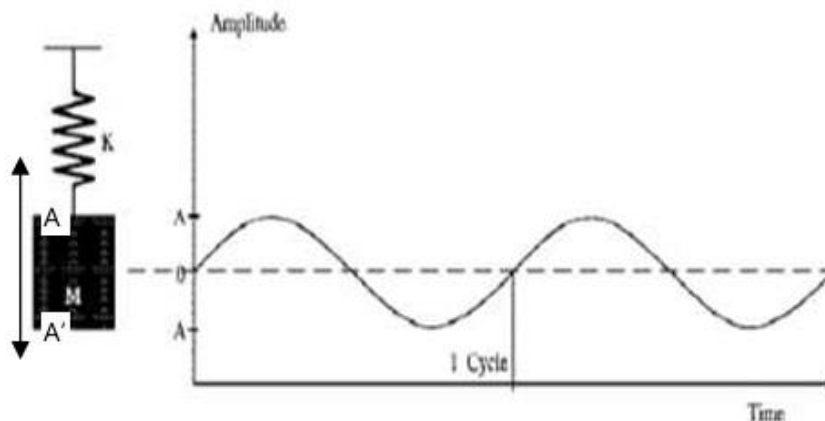
$$\text{Percepatan} = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 A \sin(\omega t + \alpha)$$

$$= \omega 2A \sin(\omega t + \alpha + \pi) \quad (2.4)$$



Gambar 2. 8 Perbedaan fase *velocity*, *displacement*, dan *acceleration*  
 (Sumber: (<https://power-mi.com/content/study-vibration>))

Perpindahan, kecepatan, dan percepatan dapat digunakan untuk menggambarkan respons gaya yang diberikan dengan perbedaan 90° untuk kecepatan dengan perpindahan dan kecepatan dengan percepatan. perpindahan dengan percepatan dengan perbedaan 180°. Namun, Fase bukanlah standar untuk analisis getaran.



Gambar 2. 9 Pegas dengan beban (SKF Reliability System, 2000)

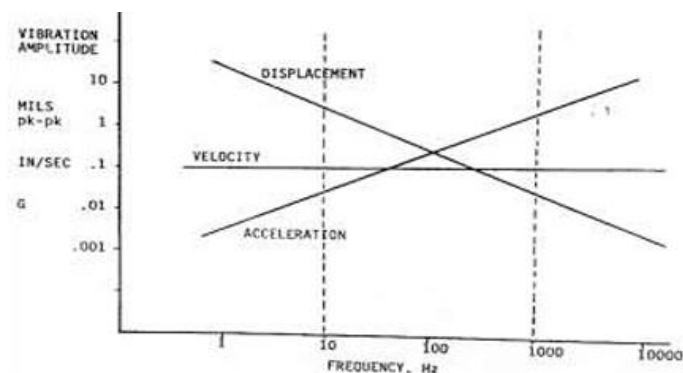
Perpindahan (*displacement*) pada getaran menunjukkan seberapa kuat suatu benda bergetar. Perpindahan diukur dari *peak to peak* yaitu dari puncak (nilai tertinggi) ke puncak (nilai terendah) atau dua kali amplitudo (direfleksikan dari titik A ke titik A' seperti pada Gambar 2.9. Perpindahan diukur oleh sensor yang umumnya disebut *displacement probe*. Satuan yang digunakan adalah *mils* untuk sistem imperial dan *microns* untuk sistem metrik. Sensor perpindahan sangat

efektif dalam mengukur getaran pada frekuensi rendah di bawah 10 Hz. (Wowk, 1991)

*Velocity* atau kecepatan memberi tahu kita seberapa cepat suatu benda bergetar. Satuan yang digunakan adalah *mils/s* untuk imperial dan *microns/s* untuk metrik. *Velocity* mengukur tingkat sinyal getaran terhadap perubahan perpindahan per satuan waktu. Ini adalah metode yang paling umum untuk mengukur getaran pada mesin. Namun, acuan *velocity* kehilangan efektifitas saat melakukan pengukuran pada frekuensi yang sangat rendah (kurang dari 10 Hz) atau saat melakukan pengukuran pada frekuensi yang lebih tinggi (di atas 1000 Hz). (Wowk, 1991)

*Acceleration* atau percepatan adalah perubahan kecepatan suatu benda yang bergetar sebagai respons terhadap gaya/gangguan yang menyebabkan terjadinya getaran (dalam mikrometer/s<sup>2</sup> atau inci/s<sup>2</sup>). Getaran dengan percepatan maksimum terjadi saat perpindahan berubah arah, yakni saat perpindahan getaran mencapai keadaan maksimum dan kecepatan getaran mencapai keadaan nol. Satuan yang digunakan adalah *inches/s<sup>2</sup>* untuk imperial dan *microns/s<sup>2</sup>* untuk metrik. Jika dalam satuan g, di mana 1g sama dengan 9,807 m/s<sup>2</sup> atau 386,4 in/s<sup>2</sup>. Sensor percepatan sangat efektif dalam mengukur getaran frekuensi tinggi di atas 100 Hz (Wowk, 1991).

Menemukan parameter yang tepat menggunakan perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang sesuai dengan frekuensi memberikan hasil yang ditunjukkan pada Gambar 2.9.



Gambar 2. 10 perbandingan efektifitas sensor *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* (Wowk, 1991)

Dari Gambar 2.10, kita dapat melihat bahwa perpindahan atau *displacement* memiliki efisiensi tinggi hingga sampai frekuensi fundamental sebesar 10 Hz (600 CPM) dan mendekati nilai menengah dalam kisaran 10 Hz hingga 1000 Hz (600 hingga 60.000 CPM). Efektivitas menurun di atas 1000 Hz (60.000 CPM). Oleh karena itu, pengukuran pada perpindahan sangat efektif pada frekuensi rendah. Hal ini juga berlaku untuk kecepatan (*velocity*) yang memiliki efektifitas yang baik pada frekuensi fundamental yang berkisar antara 10 Hz dan 1000 Hz. Percepatan (*acceleration*) memiliki efektifitas yang baik ketika frekuensi fundamental di atas 1000 Hz. CPM adalah singkatan dari *Cycles Per Minute*, yang nilainya sama dengan RPM (*Rotation Per Minute*). 60 CPM setara dengan 60 RPM, atau 1 Hz (Bruel & Kjaer, 1982).

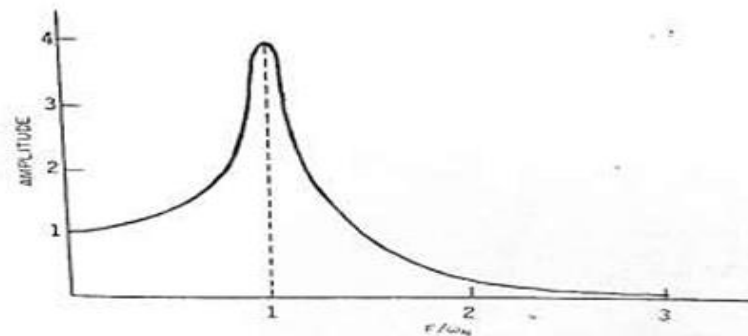
## **2.6 Natural Frequency, Resonance dan critical speed**

Natural Frequency terjadi ketika sistem itu sendiri dan benda-benda di sekitarnya bergetar setelah sistem dihidupkan tanpa adanya penerapan gaya eksternal atau gaya lainnya. Setiap benda memiliki frekuensi alami. Frekuensi alami ini secara alami menghilang seiring bertambahnya frekuensi (Rao, 2005).

Frekuensi alami tersebut memiliki contoh seperti memberikan gaya pada garpu tala yang mengakibatkan garpu tala tersebut bergetar. Terjadi sebuah nada pada garpu tala tersebut sehingga kejadian tersebut dinamakan sebagai frekuensi alami atau natural frequency (Wowk, 1991).

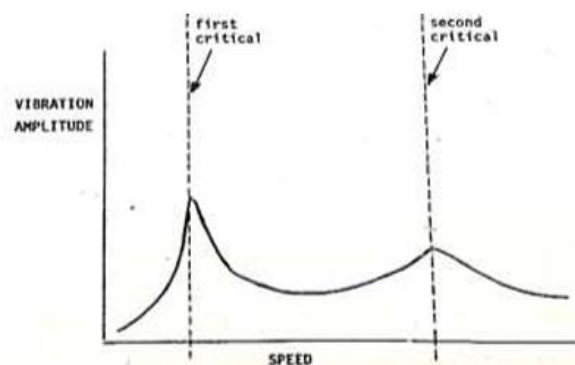
Resonansi merupakan suatu kondisi dimana gaya masukan berada pada frekuensi yang sama dengan frekuensi alami sistem atau pada frekuensi harmonik (kelipatan) dari frekuensi alami sistem. Seperti diilustrasikan dalam Gambar 2.11, resonansi secara dramatis meningkatkan amplitudo getaran dan membuat getaran yang dihasilkan lebih kuat. Objek atau sistem apa pun yang beroperasi pada

frekuensi mendekati frekuensi alami dapat menyebabkan kerusakan. Fenomena seperti frekuensi alami benda yang berputar disebut *critical speed*.



Gambar 2. 11 Resonansi yang menyebabkan amplitudo naik secara drastis (Wowk, 1991)

*Critical speed* atau kecepatan kritis terjadi ketika suatu objek yang berputar (*rotor*) berputar pada frekuensi yang menunjukkan kecepatan kritis, sehingga menciptakan resonansi. *Critical speed* pada rotor tidak sama dengan frekuensi alami karena rotor memiliki bantalan yang mempunyai karakter dinamis dan bergantung pada kecepatan. Seperti ditunjukkan dalam Gambar 2.12, pada kecepatan kritis amplitudo getaran menjadi sangat besar dan di atas kecepatan kritis amplitudo getaran menurun drastis. Oleh karena itu, ada baiknya untuk mempercepat dan melampaui kecepatan kritis secepat mungkin. Kecepatan kritis dapat terjadi beberapa kali. Kecepatan kritis kedua tidak sama dengan kali kecepatan kritis pertama (Wowk, 1991).



Gambar 2. 12 Amolitulo yang meningkat karena kecepatan kritis (Wowk, 1991)

## 2.7 Harmonic Frequency

Frekuensi harmonik adalah gangguan yang disebabkan oleh distorsi gelombang arus dan tegangan . Harmonik terbentuk sebagai gelombang dengan frekuensi berbeda yang merupakan kelipatan frekuensi asli . Harmonik dapat

menumpang pada sinyal aslinya yang dapat menciptakan gelombang yang cacat yang merupakan kombinasi gelombang asli dan gelombang harmonik tersebut (Jauregui Correa & Lozano Guzman, 2020).

## 2.8 Pengukuran Getaran

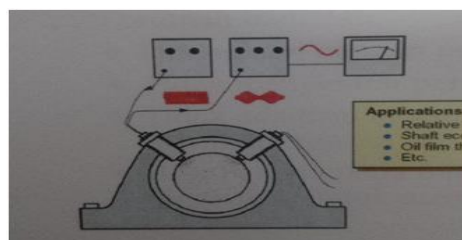
Transducer ini berperan penting dalam memantau sinyal getaran karena transducer ini digunakan untuk mengubah amplitudo sinyal analog yang berosilasi menjadi besaran listrik dan biasanya berbentuk tegangan (Prasetyo & Puspaputra, 2024). Sebagai contoh transducer ini di bagi menjadi tiga yaitu :

1. Sensor perpindahan
2. Sensor kecepatan
3. Sensor percepatan

### 2.8.1 Sensor Perpindahan

Sensor perpindahan (sensor simpangan getaran) berfungsi untuk mengukur amplitudo osilasi secara mekanis. Displacement transducer menggunakan dial indicator yang dimana ujung *stylus* bersentuhan dengan permukaan yang bergetar. Sensor jenis ini memiliki kekurangan ialah :

1. Hanya dapat mengukur pada frekuensi rendah (kurang dari 10 hz).
2. Amplitudo yang berosilasi berbentuk sinusoidal dan amplitudo osilasi relatif besar.
3. Cacat permukaan poros dapat menimbulkan sinyal yang salah.
4. Pada beberapa kasus, pemasangan sensor ini relatif susah di karenakan harus mengebor beberapa titik untuk posisi sensor.
5. Dapat dipengaruhi oleh sifat dan bahan konduktif .
6. Tidak menyebabkan masalah keausan pada sensor .
7. Sinyal yang keluar pada sensor ini memiliki sinyal offset DC sebesar 10 v



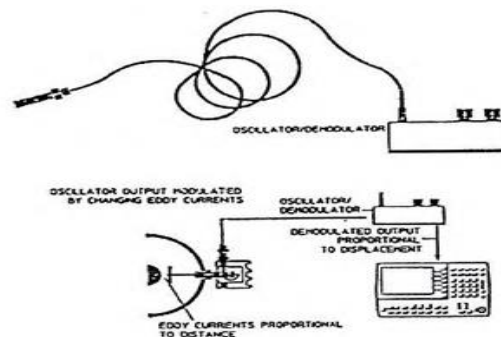
Gambar 2. 13 Sensor simpangan

(Sumber: (PPAU ILMU REKAYASA ITB, 2013))

Jenis sensor pada gambar 2.13 biasanya dikenal dengan *eddy current* atau disebut *proximity probe*. *Proximity probe* banyak digunakan pada mesin yang berputar (PPAU ILMU REKAYASA ITB, 2013)

Sensor ini juga memiliki kelebihan yaitu :

1. Dapat mengukur gerakan relatif antara *shaft* dan *bearing house*
2. Tidak perlu menyentuh permukaan yang bergetar
3. Dapat bekerja pada frekuensi rendah hingga 0 Hz (sinyal DC) yang digunakan untuk mengatur posisi sumbu
4. Dilengkapi dengan pengkondisian sinyal
5. Tidak menyebabkan keausan karena tidak ada bagian pada sensor yang bergerak

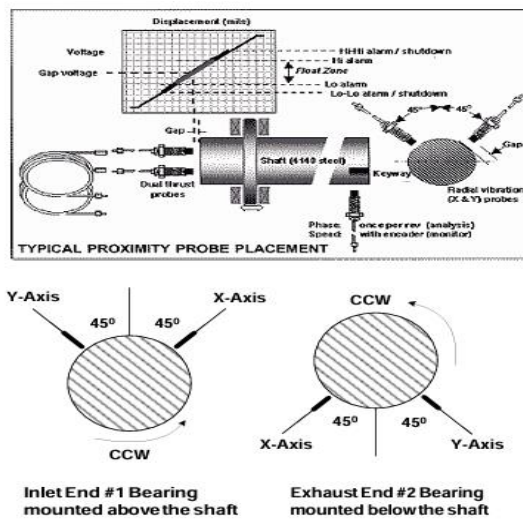


Gambar 2. 14 Cara menggunakan sensor simpangan

(Sumber: (PPAU ILMU REKAYASA ITB, 2013))

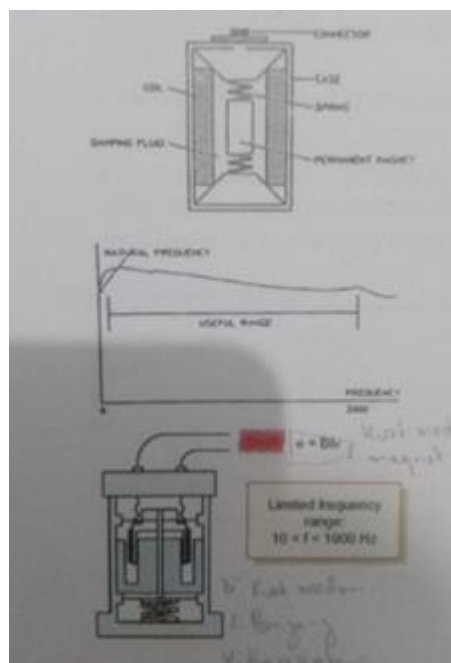
*Proximity probe* memiliki karakteristik dan penempatan yang harus sesuai agar dapat bekerja yang efektif. Contohnya disini ialah mengukur getaran pada kompresor sentrifugal yang di gerakkan menggunakan turbin berkecapaan 5000 dan 5350 RPM melalui satu kotak rida gigi helix. Sensor probe proximity poros dipasang pada  $\pm 45^\circ$  dari garis tengah vertikal yang dapat dilihat pada gambar 2.15. Pada bearing masuk turbin, sensor ini

dipasang diatas poros. Sebaliknya, diujung exhaust 2 bantalan sensor tersebut dipasangkan dibawah poros



Gambar 2. 15 Pegukuran dengan *proximity probes* pada poros  
(Sumber: (Arman & Mahyoedin, 2021))

### 2.8.2 Sensor Kecepatan



Gambar 2. 16 Sensor Kecepatan  
(Sumber: (PPAU ILMU REKAYASA ITB, 2013))

Terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan pada sensor kecepatan sebagai berikut :

1. Sensor ini menghasilkan sinyal analog berupa getaran pada besaran tegangan listrik tanpa sumber listrik.
2. Ukurannya relatif besar sehingga frekuensi individunya rendah sekitar 8-10 Hz
3. Frekuensi pengukuran dilakukan pada frekuensi alami yang memiliki rentang antara 10 Hz – 1000 Hz
4. Pemasangan sensor tidak perlu hati hati dan susah seperti sensor displacement, biasanya sensor ini dilengkapi magnet pada ujung batang pengukur.
5. Sensor ini bisa mengukur displacement, acceleration serta temperature
6. Dapat menyebabkan keausan dikarenakan terjadinya gesekan ataupun faktor lingkungan.

### 2.8.3 Sensor Percepatan Getaran

Salah satu jenis sensor yang paling umum digunakan untuk mengukur sinyal getaran adalah sensor percepatan getaran, juga dikenal sebagai accelerometer transducer. Transducer ini biasanya menggunakan efek piezoelectric. Dengan kata lain, tekanan yang diberikan pada permukaan lembaran kristal piezoelectric menyebabkan muatan listrik muncul di atasnya. Sensor digunakan bersama dengan "charge-amplifier" karena konsep piezoelectric digunakan (PPAU ILMU REKAYASA ITB, 2013).



Gambar 2. 17 Sensor Percepatan

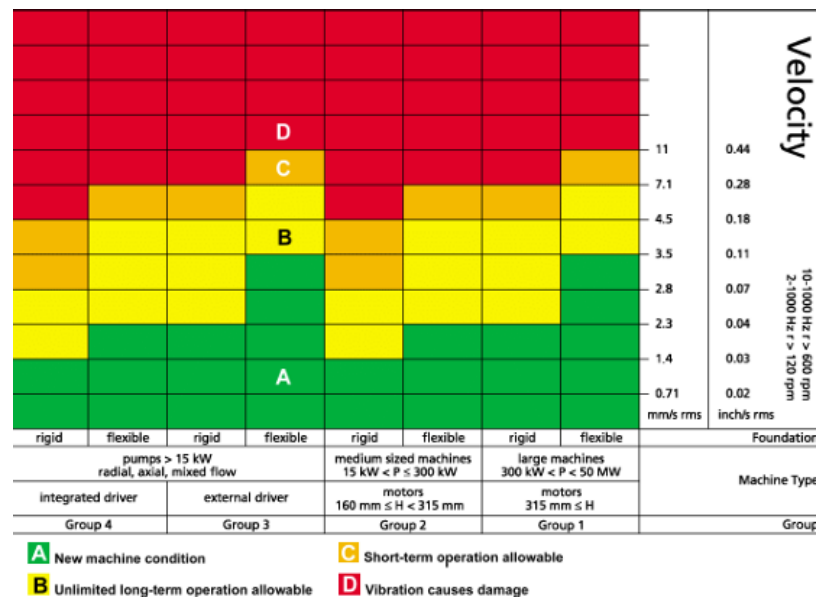
(Sumber: (PPAU ILMU REKAYASA ITB, 2013)

Terdapat beberapa hal yang harus diperhatikan sensor percepatan yaitu:

1. Memiliki frekuensi alami yang sangat tinggi yaitu 20.000 Hz .
2. Berbeda dari sensor kecepatan, sensor ini memiliki tempat pengukuran frekuensinya lebih rendah dari pada natural frekuensinya.
3. Penggunaan accelerometer memiliki keterbatasan pada frekuensi rendah dikarenakan sinyal keluaran yang relatif lemah. Sebaliknya, pada frekuensi tinggi cenderung menghasilkan tegangan keluaran yang relatif besar.
4. Accelerometer membutuhkan sumber daya.
5. Hal yang harus diperhatikan dalam penggunaan accelerometer ialah kurva kalibrasi dan sensitifitasnya .

Batas toleransi yang diizinkan adalah sesuai dengan standar ISO 10816-3, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2-14.

Gambar 2. 18 Standar ISO 10816-3



## 2.9 Sistem poros rotor

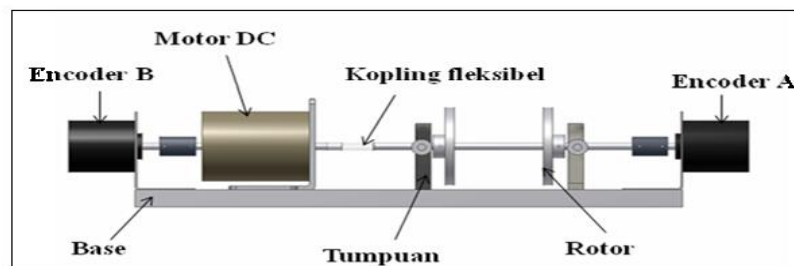
Dalam perancangan sistem rotor sangat penting untuk mempertimbangkan analisis dinamik. Hal ini dilakukan sebagai perawatan prediktif untuk mencegah kegagalan sistem sebelum umur pakainya habis. Beberapa analisis dinamik sistem rotor telah digunakan di permesinan. Salah satunya juga pengembangan rotor

untuk teknologi flywheel yang berguna untuk penyimpanan energi dalam aplikasi teknik mesin. (Mubarak , 2012)

Poros rotor dan bantalannya merupakan komponen utama sistem rotor yang sering mengalami kegagalan karena getaran sistem. Banyak penelitian telah dilakukan untuk memastikan bahwa poros dan bantalan bekerja sebaik mungkin. Dengan mengetahui frekuensi pribadi sistem, kegagalan poros rotor dapat dihindari. Dengan mengetahui frekuensi pribadi pada sistem tersebut maka kecepatan kritis sistem dapat diprediksi.

Analisis dinamik umumnya membutuhkan waktu yang cukup lama. Pada perkembangan dan kemajuan ilmu pengetahuan, analisis tersebut lebih mudah diselesaikan dengan metode numerik. Dengan metode tersebut, Solusi pada kasus getaran dapat di selesaikan dengan lebih mudah.

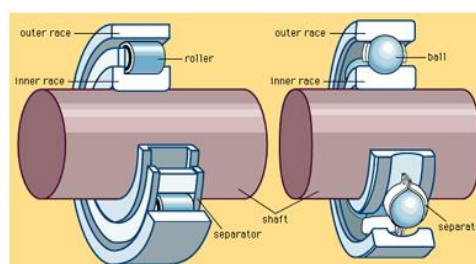
Pemodelan sistem poros rotor dapat dilihat pada gambar 2.19. Pemodelan tersebut menggunakan dua bantalan dan jenis kopling fleksibel atau rigid.



Gambar 2. 19 Perangkat uji sistem poros rotor  
(Sumber: (Abidin & Arstianti, 2008))

## 2.10 Bantalan (*Bearing*)

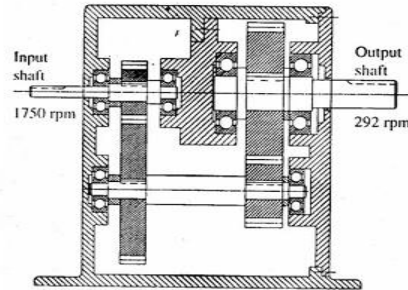
Bantalan atau *bearing* adalah komponen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros agar putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman serta untuk mengurangi kerugian daya akibat gesekan. Jika bearing tidak



berfungsi dengan baik, kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja dengan baik. Gambar 2.20 menunjukkan struktur antara poros dan bearing.

Gambar 2. 20 Kontruksi antara poros dan *bearing*

(Sumber: (Suharyanto, 2016)



Gambar 2. 21 *Bearing* sebagai penyangga poros

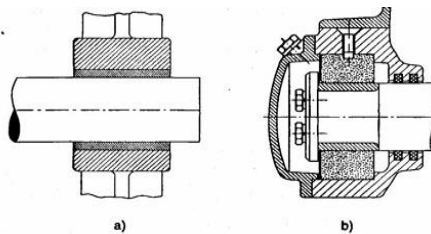
(Sumber: (Suharyanto, 2016))

### 2.10.1 Klasifikasi *bearing*

Bearing dikelompokkan menjadi dua, yaitu journal bearing dan rolling bearing

#### 1. *Journal Bearing* (Bantalan Luncur)

Pada *journal bearing*, terjadi gesekan antara poros dan bearing yang dikarenakan permukaan poros berputar dan bersentuhan langsung dengan bearing yang diam. Lapisan grease atau biasa disebut minyak pelumas sangat diperlukan yang berguna untuk memperkecil gaya gesek dan temperature yang timbul akibat gaya gesek tersebut (Suharyanto, 2016).



Gambar 2. 22 *Small bearing* : a) *Dry sliding*, b) *Sintered bearing*

(Sumber: (Suharyanto, 2016))



Gambar 2. 23 *Journal bearing* dan ketebalan minyak pelumas

(Sumber: (Suharyanto, 2016))

## 2. Rolling Bearing (bantalan gelinding)

Pada bearing ini terjadi gesekan antara bagian yang berputar dan bagian yang diam. Bagian yang berputar adalah bola, silindris, dan jarum. Tetapi, antara poros dan bearing tidak terjadi gesekan.

### 2.11 Toleransi dimensi dan Geometri (GD&T)

Toleransi merupakan nilai yang menunjukkan seberapa besar dimensi dan geometri suatu fitur pada komponen dapat menyimpang atau berbeda dari nilai nominal yang diharapkan. Fitur-fitur tersebut dapat terdiri dari ukuran (*size*) dan geometri (*form*). Contoh untuk fitur ukuran (*size*) meliputi diameter dari sebuah silinder, ketebalan pelat besi, dan panjang balok.

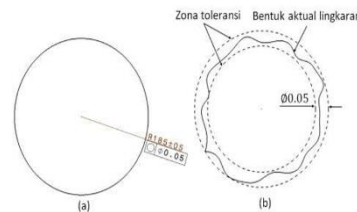
Fitur geometri (*form*) memiliki contoh seperti *flatness*, *straightness*, lokasi, *orientasi*, dan *run-out*. Toleransi berfungsi untuk memperhitungkan kesalahan-kesalahan (*errors*) yang berasal dari suatu proses manufaktur, termasuk dalam perakitan (*assembly*). Untuk dua jenis utama toleransi, yaitu toleransi dimensi dan geometri, masing-masing memerlukan metode, prosedur, dan instrumen pengukuran yang berbeda.

- Fitur tidak berelasi (fitur independen). Yaitu toleransi bentuk (*form*), seperti: *straightness*, *flatness*, *roundness*, *cylindricity*, profil. Fitur-fitur ini pada umumnya digunakan sebagai datum untuk fitur-fitur dengan relasi (fitur dependen).

- Fitur yang memiliki hubungan (fitur dependen). Dengan kata lain, toleransi orientasi, lokasi, dan run-out. Toleransi orientasi contohnya adalah paralelisme, perpendicularity, angularity, dan profile orientasi. Toleransi lokasi contohnya adalah posisi, concentricity, coaxiality, symmetry, dan profile lokasi. Toleransi run-out termasuk run-out lingkaran dan total.

### 2.11.1 Roundness

Contoh dari geometri roundness pada sebuah lingkaran dicontohkan pada gambar 2.24. Terlihat pada gambar tersebut bahwa lingkaran tersebut mempunyai bentuk yang acak. Meskipun bentuknya acak tetapi masih dalam zona toleransinya yang berarti lingkaran tersebut masih dapat diterima.

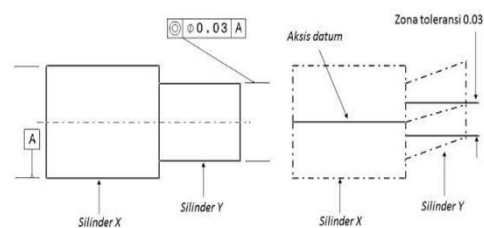


Gambar 2. 24 (a) Lingkaran dengan toleransi dimensional dan geometrik *roundness* dan (b) zona toleransi dan bentuk aktual lingkaran tersebut.

(Sumber: (Syam W. , 2019))

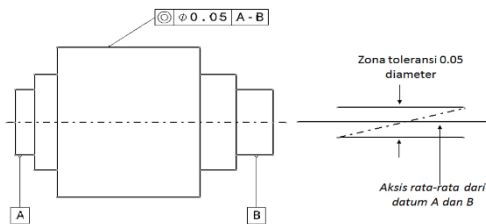
### 2.11.2 Concentricity

Gambar 2.25 menunjukkan bahwa toleransi geometri harus berada di dalam zona toleransi silinder dengan diameter 0.03 dan koaksial dengan aksis silinder datum A. Gambar 2.26 menunjukkan bahwa toleransi geometri harus berada di dalam zona toleransi silinder dengan diameter 0.05 dan koaksial dengan aksis rata-rata silinder datum A dan B



Gambar 2. 25 Contoh toleransi geometri *concentricity*

(Sumber: (Syam W. P., 2019))



Gambar 2. 26 Contoh *concentricity* dari rata-rata dua buah datum

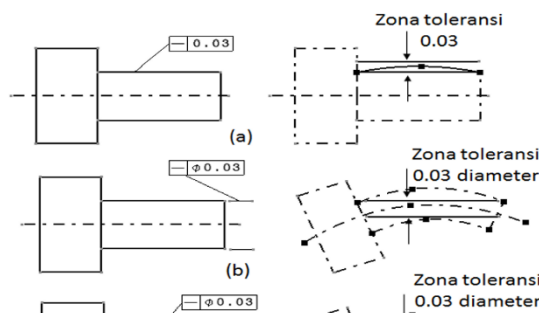
(Sumber: (Syam W. P., 2019))

### 2.11.3 *Straightness*

Gambar 2.27 menunjukkan contoh toleransi geometri *straightness* pada benda yang sama dalam kondisi yang berbeda. Gambar 2.27a menunjukkan *straightness* permukaan yang ditunjuk, di mana toleransi tidak mengacu pada aksis. Gambar 2.27a menunjukkan pembacaan toleransi sebagai berikut. profil permukaan yang ditunjuk harus berada pada zona toleransi yang terdiri dari dua garis yang saling parallel yang terpisah sejauh 0.03.

Gambar 2.27b menunjukkan garis tegak pada aksis yang ditunjuk dan toleransi untuk aksis silinder kecil. Pembacaan toleransi adalah sebagai berikut. Aksis silinder kecil yang ditunjuk harus berada pada zona toleransi yang terdiri dari dua garis yang saling parallel dan terpisah sejauh 0.03, dan zona toleransi tersebut berada di sepanjang aksis silinder kecil.

Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.27c, seluruh aksis dari kedua silinder yang ditunjuk harus berada pada zona toleransi yang terdiri dari dua garis yang saling parallel dan terpisah sejauh 0.03, dan zona ini harus ditemukan sepanjang seluruh silinder besar dan kecil tersebut.

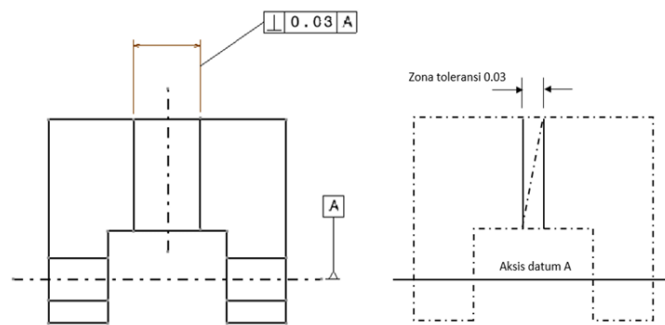


Gambar 2. 27 (a) Contoh *straightness* sebuah permukaan silinder, (b) Contoh *straightness* sebuah aksis silinder, (c) Contoh *straightness* sebuah aksis silinder keseluruhan

(Sumber: (Syam W. P., 2019))

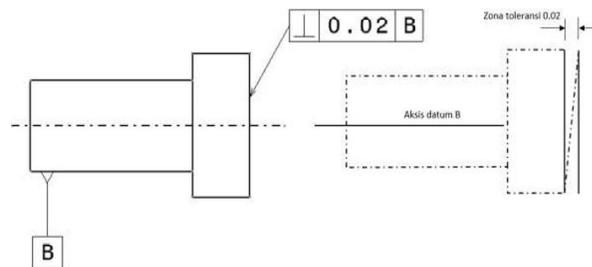
#### 2.11.4 Squareness

Dua contoh toleransi geometri untuk squareness dapat dilihat pada Gambar 2.28 dan Gambar 2.29. Pada Gambar 2.28 menunjukkan *squareness* sebuah garis terhadap sebuah datum aksis. Gambar 2.29 menunjukkan *squareness* sebuah permukaan terhadap datum aksis ditunjukkan.



Gambar 2. 28 Contoh dari *squareness* sebuah aksis terhadap sebuah datum aksis

(Sumber: (Syam W. P., 2019))



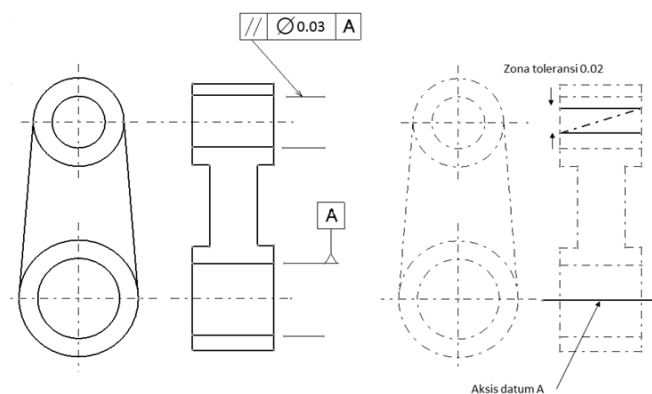
Gambar 2. 29 Contoh dari *squareness* sebuah permukaan terhadap sebuah datum aksis

(Sumber: (Syam W. P., 2019))

Aksis lubang vertikal yang ditunjuk pada Gambar 2.28 harus berada di antara zona toleransi dua bidang datar yang saling parallel yang terpisah sejauh 0.03 dan tegak lurus terhadap aksis datum A. Pada Gambar 2.29, pembacaan toleransi geometri adalah sebagai berikut permukaan silinder yang ditunjuk harus berada di antara zona toleransi dua bidang datar yang saling parallel, yang terpisah sejauh 0.02, dan tegak lurus terhadap aksis datum A.

### 2.11.5 Pararelism

Gambar 2.30 menunjukkan contoh *pararelism* aksis garis terhadap aksis datum. Dalam gambar 2.30, toleransi geometri dapat dibaca sebagai berikut: aksis lubang yang ditunjuk harus berada pada zona toleransi berbentuk silinder dengan diameter 0.03, di mana zona toleransi tersebut harus paralel terhadap aksis datum A. Dalam contoh tersebut, *pararelism* fitur dapat berbentuk apa pun seperti antara aksis dan permukaan atau antara permukaan dan permukaan. Ini juga berlaku untuk mayoritas toleransi geometri lainnya



Gambar 2. 30 Contoh *pararelism* sebuah aksis (garis) terhadap sebuah aksis datum.

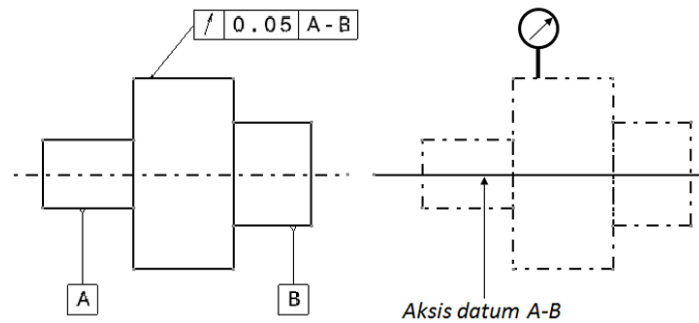
(Sumber: (Syam W. P., 2019)

### 2.11.6 Run-Out

Gambar 2.31 dan 2.32 menunjukkan dua contoh toleransi geometri *run-out*. Pada gambar 2.31, seluruh silinder harus memenuhi toleransi *roundness*, *concentricity*, dan *parallelism*-nya. Pembacaan toleransi pada gambar 2.31 adalah sebagai berikut, total pergerakan jarum (indikasi) dari dial-gauge pada setiap potongan silinder harus kurang dari 0.05 ketika silinder diputar satu putaran penuh. Pada gambar 2.32, seluruh silinder harus memenuhi toleransi *run-out*. Pembacaan ini adalah sebagai berikut.

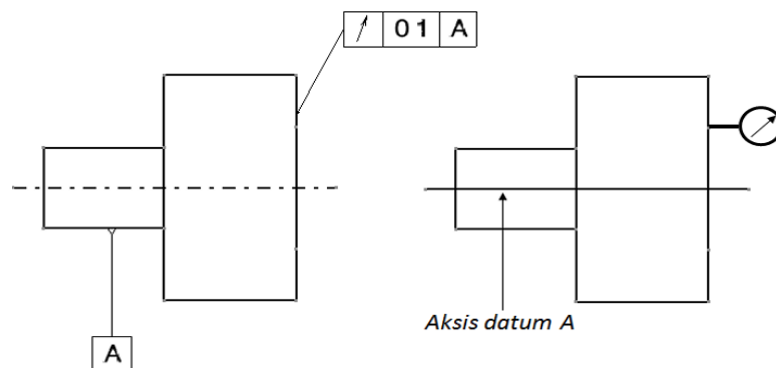
Toleransi ditunjukkan pada gambar 2.32. Pada setiap titik pada radius berapa pun pada permukaan yang ditunjuk, total pergerakan jarum (indikasi) *dial-gauge* harus kurang dari 0.1 saat silinder diputar satu putaran penuh. Dari kedua contoh tersebut, toleransi *run-out* ini, dapat dilihat bahwa toleransi run-out juga

secara tidak langsung mencakup berbagai toleransi geometri lainnya (tergantung pada fitur mana toleransi run-out tersebut diberikan).



Gambar 2. 31 Contoh sebuah toleransi geometri *run-out* dari sebuah permukaan silinder yang besar terhadap dua buah silinder yang kecil.

(Sumber: (Syam W. P., 2019))



Gambar 2. 32 Contoh sebuah toleransi geometri *run-out* dari sebuah permukaan silinder yang besar terhadap silinder yang kecil.

(Sumber: (Syam W. P., 2019))

## 2.12 Penyebab vibrasi yang dapat di deteksi

Terdapat total 14 penyebab getaran berlebih pada benda berputar yang telah distandarisasikan dalam ISO 13373 seperti pada gambar 2.33. (ISO 13373, 2002). Berdasarkan objek yang rusak, terdapat tujuh kemungkinan penyebabnya yaitu ketidakseimbangan, ketidakselarasan, kegagalan bantalan poros , kegagalan bantalan bola, poros bengkok, *gear deflect* dan *looseness*.

Pada gambar 2.33 (ISO 13373, 2002), *resonance* (resonansi) bukanlah sebuah kerusakan, melainkan sebuah kondisi dimana benda mendapat gaya yang diberikan sama dengan frekuensi alami, seperti yang telah dijelaskan pada sub-bab 2.6. (Wowk, 1991)

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

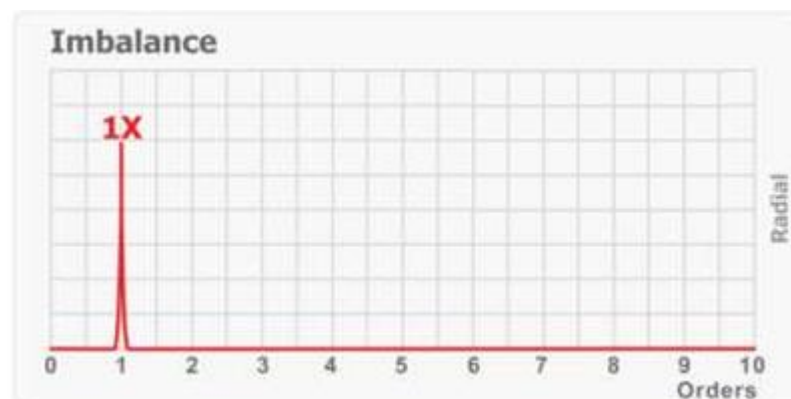
Gambar 2. 33Penyebab – penyebab getaran berlebih

(Sumber : (ISO 13373, 2002))

### 2.12.1 Unbalance

Unbalance merupakan kondisi di mana pusat massa tidak aksial terhadap sumbu rotasi, sehingga rotor mengalami gaya relatif terhadap acuan atau titik awal pada bagian lain yang berotasi. Gaya sentrifugal dihasilkan oleh getaran pada . Berbagai faktor yang menyebabkan ketidakseimbangan antara lain adalah kesalahan saat pemesinan dan perakitan, eksentrisitas komponen, keberadaan kotoran saat pengecoran, korosi dan keausan, deformasi geometri akibat beban termal dan mekanik, serta akumulasi material. (Setiono, Rijanto, & Zulfika, 2020)

Seperti terlihat pada Gambar 2.34, ketidakseimbangan memiliki nilai frekuensi dominan pada frekuensi putaran sederhana benda kerja (frekuensi fundamental atau frekuensi orde). Bentuk gelombang ketika tidak seimbang sangat sinusoidal (Wowk, 1991)



Gambar 2. 34 Spektrum getaran pada unbalance

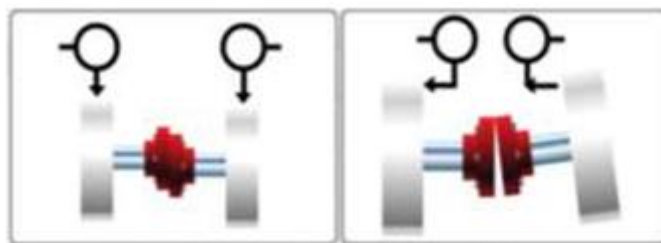
(Sumber : (Rizqullah, 2017))

Spektrum getaran dominan pada frekuensi dasar 1x disebabkan oleh adanya pusat gravitasi yang menghasilkan getaran dengan frekuensi yang sama dengan rotasi operasi. Pada kondisi ini, beban yang tidak seragam menghasilkan gelombang osilasi sinusoidal dengan amplitudo besar.

### 2.12.2 Misalignment

*Misalignment* atau ketidakselarasan terjadi ketika dua poros yang dihubungkan dengan kopling tidak berada pada sumbu yang sama. Ketidakselarasan dapat terjadi akibat kesalahan pemasangan, pondasi mesin yang tidak rata, poros yang bengkok, kopling yang tidak tepat, dan bantalan yang dipasang tidak tepat.

Ketidakselarasan poros dapat mengakibatkan nilai getaran yang relatif kecil. Oleh karena itu, meskipun evaluasinya didasarkan pada kriteria getaran, tapi itu tetap dianggap dalam kondisi baik. Namun, ketidakselarasan meningkatkan kemungkinan kerusakan. Ketidakselarasan poros dapat mengakibatkan kelelahan material dan kerusakan komponen mesin seperti kopling, poros, bahkan baut pemasangan pondasi (Kurniawan, 2020)

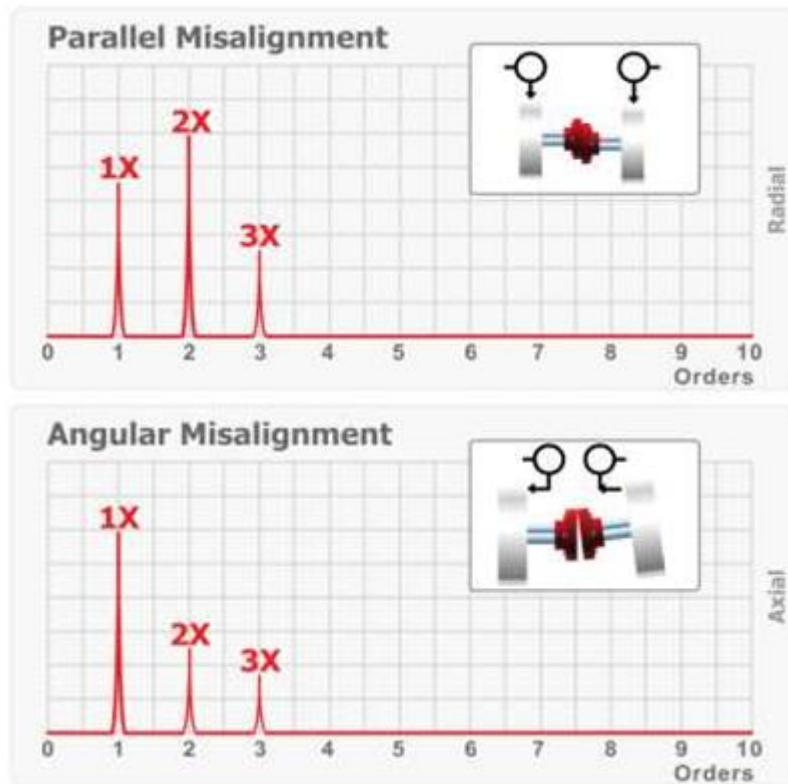


Gambar 2. 35 (a) *Parallel misalignment*, (b) *Angular misalignment*

(Sumber : (Rizqullah, 2017))

Ketidaksejajaran dapat terjadi pada bantalan dan komponen yang saling berhubungan seperti kopling, namun dalam kasus bantalan (bantalan bola) terdapat spektrum berbeda yang dijelaskan pada sub-bab 2.12.4. Terdapat dua jenis *misalignment* poros kopling yaitu *parallel misalignment* dan *misalignment* sudut seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.35. Namun, dalam banyak kasus yang merupakan kombinasi keduanya (PRUFTECHNIK LTD, 2002)

*Misalignment* paralel terjadi ketika garis tengah poros kedua mesin sejajar tetapi tidak segaris. *Misalignment angular* terjadi ketika garis tengah poros dari dua poros yang saling terhubung (*coupled*) mengalami pergeseran, sehingga membentuk sudut satu sama lain.

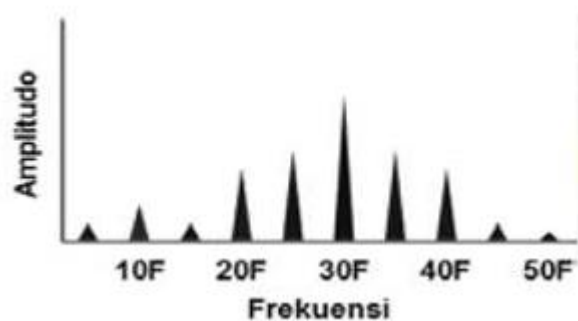


Gambar 2. 36 Spektrum vibrasi pada *misalignment* poros

(Sumber : (Rizqullah, 2017))

### 2.12.3 *Ball bearing failure*

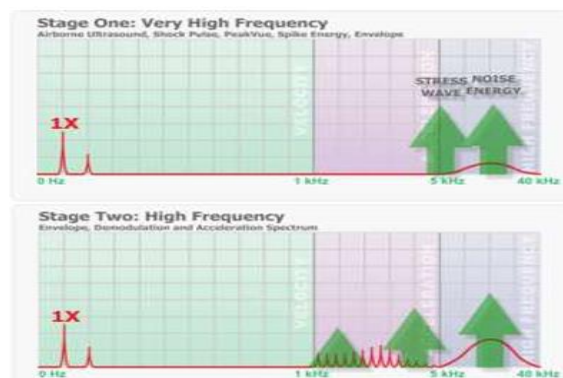
Penyebab utama kerusakan bantalan bola adalah air (termasuk kelembaban), penggunaan berlebihan, kurangnya pelumas (kurangnya pelumas) dan kesalahan produksi.



Gambar 2. 37 Spektrum vibrasi kerusakan pada *ball bearing*  
(Sumber : (Betta, Liguori, Paolillo, & Pietrosnanto, 2001))

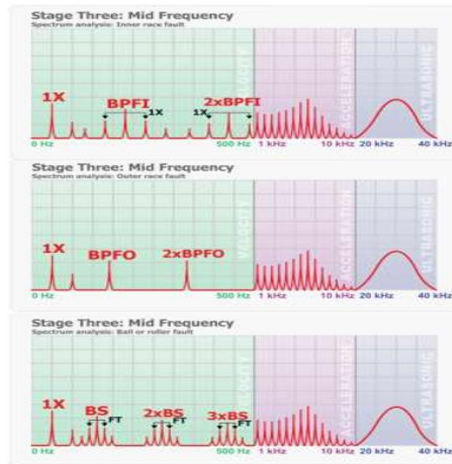
Kerusakan pada *ball bearing* dapat menyebabkan empat jenis masalah dengan spektrum vibrasi yang berbeda yaitu kerusakan jalur luar bearing (*outer race fault*), kerusakan jalur dalam bearing (*inner race fault*), kerusakan pada roller atau elemen menggelinding (*roller fault*), dan kerusakan pada sangkar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

Frekuensi dominan terdeteksi pada 1x frekuensi fundamental, dan terdapat getaran dengan frekuensi tinggi (ISO 13373, 2002). Getaran yang disebabkan oleh kerusakan ball bearing umumnya memiliki frekuensi 20-40 kali frekuensi dasar, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.37 (Betta, Liguori, Paolillo, & Pietrosnanto, 2001)

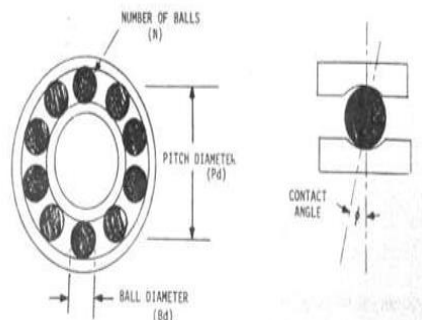


Gambar 2. 38 Tingkat 1 dan 2 vibrasi pada *ball bearing*  
(Sumber : (Rizquallah, 2017))

*Ball bearing* yang mengalami kerusakan dapat dibedakan menjadi 4 tingkat kerusakan. Di mana tingkat 1 dan 2 getaran disebabkan oleh kurangnya pelumas. Frekuensi yang dihasilkan pada tingkat 1 dan 2 ini sangat tinggi dengan amplitudo yang rendah, sehingga diperlukan sensor ultrasonik untuk mendeteksi vibrasi yang terjadi pada frekuensi tersebut (Rizqullah, 2017). Di tahap ini, tingkat vibrasi dan kerusakan tidak signifikan. Hal ini terlihat dari spektrum vibrasi pada gambar 2.38.



Gambar 2. 39 Tingkat 3 vibrasi pada *ball bearing*  
(Sumber : (Rizqullah, 2017))



Gambar 2. 40 ilustrasi parameter penghitungan frekuensi pada bearing  
(Sumber : (Wowk, 1991))

*Ball bearing* yang mengalami kerusakan tingkat 3 memiliki tiga jenis kerusakan dengan spektrum vibrasi yang berbeda, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.39. Ini mencakup kerusakan pada jalur dalam bearing (*inner race fault*), kerusakan pada jalur luar bearing (*outer race fault*), dan kerusakan pada *roller* atau elemen yang menggelinding (*roller fault*). Ketiga kerusakan tersebut dapat terdeteksi dengan mengetahui frekuensi masing-masing kerusakan melalui rumus (Wowk, 1991) :

$$FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right) \frac{RPM}{60} \quad (2.4)$$

$$BSF = \frac{Pd}{2Bd} \left(1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right)^2\right) \frac{RPM}{60} \quad (2.5)$$

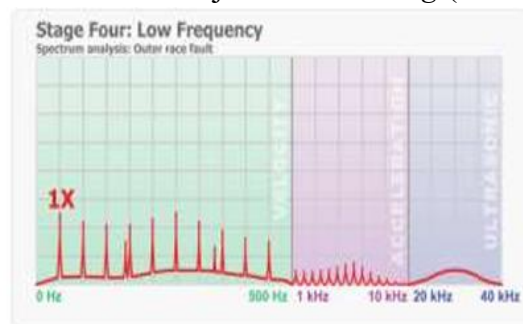
$$BPFI = \frac{NB}{2} \left(1 + \frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right) \frac{RPM}{60} \quad (2.6)$$

$$BPFO = \frac{NB}{2} \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right) \frac{RPM}{60} \quad (2.7)$$

Dimana :

- FTF = *Fundamental Train Frequency*, yaitu frekuensi yang ditimbulkan akibat vibrasi pada *cage ball bearing*
- BSF = *Ball spin Frequency*, yaitu frekuensi yang di timbulkan akibat vibrasi pada bola bearing
- BPFI = *Ball Pass Frequency Inner*, yaitu frekuensi yang ditimbulkan akibat vibrasi pada lintasan dalam *ball bearing*
- BPFO = *Ball Pass Frequency Outer*, yaitu frekuensi yang ditimbulkan akibat vibrasi pada lintasan luar *ball bearing*
- Bd = *Ball diameter*, yaitu diameter pada *ball* atau *roller bearing*
- Pd = *Pitch diameter*, diameter terjauh dari ball atau roller bearing.
- N = Jumlah *ball* atau *roller bearing*.
- $\theta$  = Sudut kontak *ball* atau *roller bearing*.
- Ilustrasi parameter-parameter tersebut dapat dilihat pada gambar 2.40.

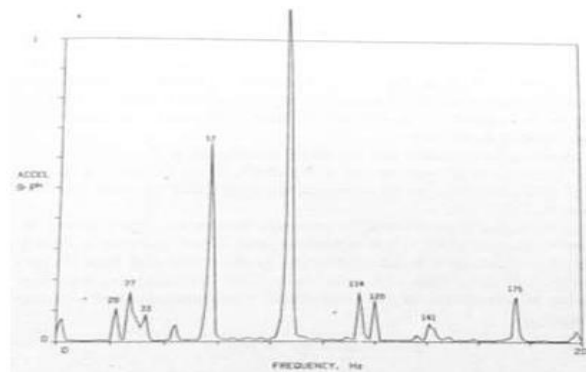
Kerusakan pada jalur dalam *bearing (inner race fault)* akan mengakibatkan amplitudo. Hal ini menghasilkan frekuensi kerusakan pada jalur (BPFI) dengan kemunculan harmonis 1x frekuensi fundamental dan terjadi beberapa harmonik. Kerusakan bantalan luar (*outer race fault*) terdapat frekuensi fundamental 1x yang tinggi dan terdapat frekuensi kerusakan jalur luar *bearing (BPFO)*.



Gambar 2. 41 Tingkat 4 vibrasi pada ball bearing  
(Sumber : (Rizqullah, 2017))

Ketika *ball bearing* mengalami kerusakan, terdapat amplitudo yang cukup tinggi pada 1x frekuensi fundamental dan diikuti dengan frekuensi ball atau roller bearing serta sangkar yang timbul karena kerusakan *ball* atau *roller bearing* (Rizqullah, 2017).

Jika kerusakan *bearing* sudah mencapai tingkat ke-4 vibrasi, maka bearing harus diganti. Spektrum vibrasi kerusakan jalur luar bearing (*outer race fault*) ditunjukkan pada Gambar 2.42, yang ditandai dengan amplitudo tinggi pada 1x frekuensi fundamental dan muncul beberapa harmonik (Rizqullah, 2017).



Gambar 2. 42 spektrum kerusakan *outer race fault* pada *bearing*

(Sumber : (Wowk, 1991))

Spektrum vibrasi dari kerusakan *outer race fault* pada bearing yang berotasi pada 1715 RPM (28 Hz) ditunjukkan pada Gambar 2.42. Vibrasi dominan yang terjadi pada frekuensi fundamental 2x hingga 6x ditunjukkan pada gambar 2.42. Hal ini sejalan dengan penjelasan pada gambar 2.39, yang menunjukkan bahwa kerusakan pada *outer race fault* mengakibatkan timbulnya getaran dengan frekuensi rendah (di bawah 1 kHz, 60.000 RPM)

#### 2.12.4 *Bent Shaft*

*Bent shaft* atau poros bengkok terjadi karena poros berada dalam keadaan diam (*stasioner*) selama jangka waktu yang cukup lama (sekitar 6 bulan). Pencegahan yang paling efektif untuk menghindari poros bengkok adalah dengan memastikan motor atau rotor tidak dalam keadaan diam, dengan cara selalu memutarinya.



Gambar 2. 43 Spektrum vibrasi pada poros bengkok (Rizqullah, 2017)

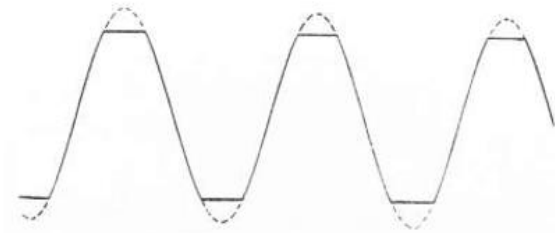
*Shaft* yang bengkok atau poros yang tidak lurus memiliki spektrum dengan frekuensi utama pada 1x dan 2x dari frekuensi rotasi benda kerja, seperti yang ditunjukkan dalam ilustrasi di gambar 2.43. Menurut ISO 13373 (2002), pada sebagian besar pengukuran, nilai 2x frekuensi tinggi diperoleh dari pengukuran getaran aksial.

Spektrum dengan frekuensi 2x akan semakin jelas terlihat jika bengkok yang terjadi berada dekat kopling. Bentuk *waveform* bukanlah indikator utama, tetapi *bent shaft* diikuti dengan *waveform* sinusoidal pada pengukuran sumbu axial dengan pola seperti huruf M atau W (Rizqullah, 2017).

#### 2.12.5 *Looseness*

*Looseness* atau kelonggaran merupakan salah satu penyebab getaran berlebih pada mesin. Menurut (Rizqullah, 2017), ada dua jenis *looseness*, yaitu *structure looseness* dan *rotating looseness*. *Rotating looseness* (kelonggaran putar) terjadi akibat bantalan mengalami *clearance* yang berlebihan (Wowk, 1991).

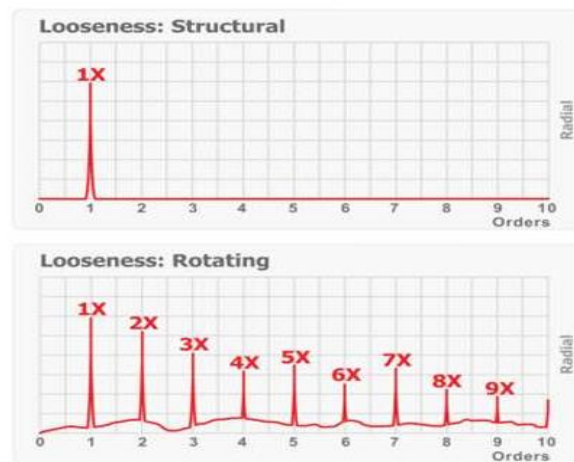
*Looseness* dapat terjadi jika tutup bantalan tidak kencang atau ikatan mesin ke pondasi lemah (PRUFTECHNIK LTD, 2002).



Gambar 2. 44 *Waveform* pada *looseness* yang terpotong (Wowk, 1991)

*Rotating looseness* atau kelonggaran putar adalah fenomena yang mirip dengan kelonggaran pada *journal bearing*, tetapi tidak terbatas hanya pada *journal bearing*. Kelonggaran putar menunjukkan banyak frekuensi harmonik saat beroperasi di bawah beban.

Harmonik frekuensi terjadi akibat terputusnya gerakan rotor yang longgar, sehingga menghantam batas pergerakannya. Karena bagian yang bergetar menabrak bagian yang diam (*physical stop*) seperti yang dijelaskan pada gambar 2.44, ia tidak dapat bergerak bebas sebagaimana mestinya. Selain frekuensi harmonik, kelonggaran juga bisa terdeteksi melalui penurunan amplitudo seiring dengan peningkatan beban (Wowk, 1991)



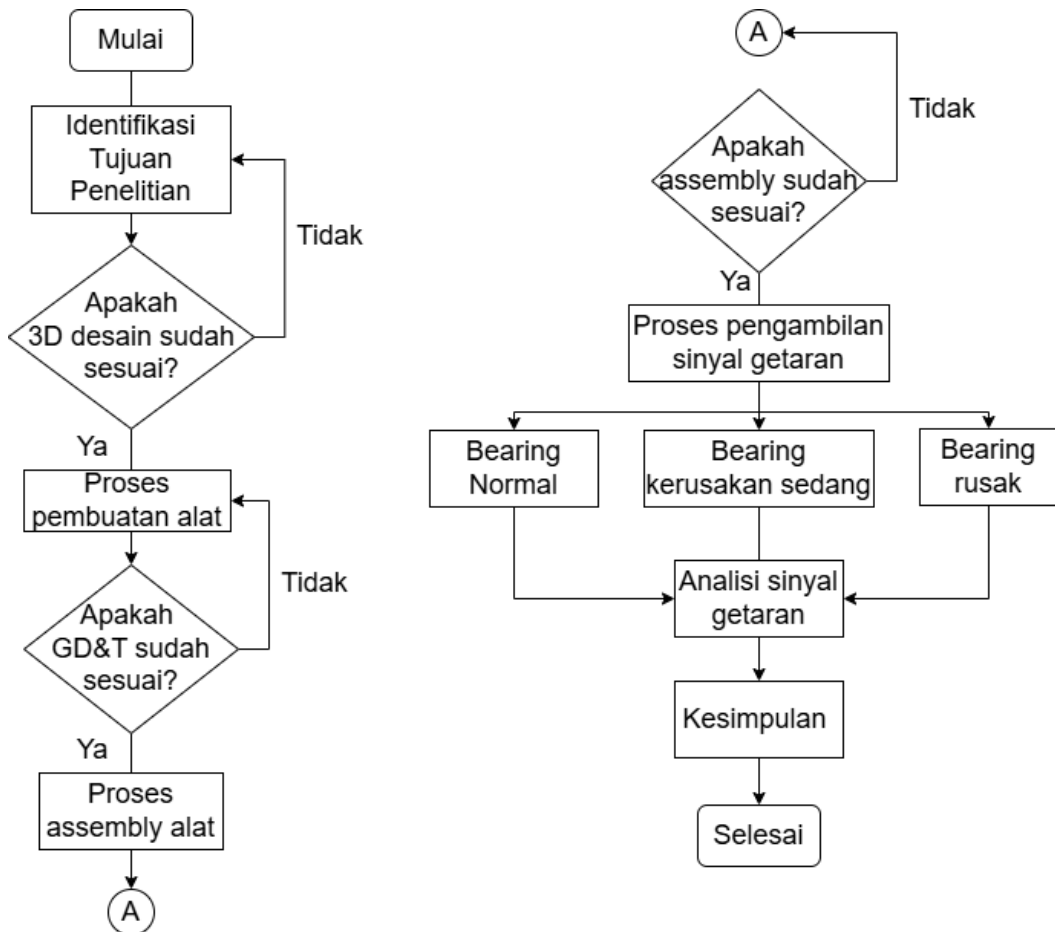
Gambar 2. 45 Spektrum vibrasi pada kelonggaran (Rizqullah, 2017)

*Looseness* menunjukkan frekuensi dominan di 1x frekuensi fundamental, diikuti oleh frekuensi harmonik saat terjadi kelonggaran putar (*rotating looseness*) (ISO 13373, 2002). Kelonggaran putar (*rotating looseness*) menghasilkan sejumlah frekuensi harmonik, dengan frekuensi utama berada di 1x frekuensi

dasar. Ini diikuti oleh frekuensi harmonik dari 2x hingga 9x frekuensi benda kerja, seperti yang ditunjukkan pada ilustrasi di gambar 2.45.

## BAB 3 METODE PENELITIAN

### 3.1 Alur Penelitian



Metode penelitian yang diterapkan adalah studi literatur dan eksperimen. Teori-teori Getaran dan sinyal getaran dari berbagai referensi dipelajari dalam studi literatur. Kemudian pembuatan alat uji bearing dengan pengukuran GD&T dan misalignment pada alat uji .

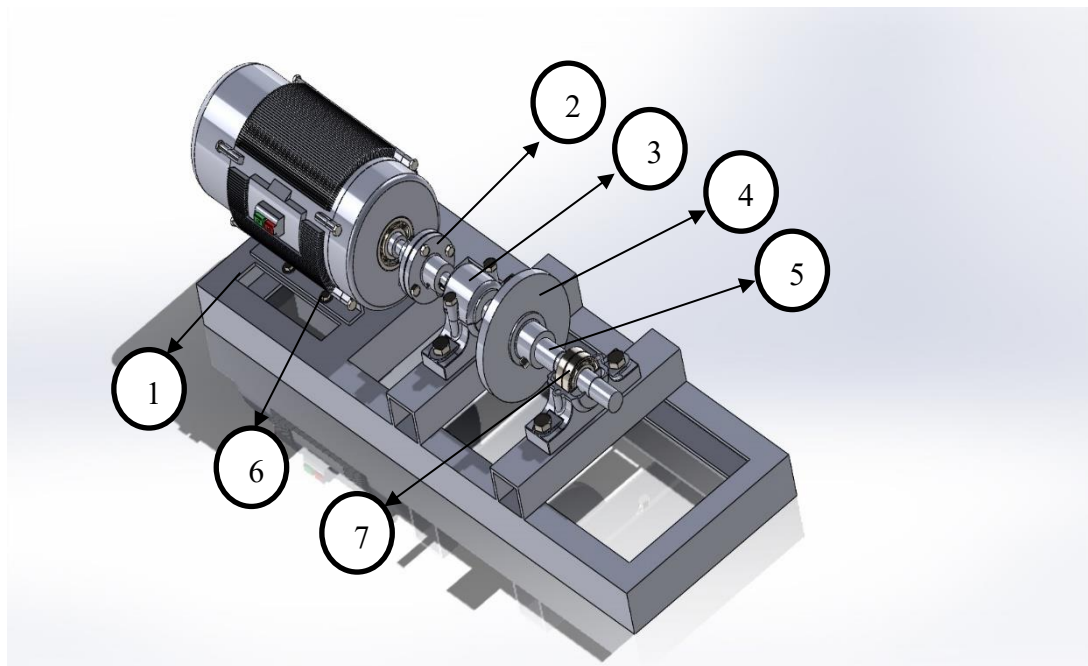
Setelah itu dilanjutkan dengan pengambilan data getaran yang dilakukan pada tiga kondisi kerusakan bearing yaitu *bearing* dengan kondisi normal, *bearing* dengan kondisi kerusakan sedang, dan *bearing* dengan kondisi rusak. Pengambilan data getaran tersebut dilakukan dengan menggunakan sensor *quick collect* yang terhubung dengan *handphone* melalui *bluetooth*. Kemudian dilakukan analisa yang berakhir dengan kesimpulan dan saran dari hasil penilitan tersebut.

Setelah mengidentifikasi tujuan penelitian, selanjutnya menentukan kriteria desain sistem poros rotor yang sesuai dengan kebutuhan sebagai berikut:

Tabel 3. 1 Kriteria desain sistem poros rotor

<i>Must</i>	<i>Want</i>
Dimensi poros sesuai dengan ukuran bearing yang diuji	Dudukan bearing mudah dilepas dan diganti
Material poros dengan diameter 30 mm sehingga kuat dan kaku agar dapat menahan beban rotasi	Bongkar pasang mudah dilakukan sehingga mudah dilakukan perawatan
Terdapat gap 6 cm antara rotor dan kopling untuk penempatan sensor alignment	Mudah melakukan pengukuran misalignment
Toleransi geometri setiap komponen sesuai ASME Y14.5 dan ISO 1101	Tidak terdapat getaran pada komponen seperti ketidakseimbangan dan poros bengkok

### 3.2 Peralatan dan Bahan




Gambar 3. 1 Model 3D rangkaian benda uji

Pada tabel dibawah ini adalah bahan yang digunakan untuk membuat mesin uji bearing :




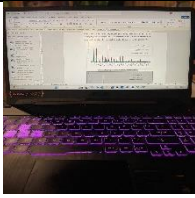

Tabel 3. 2 Bahan yang digunakan



No	Nama	Gambar
1	Besi UNP 6,5	
2	<i>Coupling</i>	
3	<i>Housing bearing</i>	
4	Beban	
5	<i>Shaft</i>	
6	Baut dan mur	

7	<i>Bearing NTN 7206 BDB</i>	
---	-----------------------------	---

Pada tabel dibawah ini adalah alat yang digunakan untuk melakukan penelitian :

Tabel 3. 3 Alat yang digunakan

No	Nama	Keterangan	Gambar
1	Elektromotor	Digunakan untuk memutar <i>shaft</i> beban melalui <i>coupling</i> .	
2	SKF TKSA 51	Fungsi SKF TKSA -51 ialah untuk <i>alignment</i> pada poros yang berbasis laser.	
3	SKF <i>Quick Collect</i>	SKF <i>Quick Collect</i> ialah alat untuk mengukur dan menganalisis kondisi mesin menggunakan sensor yang dapat mendeteksi getaran, suhu, dan data lainnya	
4	Laptop	Laptop digunakan untuk menggambar 3D desain dan untuk menganalisis spektrum getaran.	
5	<i>Handphone</i>	Hp digunakan untuk menghubungkan dari aplikasi SKF TKSA-51 ke sensor.	

6	<i>Dial indicator</i>	<i>Dial indicator</i> digunakan untuk mengukur Geometri dimensi dan toleransi	
7	<i>V-block</i>	Digunakan untuk menopang benda saat pengukuran Geometri dimensi dan toleransi	

Pada table dibawah ini, *software* yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

Tabel 3. 4 *Software* yang digunakan

No	Nama	Keterangan
1	Solidwork 2022	Digunakan untuk membuat 3D <i>design</i> benda uji
2	SKF <i>Shaft Alignment</i>	Digunakan untuk <i>alignment</i> pada poros
3	SKF <i>Quick Collect</i>	Digunakan untk mendeteksi getaran pada komponen mesin.

### 3.3 Perancangan Benda Uji

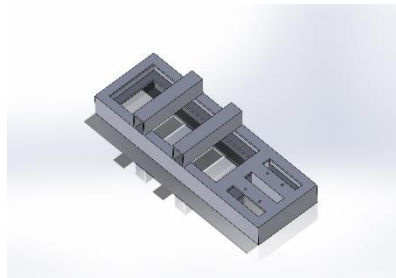
Perancangan benda uji terdiri dari beberapa proses yang sangat penting untuk dilakukan seperti proses manufaktur, pengukuran GD&T, Proses *assembly*, proses *misalignment*, proses *alignment*, proses pengambilan data getaran.

#### 3.3.1 Proses Manufaktur

Proses manufaktur pada perancangan alat uji pada sistem poros rotor ini terdiri dari pengelasan, pembubutan, dan pengeboran.

## 1. Proses pengelasan

Proses pengelasan yang dilakukan ialah menyambungkan besi UNP 65 yang telah di potong sesuai desain seperti gambar 3.3 yang berfungsi untuk menjadikannya sebuah alas dari sistem poros rotor. Alas tersebut berfungsi untuk menopang sistem poros rotor. Proses pengelasan yang dilakukan seperti gambar 3.4.



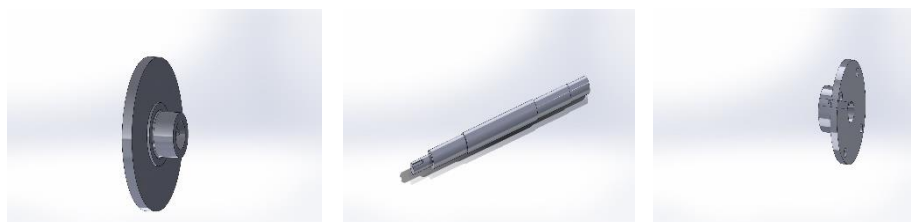
Gambar 3. 2 Desain alas



Gambar 3. 3 Proses pengelasan

## 2. Proses pembubutan

Proses manufaktur lainnya yang di lakukan ialah pembubutan. Pembubutan dilakukan untuk membuat *shaft*, beban/*disk*, dan *coupling*. Pembubutan alat tersebut dilakukan sesuai dengan desain pada gambar 3.5. Pembubutan yang telah dilakukan seperti gambar 3.6



Gambar 3. 4 Desain komponen pada proses pembubutan



Gambar 3. 5 Proses pembubutan

### 3. Proses pengeboran

Selanjutnya dilakukan proses manufaktur lainnya yaitu proses pengeboran. Proses pengeboran ini dilakukan untuk menyesuaikan antara lobang komponen dan jenis baut yang digunakan. Pengeboran alas untuk penyesuaian lobang pada *electromotor* dan alas seperti gambar 3.7.



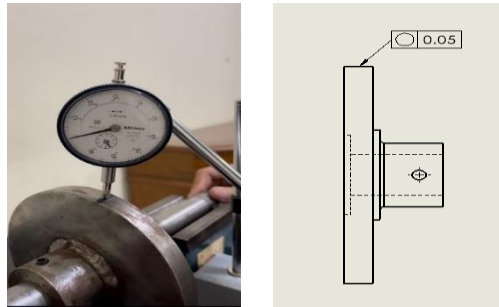
Gambar 3. 6 Proses pengeboran

### 3.3.2 Pengukuran GD&T (*Geometric Dimension & Tolerance*).

Pengukuran GD&T sangat penting dilakukan pada penelitian ini di karenakan untuk memastikan bahwa tidak adanya kecacatan yang berlebihan pada komponen agar tidak mempengaruhi spektrum getaran yang di ambil. Salah satu spektrum getaran yang muncul di karenakan kecacatan komponen yaitu *unbalance* dan *bent shaft*. Pengukuran GD&T yang dilakukan ialah *roundness*, *concentricity*, *Straighness*, *squareness*, *pararelism*, dan *Run-out*.

## 1. Pengukuran *Roundness*

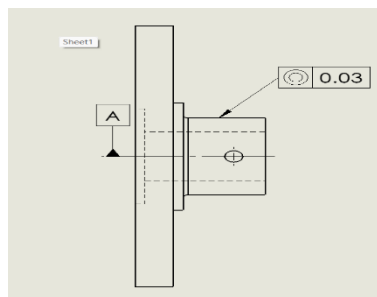
Pada pengukuran *roundness* dilakukan untuk mengukur kebulatan dari beban. Fungsi dari melakukan pengukuran ini ialah agar beban tersebut terjaga kebulatannya sehingga menjaga dari *unbalance*. Pengukuran *roundness* tidak memerlukan datum sehingga pengukurannya langsung dilakukan menggunakan dial indicator seperti pada gambar 3.8 . Pengukuran ini dilakukan sebanyak 12 titik.



Gambar 3. 7 Pengukuran *roundness*

## 2. Pengukuran *concentricity*

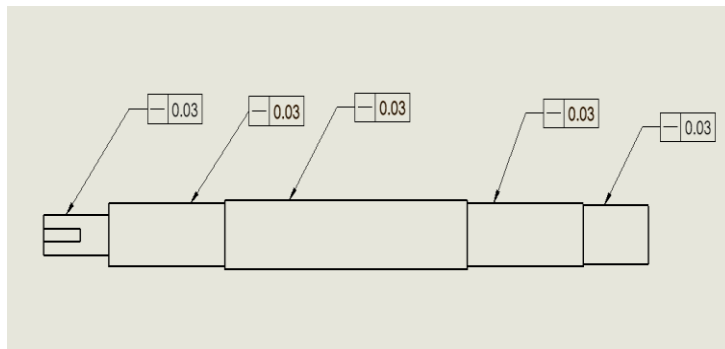
Setelah dilakukan pengukuran *roundness* atau bisa disebut kebulatan, selanjutnya ilaha dilakukan pengukuran *concentricity* pada lobang *shaft* beban tersebut. Pengukuran ini memerlukan datum sehingga untuk beban datum yang digunakan ialah center pada lobang tersebut seperti pada gambar 3.9. Fungsi mengukur pada bagian yang ingin diukur pada gambar 3.9 ialah untuk agar beban tidak miring dan *center* Pengukuran ini dilakukan sebanyak 5 titik.



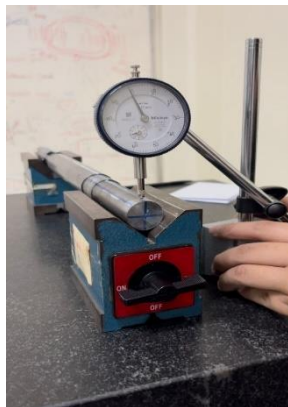
Gambar 3. 8 Datum dan aksis yang diukur di pengukuran *concentricity*

### 3. Pengukuran *straightness*

Pengukuran *straightness* dilakukan agar *shaft* yang digunakan tidak membengkok yang mengakibatkan munculnya spektrum *bent shaft*. Pengukuran ini tidak menggunakan datum. Toleransi yang dibuat pada pengukuran ini ialah 0.03. Pengukuran ini dilakukan sebanyak 4 titik pada setiap bagian yang diukur seperti pada gambar 3.10 . Proses pengukurannya dilihat pada gambar. Pengukuran ini terdapat 5 pengukuran seperti gambar 3.10.



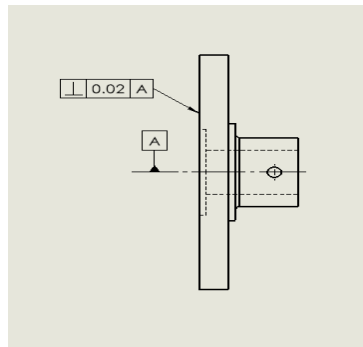
Gambar 3. 9 Toleransi geometri pada pengukuran *straightness*



Gambar 3. 10 Proses pengukuran *straightness*

#### 4. Pengukuran *squareness*

Pengukuran *squareness* dilakukan agar beban tegak lurus terhadap center. Pengukuran ini menggunakan datum yang terlihat pada gambar 3.12. Pengukuran ini dilakukan sebanyak 12 titik. Pengukuran ini dilakukan agar beban tidak *unbalance*. Proses pengukuran di lihat pada gambar 3.13.



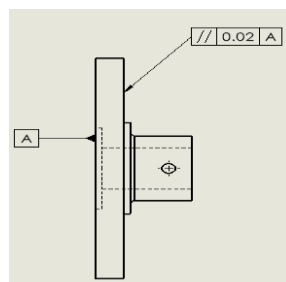
Gambar 3. 11 Toleransi geometri pada pengukuran *squareness*



Gambar 3. 12 Proses pengukuran *squareness*

#### 5. Pengukuran *parallelism*

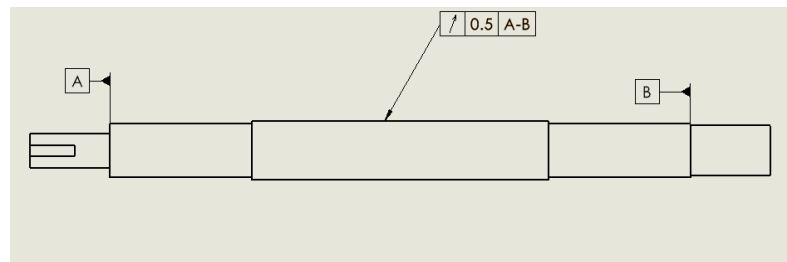
Pengukuran *parallelism* di gunakan agar kedua bidang sejajar. Bidang yang dimaksud dialah aksis datum dan juga bagian yang dingin diukur contohnya dapat dilihat pada gambar 3.14 . Pengukuran *parallelism* digunakan ada kedua sisi berada pada zona toleransi.



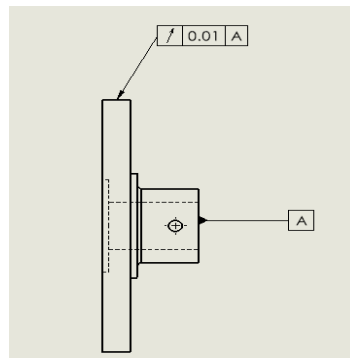
Gambar 3. 13 Toleransi geometri pada pengukuran *parallelism*

#### 6. Pengukuran *Run-out*

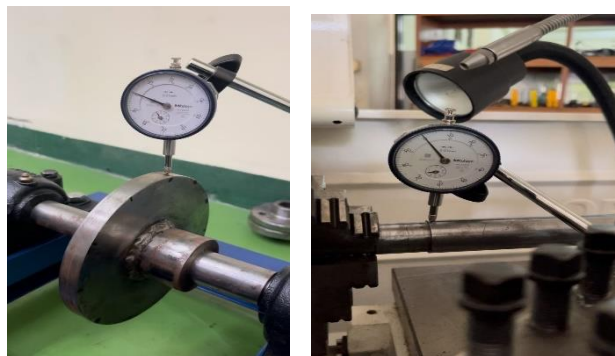
Setelah melakukan pengukuran *roundness*, *concentricity*, *straightness*, *squareness*, dan *parallelism* yang dimana pengukuran tersebut masih dalam zona toleransi yang telah dibuat. Selanjutnya ialah *assembly* seluruh komponen menjadi sebuah alat uji dan kemudian melakukan pengukuran *run-out*. Pengukuran ini dilakukan bertujuan agar ketika sudah di *assembly* komponen tersebut masih berada dalam zona toleransi yang nantinya berdampak pada spektrum getaran alat tersebut. Pengukuran ini membutuhkan datum seperti pada gambar 3.15 dan gambar 3.16.



Gambar 3. 14 Toleransi geometri *shaft* pada pengukuran *run-out*



Gambar 3. 15 Toleransi geometri beban pada pengukuran *run-out*



Gambar 3. 16 Proses pengukuran *run-out*

### 3.3.3 Proses *Assembly*

Setelah dilakukannya proses manufaktur seluruh komponen dan juga sudah di ukur dengan GD&T maka selanjutnya dilakukan proses perakitan. Proses ini diawali dengan memasang elektromotor ke alas seperti pada gambar 3.18.



Gambar 3. 17 Pemasangan *elektromotor*

kemudian setelah dilakukan pemasangan elektromotor, maka dilanjutkan dengan memasang coupling pada shaft rotor yang berguna untuk menyambungkan antar poros rotor dan poros beban seperti gambar 3.19.



Gambar 3. 18 Pemasangan *coupling*

Kemudian dilanjutkan dengan pemasangan bearing ke dalam *bearing house* seperti pada gambar 3.20



Gambar 3. 19 Pemasangan bearing ke *bearing house*

Selanjutnya dilakukan pemasangan bearing house ke alas dengan baut M18 seperti pada gambar 3.21



Gambar 3. 20 Pemasangan *bearing house* ke alas

Kemudian proses yang terakhir ialah pemasangan shaft beban dan disk/beban ke coupling seperti pada gambar 3.22



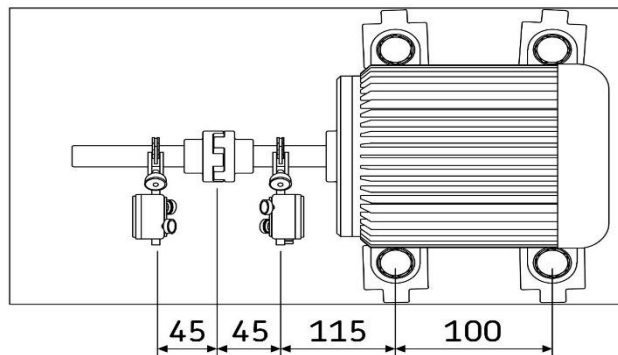
Gambar 3. 21 Pemasangan *shaft* dan beban

### 3.3.4 Proses *Misalignment*

Pada proses ini menggunakan sensor SKF TKS-51 yang dipasangkan kedua shaft poros rotor dan shaft beban. Kemudian disambungkan ke aplikasi pada Handhone melalui bluetooth . Seperti yang terlihat pada gambar 3.24 dilakukan pengukuran jarak antara motor, sensor, dan coupling. Untuk pengukuran ketinggian dan kelurusan kedua sensor melalui laser seperti pada gambar 3.25.



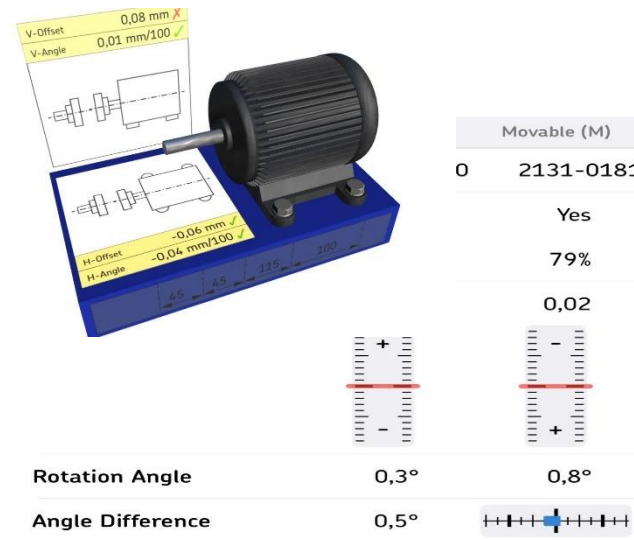
Gambar 3. 22 Pemasangan sensor *alignment*



Gambar 3. 23 Pengukuran jarak dari motor ke sensor

Gambar 3. 24 Pengukuran ketinggian dan kelurusan kedua sensor

Setelah dilakukan pengaturan pada sensor *alignment*, sensor *alignment* diputar pada pada arah jarum jam 9, 12, 3 secara berurutan. Setelah itu di dapatkan bahwa poros motor dan poros beban tidak sejajar dan mengalami *misalignment* sudut seperti gambar 3.26.



Gambar 3. 25 Hasil proses *misalignment*

### 3.3.5 Proses *Alignment*

Setelah proses *misalignment* dilakukan dan didapatkan data maka selanjutnya dilakukan proses *alignment* . Pada proses ini yaitu penambahan shim/ganjelan harus ditambahkan dibawah *elektromotor* agar dengan poros beban . Pada gambar 3.27 terlihat bahwa penambahan *shim/ganjelan* pada bagian *front feet* ditambah sekitra 0,11 mm dan juga bagian *rear feet* di tambah 0,12 mm.

Tolerances		
Speed (rpm)	Offset (mm)	Angular Error (mm/100)
2000-3000	0,07	0,07

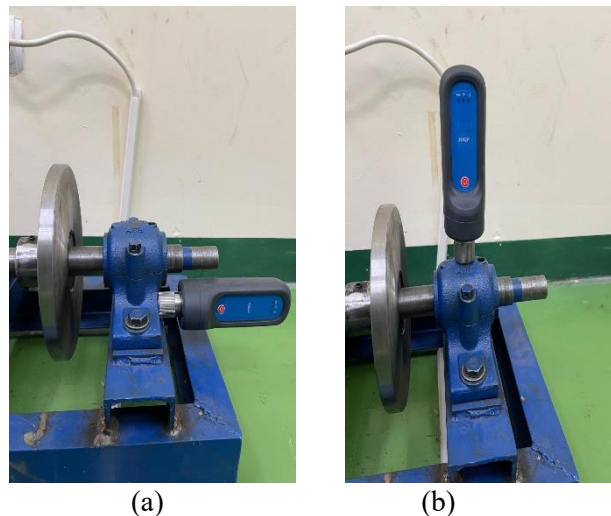
As Found	Vertical	Horizontal	As Corrected	Vertical	Horizontal
Offset (mm)	0,08 X	-0,06 ✓	Offset (mm)	0,07 ✓	-0,04 ✓
Angle (mm/100)	0,01 ✓	-0,04 ✓	Angle (mm/100)	0,01 ✓	-0,07 ✓
Front Feet (mm)	0,11	-0,11	Front Feet (mm)	0,09	-0,15
Rear Feet (mm)	0,12	-0,15	Rear Feet (mm)	0,10	-0,22

Gambar 3. 26 Gambar hasil *alignment*

Setelah dilakukan penambahan *shim*/ganjelan, didapat report seperti gambar 3.27 . terlihat bahwa pada *offset* vertikal yang awalnya masi terdapat tanda X, setelah itu dilakukan penambahan *shim*/ganjelan dan berubah menjadi *correct*. Pada nilai yang sudah *corrected* sudah mencapai maksimal toleransi pada rpm 2000-3000 ialah 0,08 mm.

### 3.3.6 Proses Pengambilan data Getaran

Pengambilan data dilakukan dengan berbagai kondisi yaitu kondisi *bearing* normal bearing dengan kerusakan sedang dan bearing yang mengalami kerusakan. Pengambilan data dilakukan pada 2 arah yaitu arah *vertical* dan arah aksial seperti pada gambar 3.28



Gambar 3. 27 (a) Pengambilan data aksial, (b) Pengambilan data radial

Kerusakan *bearing* tersebut dibuat dengan cara menghilangkan pelumas pada bearing sehingga membuat panas berlebih (*Overheating*) saat dioperasikan dan membuat temperature lubrikan berlebihan agar sifat lubrikan hilang. Kemudian mengoperasikan mesin dengan kecepatan tinggi secara terus menerus sehingga terjadi keausan pada bearing (Subardi, 2009).

### 3.4 Menghitung Frekuensi bearing

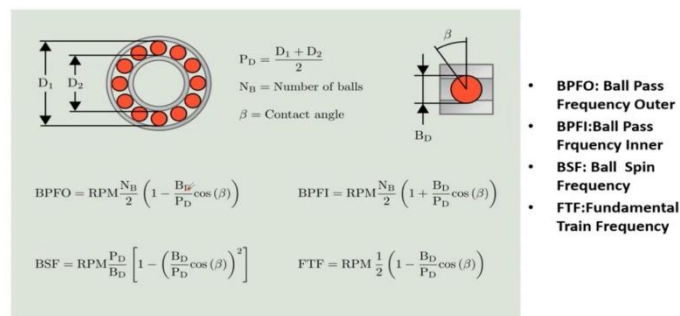
Bearing memiliki frekuensi yang berbeda beda sesuai jenis dan seri bearing yang digunakan. Pada penelitain ini bearing yang digunakan ialah NTN 7206BDB.

Duplex Angular Contact Ball Bearing - Back-to-Back Arrangement - Dimensions	
d	1.1811 in 30.000 mm
D	2.4409 in 62.000 mm
B	0.6299 in 16.000 mm
2B	1.2598 in 32.000 mm
r	0.0394 in 1.000 mm
r1	0.0236 in 0.600 mm
Contact Angle	40 °
da min	1.3976 in 35.500 mm
Db max	2.2638 in 57.500 mm
ras max	0.0394 in 1.000 mm
r1as max	0.0236 in 0.600 mm

Gambar 3. 28 Data sheet bearing 7206BDB

(Sumber : NTN BEARING CORPORATION OF AMERICA)

### KARAKTER SPEKTRUM GETARAN ( bantalan gelinding )



Gambar 3. 29 Parameter menghitung bearing

(Sumber:([https://www.youtube.com/watch?v=SXcqg3EfoPI&t=420s&ab\\_channel=ParnoRaharjo](https://www.youtube.com/watch?v=SXcqg3EfoPI&t=420s&ab_channel=ParnoRaharjo)))

#### 3.4.1 Menghitung *ball pass frequency Inner* (BPFI)

Frequency eksitasi impuls yang terjadi akibat adanya cacat lokal pada jalur dalam bantalan disebut dengan *Ball Pass Frequency Inner* (BPFI), yang dapat di hitung dengan rumus berikut :

$$\begin{aligned}
\text{BPFI} &= \frac{NB}{2} \left(1 + \frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right) \frac{RPM}{60} \\
&= \frac{13}{2} \left(1 + \frac{9,5}{46} \cos(40)\right) \frac{2850}{60} \\
&= 6,5 (1 + (0,2) \cdot 0,7) 47,5 \\
&= 6,5 (1,14) 47,5 \\
&= 351 \text{ Hz}
\end{aligned}$$

### 3.4.2 Menghitung *ball pass frequency outer* (BPFO)

Frekuensi eksitasi impuls yang terjadi akibat cacatnya pada jalur bola bantalan bagian luar di sebut *Ball pass Frequency Outer* (BPFO). Istilah ini digunakan untuk menganalisis kerusakan bantalan pada bagian cincin luar. Frekuensi ini dapat di hitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
\text{BPFO} &= \frac{NB}{2} \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right) \frac{RPM}{60} \\
&= \frac{13}{2} \left(1 - \frac{9,5}{46} \cos(40)\right) \frac{2850}{60} \\
&= 6,5 (1 - 0,2 \cdot 1) 47,5 \\
&= 6,5 (0,8) 47,5 \\
&= 255 \text{ Hz}
\end{aligned}$$

### 3.4.3 Menghitung *Ball spin frequency* (BSF)

Frekuensi impuls yang terjadi akibat adanya kecacatan pada bagian bola dari bantalan di sebut *Ball spin Frequency* (BSF). Istilah ini digunakan untuk menganalisis jika terjadi kerusakan pada bola dari bantalan. Frekuensi tersebut dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
\text{BSF} &= \frac{Pd}{2Bd} \left(1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right)^2\right) \frac{RPM}{60} \\
&= \frac{46}{2(9,5)} \left(1 - \left(\frac{9,5}{46} \cos(40)\right)^2\right) \frac{2850}{60} \\
&= 2,4 (1 - 0,02) 47,5 \\
&= 109 \text{ Hz}
\end{aligned}$$

### 3.4.4 Menghitung *Fundamental Train Frequency* (FTF)

Frekuensi eksitasi impuls yang terjadi akibat adanya cacat pada pemisah antar bola bantalan (*cage*) disebut *Fundamental Train Frekuensi* (FTF). Frekuensi tersebut dapat di hitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{FTF} &= \frac{1}{2} \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos(\beta)\right) \frac{RPM}{60} \\ &= \frac{1}{2} \left(1 - \frac{9,5}{46} \cos(40)\right) \frac{2850}{60} \\ &= 0,5(1-0,14) 47,5 \\ &= 20 \text{ Hz} \end{aligned}$$

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Hasil Perancangan

Setelah dilakukan seluruh proses perancangan seperti proses manufaktur, proses assembly, proses misalignment, dan proses alignment mendapatkan hasil seperti pada gambar 4.1. Hasil perancangan ini digunakan untuk menganalisis tingkat kerusakan pada bearing.



Gambar 4. 1 Hasil perancangan

#### 4.2 Hasil Pengukuran GD&T

Setelah mengukur GD&T dengan berbagai pengukuran yang telah dibahas pada bab 3.3.2 , selanjutnya ialah mengetahui hasil dari pengukuran tersebut. Hasil pengukuran GD&T ini berisi tentang nilai dari simpangan terjauh pada setiap pengukuran seperti *roundness*, *concentricity*, *straightness*, *squareness*, *parallelism*, dan *run-out*.

##### 4.2.1 Hasil pengukuran *Roundness*

Setelah mengukur *roundness* atau biasa disebut kebulatan selanjutnya ialah mengetahui nilai dari *roundness* tersebut. Pada pengukuran *roundness* diukur dengan 12 titik menggunakan dial indicator seperti yang diketahui pada tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Hasil pengukuran *Roundness* beban

No	Hasil Pengukuran	
	CW	CCW
1	0.01	0
2	0.03	-0.01
3	0.04	-0.02
4	0.04	-0.04
5	0.02	-0.03
6	0	-0.01
7	-0.01	-0
8	-0.03	0.02
9	-0.04	0.04
10	-0.02	0.04
11	-0.01	0.03
12	0	0.01

Pada tabel 4.1 terlihat bahwa simpangan terjauh untuk kebulatan beban ialah 0.04 penyok kedalam dan juga menonjol dari titik 0. Simpangan terjauh dari pengukuran tersebut masih dalam zona toleransi yang telah dibuat yaitu 0.05.

#### 4.2.2 Hasil pengukuran *concentricity*

Setelah melakukan pengukuran *concentricity* dengan 5 titik, selanjutnya adalah mendapatkan hasil pengukuran seperti tabel 4.2.

Tabel 4. 2 Hasil Pengukuran *concentricity* beban

No	Hasil Pengukuran	
	Forward	Backward
1	0	0.01
2	0.02	0.03
3	0.03	0.03
4	0.03	0.02
5	0.01	0

Dari tabel 4.2, diketahui bahwa simpangan terjauh pada pengukuran concentricity beban ialah 0.03 menonjol dari titik 0. Hasil dari simpangan terjauh tersebut masih dalam zona toleransi yaitu 0.03 sehingga beban tersebut masih *concentric* dari datum seperti pada gambar 3.9.

### 4.2.3 Hasil pengukuran straightness

Setelah melakukan pengukuran straightness selanjutnya ialah mengetahui hasil dari pengukuran tersebut ialah sebagai berikut.

Tabel 4. 3 Hasil pengukuran *straightness* pada shaft

Pengukuran ke-	Simpangan terbesar	
	Forward	Backward
1	0.08	0.08
2	0.09	0.09
3	0.16	0.16
4	0.13	0.13
5	0.1	0.1

Dari beberapa pengukuran pada tabel 4.3, terlihat bahwa *shaft* masih tidak *straightness* atau melebihi dari zona toleransi. Zona toleransi pada *straightness* adalah 0.03

#### 4.2.4 Hasil pengukuran *squareness*

Setelah melakukan pengukuran *squareness* yang dilakukan pada sub-bab 3.3.2 selanjutnya adalah mendapatkan hasil pengukurannya sebagai berikut.

Tabel 4. 4 Hasil dari *squareness*

No	Hasil Pengukuran	
	Forward	Backward
1	0.01	-0.01
2	0.01	-0.01
3	0	-0.01
4	-0.01	-0.02
5	-0.01	-0.02
6	-0.02	-0.02
7	-0.02	-0.02
8	-0.02	-0.01
9	-0.02	-0.01
10	-0.01	0
11	-0.01	0.01
12	-0.01	0.01

Dari tabel 4.4 diketahui bahwa simpangan terbesar dari *squareness* atau ketegaklurusan dinding beban dari datum seperti gambar 3.12 adalah 0.02 penyok sehingga masih dalam toleransi yang dibuat yaitu 0.02.

#### 4.2.5 Hasil Pengukuran *Pararelism*

Setelah melakukan pengukuran *pararelism*, selanjutnya adalah mengetahui hasil dari pengukuran tersebut ialah sebagai berikut

Tabel 4. 5 Hasil pengukuran *pararelism*

No	Hasil Pengukuran	
	CW	CCW
1	0	-0.01
2	0.01	-0.01
3	0.01	0
4	0.01	0.01
5	0.02	0.01
6	0.02	0.02
7	0.02	0.02
8	0.01	0.02
9	0.01	0.01
10	0	0.01
11	-0.01	0.01
12	-0.01	0

Dari tabel 4.5 di ketahui bahwa simpangan terbesarnya ialah 0.02 menonjol dari titik 0. Dari simpangan terbesar tersebut menyatakan bahwa masih dalam zona toleransi yang telah di buat yaitu 0.02 sehingga beban tersebut masih paralel dari datum pada gambar 3.14

#### 4.2.6 Hasil pengukuran *Run-Out*

Pengukuran *Run-Out* dilakukan pada beban dan *shaft*. Maka dari itu hasil dari pengukuran *run-out* terdapat 2 tabel seperti pada tabel 4.6 dan tabel 4.7.

Tabel 4. 6 Hasil pengukuran *run-out* pada *shaft*

No	Hasil Pengukuran	
	CW	CCW
1	0.02	0.16
2	0.06	0.16
3	0.08	2
4	0.1	2.2
5	0.13	2
6	0.16	0.18
7	2	0.15
8	2.1	0.14
9	2	0.11
10	0.18	0.08
11	0.16	0.03
12	0.16	0

Tabel 4. 7 Hasil pengukuran *run-out* beban

No	Hasil Pengukuran	
	CW	CCW
1	0.03	0
2	0.07	-0.04
3	0.08	-0.09
4	0.15	-0.1
5	0.1	-0.05
6	0.06	0
7	0	0.06
8	-0.05	0.1

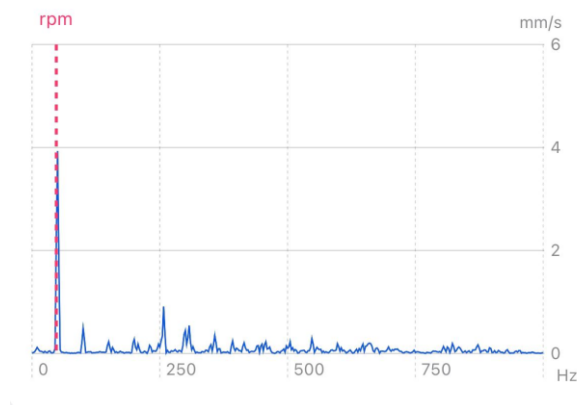
9	-0.1	0.15
10	-0.09	0.08
11	-0.04	0.07
12	0	0.03

Dari Pengukuran *run-out shaft* pada tabel 4.6 diketahui bahwa simpangan terjauh dari pengukuran tersebut ialah 2.1 menonjol dari titik 0. Pada pengukuran *run-out* beban pada tabel 4.7 adalah 0.15 menonjol dari titik 0. Dari kedua pengukuran *run-out* tersebut masih berada dalam zona toleransi *run-out* yang telah di buat yaitu 0.5.

### 4.3 Hasil Pengujian

Setelah dilakukan pengambilan data getaran bearing dengan 3 tingkatan kerusakan yaitu keadaan *bearing* normal, keadaan *bearing* dengan kerusakan sedang, dan keadaan bearing rusak mendapatkan hasil pengujian sebagai berikut.

#### 4.3.1 Pembacaan spektrum getaran *bearing* normal arah radial

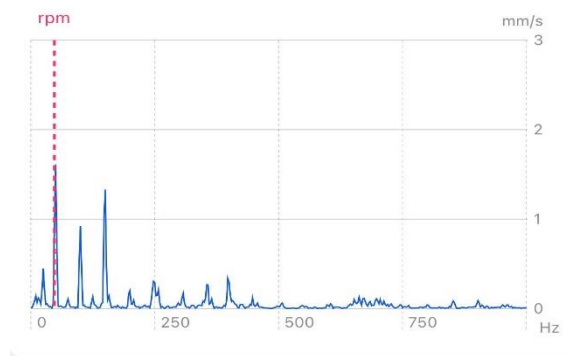


Gambar 4. 2 Spektrum getaran *bearing* normal arah radial

Gambar 4.2 menunjukkan spektrum bearing normal. Terlihat peak tertinggi dari gambar tersebut ialah menunjukkan *natural frequency* yang terjadi karena sistem bergetar ketika dihidupkan. Untuk frekuensi pada BSF (*Ball Spin Frequency*) yaitu 109 Hz dengan peak 0,49 mm/s. Kemudian frekuensi getaran pada BPFO (*Ball Pass Frequency Outer*) ialah 255 Hz dengan peak 0,18 mm/s.

Untuk frekuensi getaran pada BPF<sub>I</sub> (*Ball Pass Frequency Inner*) berada pada 351 Hz dengan peak amplitudo 0,16 mm/s. *Cage* (cangkang) memiliki frekuensi FTF yaitu 20 Hz dengan peak 0,03 mm/s. Pada penjelasan tersebut terlihat seluruh frekuensi pada komponen bearing memiliki peak yang sangat rendah.

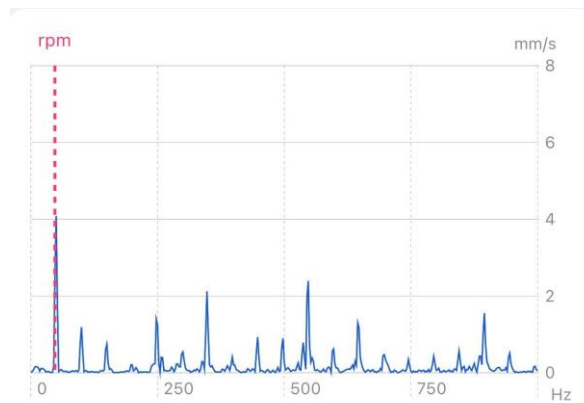
#### 4.3.2 Pembacaan spektrum getaran *bearing* normal arah aksial



Gambar 4. 3 Spektrum getaran pada *bearing* normal pada arah aksial

Gambar 4.3 menunjukkan spektrum getaran pada arah aksial yang menunjukkan *peak* yang tinggi pada frekuensi 47,5 Hz dengan peak 1,61 mm/s di akibatkan oleh *natural frequency*. Kemudian dapat terlihat *peak* dari beberapa getaran pada komponen *bearing*. Untuk BSF memiliki frekuensi 109 Hz dengan *peak* 0,92 mm/s. Setelah itu dapat dilihat frekuensi dari *outer bearing* yang biasa disebut BPF<sub>O</sub> adalah 255 Hz dengan *peak* nya di 0,28 mm/s. Untuk frekuensi BPF<sub>I</sub> yaitu 351 Hz dengan amplitudo tertingginya yaitu di 0,08 mm/s. *Cage* (cangkang) pada *bearing* memiliki frekuensi 20 Hz dengan amplitudo tertingginya ialah 0,05 mm/s.

### 4.3.3 Pembacaan spektrum getaran pada *bearing* dengan kerusakan sedang arah radial

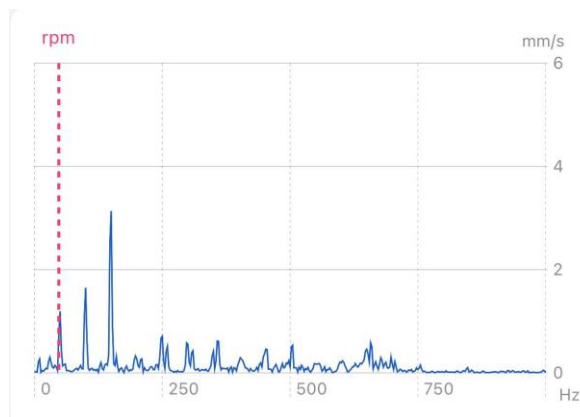


Gambar 4. 4 Spektrum getaran pada *bearing* dengan kerusakan sedang arah radial

Gambar 4 menunjukkan spektrum getaran bearing dengan kerusakan sedang pada arah vertikal, dimana terlihat harmonik pada frekuensi  $1 \times$  BSF (*Ball Spin Frequency*) 100 Hz dengan kecepatan getaran  $1,19 \text{ mm/s}^2$ . Kemudian untuk frekuensi BPFO (*Ball Pass Frequency Outer*) mempunyai frekuensi 255 Hz dan mempunyai amplitudo  $1,3 \text{ mm/s}^2$ .

Setelah itu terlihat juga bahwa terdapat frekuensi BPF<sub>I</sub> (*Ball Pass Frequency Inner*) 355 Hz dengan amplitudo  $2,12 \text{ mm/s}^2$ . Untuk frekuensi pada cangkang atau biasa disebut FTF (*Fundamental Train Frequency*) memiliki amplitudo tertingginya yaitu  $0,11 \text{ mm/s}$ . Pada data-data tersebut masih berada di kategori alarm, namun masih diizinkan untuk beroperasi dalam jangka waktu yang tak terbatas.

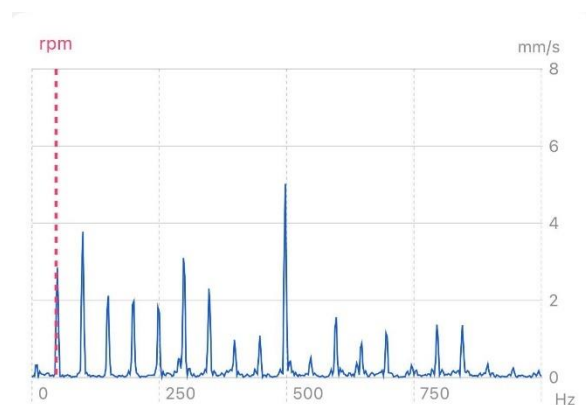
#### 4.3.4 Pembacaan spektrum getaran pada *bearing* dengan kerusakan sedang arah aksial



Gambar 4. 5 Spektrum getaran pada bearing dengan kerusakan sedang arah aksial

Gambar 4.5 menunjukkan *peak* dari beberapa frekuensi seperti BSF, BPFO, BPFI dan FTF. Terdapat *peak* dari BSF (*Ball Spin Frequency*) ialah 1,65 mm/s. Untuk frekuensi BPFO (*Ball Pass Frequency Outer*) terdapat 0,67 mm/s. Lintasan *inner bearing* juga mengalami kenaikan *peak*. *Peak* dari 1xBPFI (*Ball Pass Frequency Inner*) yaitu 0,41 mm/s. Komponen *bearing* yang terakhir yaitu FTF (*Fundamental Train Frequency*) dengan *peak* amplitudonya 0,06 mm/s.

#### 4.3.5 Pembacaan spektrum getaran pada *bearing* rusak arah radial

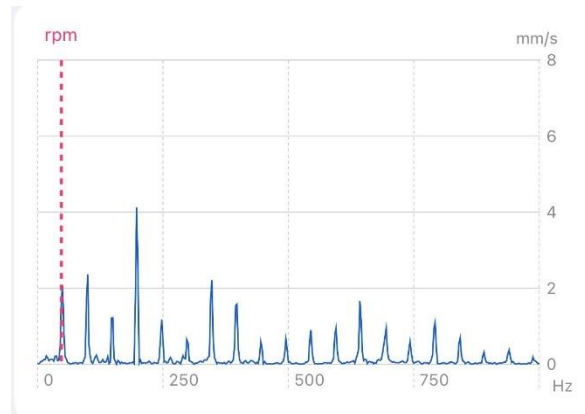


Gambar 4. 6 Spektrum getaran pada bearing rusak arah radial

Gambar 4.6 menunjukkan amplitudo pada (1BSF) yang mana amplitudonya lebih tinggi dari amplitudo sebelumnya yaitu 3,7 mm/s. Kemudian komponen lain pada bearing seperti 1xBPFO atau bisa di sebut outer bearing terdapat peaknya yaitu 1,80 mm/s. Komponen lainnya seperti 1BPFI terdapat

amplitudo 2,30 mm/s. Untuk *Cage* (Cangkang) atau dalam frekuensi domainnya disebut FTF (*Fundamental Train Frequency*) memiliki amplitudo tertingginya yaitu 0,16 mm/s.

#### 4.3.6 Pembacaan spektrum getaran pada *bearing* rusak arah aksial



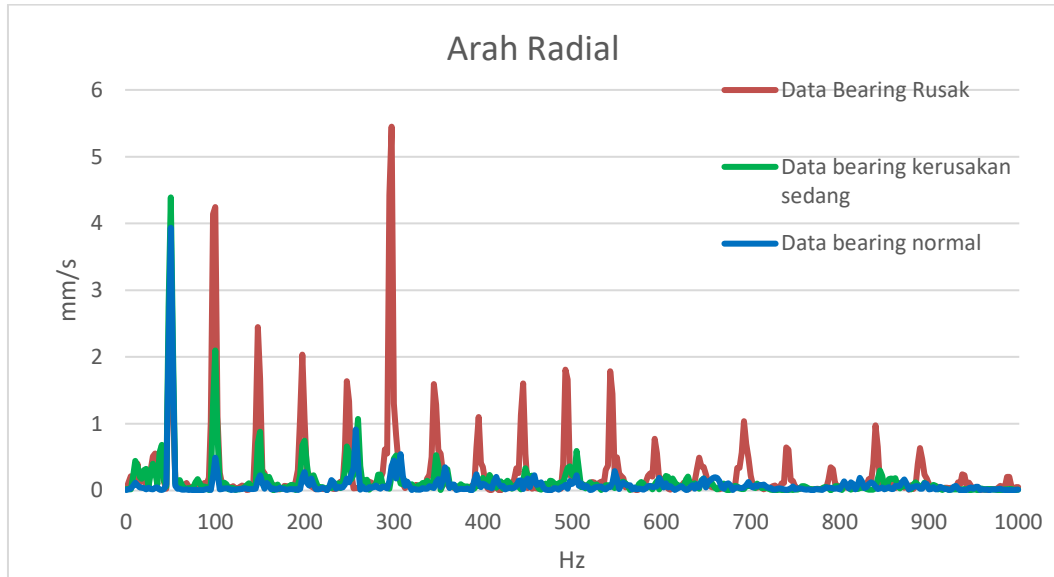
Gambar 4. 7 spektrum getaran pada *bearing* rusak arah aksial

Gambar 4.7 menunjukkan spektrum getaran setelah dilakukannya perlakuan untuk merusak *bearing*. Dari spektrum tersebut didapatkannya beberapa sinyal dari komponen komponen *bearing*. Sinyal *unbalance* pada spektrum getaran di atas menunjukkan amplitudo tertingginya yaitu 2,06 mm/s. Untuk komponen *bearing* seperti bola pada *bearing* memiliki frekuensi yang biasa disebut  $1 \times B_{SF}$  adalah 109 Hz dengan peak 2,3 mm/s.

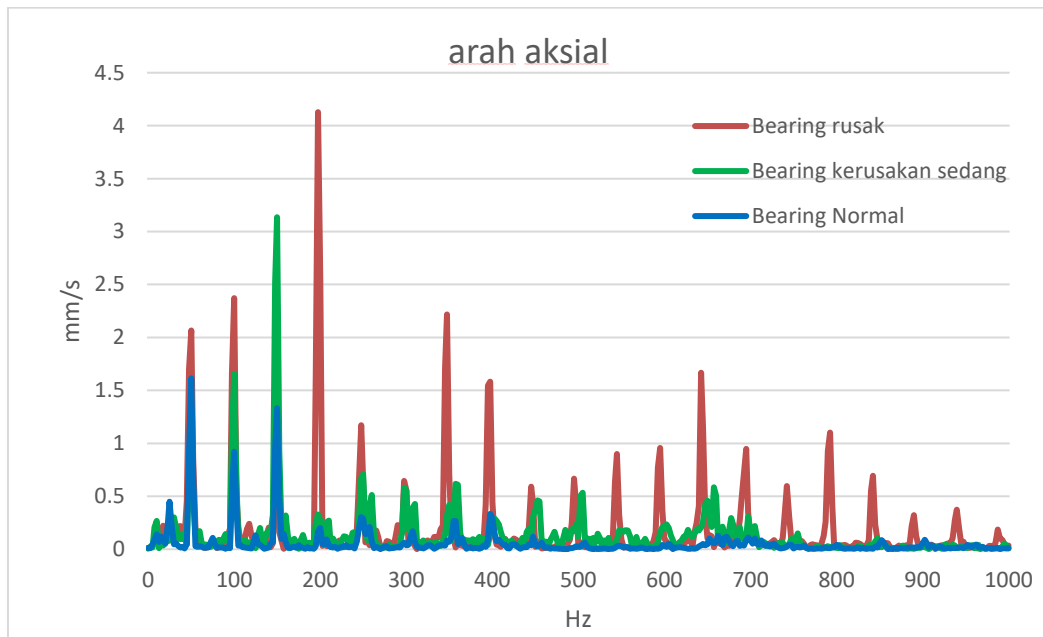
Kemudian komponen bearing lainnya seperti  $1 \times B_{PFO}$  memiliki amplitudo tertinggi 1,17 mm/s. Untuk  $B_{PFI}$  atau frekuensi pada inner bearing memiliki amplitudo tertingginya yaitu 2,21 mm/s. Setelah itu, cangkang (*cage*) memiliki frekuensi yang biasa disebut FTF (*Fundamental Train Frequency*) memiliki amplitudo tertinggi yaitu 0,18 mm/s.

#### 4.4 Analisis dan Pembahasan

Setelah didapatkan data dari setiap tingkatan kerusakan bearing dari aplikasi SKF Quick collect yang langsung terhubung ke sensor SKF Quick Collect, selanjutnya ialah menganalisis data tersebut ke excel untuk mengetahui nilai setiap peak yang terjadi. Nilai peak terlihat pada gambar 4.8 dan gambar 4.9



Gambar 4. 8 tingkat kerusakan bearing arah radial



Gambar 4. 9 Tingkat rusak bearing arah aksial

Dari gambar tersebut dapat terlihat peningkatan setiap peak pada tiga tingkatan kerusakan bearing . Untuk peningkatan *peak* pada frekuensi komponen bearing dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Tabel 4. 8 Tingkat kerusakan komponen bearing

Jenis kerusakan bearing	Aksial			
	BPFO (255 Hz)	BPFI (351 Hz)	BSF (109 Hz)	FTF (20 Hz)
Normal	0,28 mm/s	0,26 mm/s	0,92 mm/s	0,05 mm/s
Sedang	0,67 mm/s	0,67 mm/s	1,65 mm/s	0,06 mm/s
Berat	1,17 mm/s	2,21 mm/s	2,37 mm/s	0,17 mm/s

Dari Tabel 4.1 dapat terlihat bahwa setiap komponen bearing pada arah aksial mengalami kenaikan peak dari setiap tingkatan kerusakan pada *bearing* NTN 7206 BDB.

Tabel 4. 9 Tingkat kerusakan komponen bearing

Jenis kerusakan bearing	Vertikal			
	BPFO (255 Hz)	BPFI (351 Hz)	BSF (109 Hz)	FTF (20 Hz)
Normal	0,12 mm/s	0,21 mm/s	0,49 mm/s	0,03 mm/s
Sedang	1,07 mm/s	0,53 mm/s	2,09 mm/s	0,17 mm/s
Berat	1,33 mm/s	1,59 mm/s	4,14 mm/s	0,28 mm/s

Dari kedua tabel yaitu tabel 4.1 dan tabel 4.2 menunjukkan bahwa setiap komponen *bearing* mengalami kenaikan dari tingkat kerusakan yang telah diberi perlakuan yaitu untuk *bearing* dengan kerusakan sedang diberi perlakuan menghilangkan pelumas dan menghidupkan mesin terus-menerus selama 6 jam dan juga untuk kerusakan berat yaitu menghilangkan pelumas dan menghidupkan mesin terus menerus selama 60 jam .

## **BAB 5**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka mendapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dibuat sistem poros rotor yang d gunakan untuk menguji getaran bearing dengan toleransi dan geometri sesuai dengan ASME Y14.5 dan ISO 1101
2. Telah terjadi perubahan amplitudo pada frekuensi 100 Hz pada komponen *ball bearing*, frekuensi 250 Hz i pada komponen *outer race bearing*, frekuensi 350 hz pada *inner race bearing*, dan frekuensi 20 Hz menunjukkan *cage* pada *bearing*.

#### **5.2 Saran untuk Penelitian Selanjutnya**

Saran untuk penelitian selanjutnya dari peneliti sebagai berikut:

1. Menggunakan *flexible coupling* agar spektrum getaran *misalignment* tidak muncul.
2. Pembuatan komponen seperti *shaft*, *disk*, dan *coupling* harus lebih presisi agar tidak muncul spektrum getaran lainnya seperti *unbalance* dan *bent shaft*.
3. Pembuatan lobang pada alas untuk baut elektromotor harus dibuat seperti bentuk terminator agar pada proses alignment lebih mudah dilakukan.

## DAFTAR PUSTAKA

- Betta, G., Liguori, C., Paolillo, A., & Pietrosnanto, A. (2001). *A DSP-based FFT - Analyzer for the Fault Diagnosis of Rotating Machine Based on Vibration Analysis*. Budapest : IEEE.
- Bruel, P., & Kjaer, V. (1982). *Measuring Vibration*. Denmark.
- Fischer, B. R. (2011). *MECHANICAL TOLERANCE STACKUP AND ANALYSIS*. Boca Raton: CRC PRESS.
- Huda, F., & Alexandro, G. (2022). Analisis Getaran untuk Mendeteksi Kerusakan Bearing pada Drum Cylinder Dryer 1 Area Paper Machine-5 (PPM-5) PT. Indah Kiat Pulp and Paper Perawang. *AJIE - Asian Journal of Innovation and Entrepreneurship* .
- ISO 13373. (2002). *Condition Monitoring and Diagnostics of Machines*. Global spec.
- Jauregui Correa, J., & Lozano Guzman, A. (2020). *Mechanical Vibrations and Condition Monitoring*. Querétaro: Elsevier.
- Kreyszig, E. (2010). *ADVANCED ENGINEERING MATHEMATICS*. Colombus: John Wiley & Sons, INC.
- Kurniawan, A. (2020). Respon Vibrasi Overall dan Temperatur Komponen Mesin Terhadap Misalignment Axial. *Kilat*, 66-73.
- Lubis, F., Pane, R., Lubis, S., Siregar, M., & Kusuma, B. S. (2021). Analisa Kekuatan Bearing Pada Prototype Belt Conveyor. *Jurnal Mesil*.
- Maerani, R. (2014). Perbandingan Metode On-Line Condition Monitoring pada Rotating Machine Reaktor PWR. *Prosiding Seminar Nasional Teknologi Energi Nuklir*.
- Mantripragada, R., & Whitney, D. (1998). The datum flow chain: a systematic approach to assembly design and modeling. *Res. Eng. Des.* 10, 150-165.
- N, E. (2021). Analisis Getaran Akibat Massa yang Tidak Seimbang Pada Motor yang Berputar. *Din. J. Ilm. Tek. Mesin*.

- PPAU ILMU REKAYASA ITB. (2013). PENGUKURAN GETARAN PERMESINAN TINGKAT DASAR. *LABORATORIUM DINAMIKA - PPAU ILMU REKAYASA INSTITUT TEKNOLOGI BANDUNG*.
- PRUFTECHNIK LTD. (2002). *An Engineers Guide to Shaft Alignment, Vibration Analysis, Dynamic Balancing and Wear Debris Analysis*. Burnwood: PRUFTECHNIK LTD.
- Raharjo, P., & Setiyadi, M. T. (2016). KARAKTERISTIK GETARAN PADA BANTALAN BOLA MENYELARAS SENDIRI KARENA KERUSAKAN SANGKAR. *Jurnal Rekayasa mesin* .
- Rao, S. (2005). *Mechanical Vibration*. Singapore: Pearson/Prentice Hall.
- Rizqullah, F. (2017). *ANALISIS SPEKTRUM VIBRASI UNTUK MENGINDIKASIKAN KERUSAKAN PADA TURBIN DAN GENERATOR PLTU AMURANG UNIT 1*. Surabaya: ITS Repository.
- Saminan, N. F. (2020). Frekuensi Gelombang Otak dalam Menangkap Ilmu Imajinasi dan Realitia (Berdasarkan Ontologi). *Jurnal Filsafat Indonesia* .
- Saputra, A. (2020). *PENGARUH ALIGNMENT TERHADAP SINYAL GETARAN PADA GEARBOX*. YOGYAKARTA: DSPACE UII.
- Setiono, A. M., Rijanto, A., & Zulfika, D. N. (2020). NALISIS AMPLITUDO GETARAN TERHADAP JENIS KERUSAKAN UNBALANCE, LOOSENESS, DAN KERUSAKAN BEARINGPADA MOTOR NDUKSI 3 PHASE. *Majamecha*, 19-31.
- Setyawan , H. P., & Suryadi, D. (2018). Analisis Karakteristik Vibrasi pada Paper Drayer Machine untuk Deteksi Dini Kerusakan Spherical Roller Bearing . *ROTASI*, Vol. 20 No. 2.
- SKF Reliability System. (2000). *Vibration Diagnostic Guide*. SKF Condition Monitoring.
- Subardi, A. (2009). ANALISA PERBANDINGAN JENIS BALL BEARING TERHADAP KEAUSAN PADA DINDING DIAMETER LUAR DAN DALAM. *Jurnal Flywheel*, 1-14.
- Suhardjono. (2005). Analisis Sinyal Getaran untuk Menentukan Jenis dan Tingkat Kerusakan Bantalan Bola (Ball Bearing). *Jurnal Teknik Mesin*, 39-48.

- Sunarya, N. (2003). Pemantauan Kelayakan Pompa Sekunder RSG GA Si wabessy Dengan Analisis Vibrasi. *Program Studi Elektronika-Instumentasi*.
- Syam, W. P. (2019). *Toleransi Dimensi dan Geometri : Analisis rantai variasi dalam proses perakitan produk*. Nottingham, UK: Academia.edu.
- Whitney, D. (2004). *Mechanical assemblies*. New York: Their design, manufacture, and role in product development (Oxford University Press).
- Wowk, V. (1991). *MACHINERY VIBRATION*. New York: McGraw-Hill.

