



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH KENAIKAN
PUTARAN KERJA TERHADAP RESPON DINAMIS,
KASUS *UNBALANCE* ROTOR *STEAM TURBINE* UNIT 1
PLTU AMURANG 2X25 MW.**

IB.P.P.MAHARTANA
NRP. 2111100177

Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELING AND ANALYSIS THE INFLUENCE OF
INCREASING OPERATING SPEED OVER THE
DYNAMIC RESPONSE OF *UNBALANCE* ROTOR STUDY
CASE AT *STEAM TURBINE* UNIT 1 PLTU AMURANG
2X25MW**

IB.P.P.MAHARTANA
NRP. 2112100177

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH KENAIKAN
PUTARAN KERJA TERHADAP RESPON DINAMIS,
KASUS UNBALANCE ROTOR STEAM TURBINE UNIT 1
PLTU AMURANG 2X25 MW**

TUGAS AKHIR

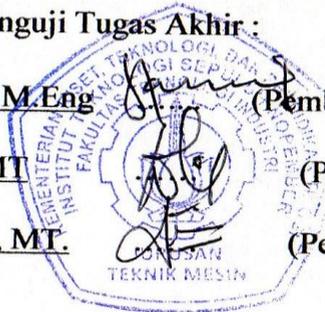
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

IB.P.P.MAHARTANA
NRP. 2111100177

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Harus Laksana G. ST, M.Eng (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005



SURABAYA
JANUARI, 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH KENAIKAN
PUTARAN KERJA TERHADAP RESPON DINAMIS,
KASUS UNBALANCE ROTOR STEAM TURBINE UNIT 1
PLTU AMURANG 2X25MW**

Nama Mahasiswa : IB.P.P.Mahartana
NRP : 2111100177
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.

Abstrak

Unbalance merupakan salah satu kasus penyebab terjadinya getaran tinggi pada rotating machinery yang linier terhadap peningkatan putaran pada mesin. Efek unbalance dapat diminimalisir dengan menambahkan correction weight sehingga membangkitkan gaya sentrifugal baru yang berlawanan arah dengan initial unbalance sistem, sehingga jumlah gaya dan momen yang bekerja pada sistem akan saling mengurangi dan akan menurunkan level vibrasi sampai level yang aman.

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan simulasi unbalance dan balancing rotor untuk melihat efek kenaikan putaran kerja terhadap respon dinamisnya. Seluruh parameter digunakan diperoleh dari data maintenance Unit 1 PLTU AMURANG UBJOM PJBS 2x25MW pada tanggal 28 November 2014. Rotor dimodelkan seperti disk dengan jari-jari 420 mm dan 480mm, dimana rotor terpasang pada fleksibel poros yang ditumpu 2 buah rigid bearing. Dari data, diperoleh nilai initial unbalance sebesar 0.286 kg pada bidang 1 dengan posisi angular pada 139.3° dan 1.14 kg pada bidang 2 dengan posisi angular 237.8° . Rotor di low-balancing dengan correction weight sebesar 9.57 gr pada posisi angular $152,4^{\circ}$ dibidang 1 dan 18.2 gr pada posisi angular 168.7° dibidang 2. Pada tahap simulasi balance

rotor, nilai correction weight diambil dari data hasil low-balancing dan hasil perhitungan dari balancing teoritis.

Dari kondisi unbalance, didapatkan hasil bahwa kenaikan level vibrasi pada rotor linier terhadap kenaikan pembebanan putaran hingga mencapai frekuensi resonansinya dan respon vibrasi menurun saat rotor telah melewati fase putaran kritis lalu stabil pada frekuensi operating speed maksimum. Balancing teoritis yang dilakukan dalam penelitian ini menghitung seluruh momen yang berkerja pada masing-masing bidang pembalance, sehingga diperoleh nilai correction weight yang baru. Hasil balancing rotor menunjukkan bahwa metode low-balancing masih menimbulkan vibrasi tinggi pada rotor, terlihat dari seluruh respon yang diperoleh dari hasil simulasi. Setelah dibalancing secara teoritis, hasil balancing menunjukkan penurunan amplitudo getaran sebesar 10 % dari kondisi initial unbalance.

Kata kunci : initial unbalance, low-balancing, balancing teoritis, model rotor

**MODELING AND ANALYSIS THE INFLUENCE OF
OPERATING SPEED INCREMENT TOWARDS THE
DYNAMIC RESPONSE OF UNBALANCE ROTOR STUDY
CASE STEAM TURBINE UNIT 1 PLTU AMURANG
2X25MW**

Name : IB.P.P.Mahartana
NRP : 2111100177
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.

Abstract

Unbalance is one of the causes of the occurrence high vibration in a rotating machinery, which is linear with the increasement of the machine's operating speed. Unbalance effect can be minimalized by installing a correction weight, so it can generate a new centrifugal force which is reversing the initial unbalance system, so the amount of force and moment that work in the system will reduce each other and reduce the vibration level to the safe level as well.

In this final assignment, a modeling and simulation of unbalance and balancing rotor was made to observe the increasing effect of operating speed to the dynamic response. All of the parameters are obtained from maintenance data Unit 1 PLTU Amurang UBJOM PJBS 2x25MW on November 28th, 2014. The rotor was modeled by a disk with 420 mm and 480 mm radius, where the rotor is attached to the flexible shaft with 2 rigid bearings attached on each side. From the data, the value of initial unbalance has known as 0.286 kg at 139.3° on plane 1 and 1.14 kg at 237.8° on plane 2. The rotor was added with 9.57 gr correction

weight at 152.4° on plane 1 and 18.2 gr correction weight at 168.7° on plane 2. In this rotor balance simulation process, the value of correction weight taken from the result of low balancing data and the result of theoretical balancing calculation.

The result from the unbalance condition are the increasing of the vibration level of the rotor is linear to the increasing of operating speed until it reached the resonance frequency and the vibration response has reduced when the rotor passed through the critical speed phase and then stable at the maximum operating speed frequency. The theoretical balancing in this research was done by calculating all the moment work in each plane, therefore the new counterweight value has gained. The balancing result shown that vibration levels after the low-balancing method still produce high vibration on the rotor, as shown by the result of the simulation. After balanced with theoretical method, the balancing result shown that the amplitude is decreased by 10 % from the initial unbalance.

Keywords: Initial unbalance, low-balancing, theoretical balancing, Rotor model.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Ida Shang Hyang Whidi Wasa hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Orang tua penulis, Bunda Ida Ayu Made Kerti dan Ajik IB. Mardana, yang telah menjadi indera utama dalam diri penulis.
2. Dr.Eng Harus Laksana Guntur, ST.,M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Diri penulis sendiri, karena tanpa diri penulis sendiri segala hal yang dikerjakan, semua bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak tidak akan terjadi.
4. Mas Anton PLTUAMURANG senior engineering yang telah memberikan ilmu, data-data yang diperlukan untuk menunjang studi kasus dalam Tugas Akhir ini.
5. Saudara tercinta, Komang Satria Wibawa dan Idabagus Ari Sudana Yasa, yang sampai saat ini melibatkan penulis dalam berbagai urusan pemikiran dan perasaan.
6. Saudari Kandung, Ida Ayu Made Friska Setiawati, terima kasih sedu-sedan canda tawanya.
7. Kawan-kawan Fossil M54, terimakasih kebersamaannya dalam masa-masa kritis kehidupan kampus.
8. Seruruh keluarga penulis dan orang-orang yang tidak bisa disebutkan satu persatu.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan

saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	3
1.3. Tujuan	3
1.4. Batasan Masalah	4
1.5. Manfaat	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Rotor	5
2.1.1 Model Rotor	6
2.2 Balancing Massa Berputar	9
2.3 Analisa Balancing pada Fleksibel Rotor	16
2.4 ISO-10186-2 <i>vibration severity chart</i>	17
2.5 Analisa Balancing pada <i>Unbalance</i> Rotor dan poros dengan menggunakan GUI MATLAB	17
2.6 Studi Eksperimen dan Analisa Signature Vibrasi pada <i>Unbalance</i> Rotor	20

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian	23
3.2 Tahap Studi Literatur	25
3.3 Pemodelan Dinamis Rotor Steam Turbine PLTU Amurang	25
3.3.1 Model Fisik Rotor	25

3.3.2	Pemodelan Matematis dan Pembuatan persamaan dari Rotor dengan <i>initial unbalance</i>	27
3.3.3	Pembuatan blok Simulasi <i>Unbalance</i> Rotor.....	31
3.4	Parameter <i>Counterweight</i> pada <i>Balancing</i>	34
3.4.1	<i>Counterweight</i> dari hasil <i>Low-balancing</i>	34
3.4.2	<i>Counterweight</i> dari hasil perhitungan <i>balancing</i> teoritis	36
3.5	Pemodelan dan Simulasi Rotor dengan penambahan massa <i>balancing</i>	38
3.5.1	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan Gerak dari Rotor dengan penambahan Massa <i>Balancing</i>	38
3.5.2	Pembuatan blok Simulasi <i>balance</i> Rotor.....	41
3.5.3	Analisis Grafik <i>Balance</i> Rotor	

BAB IV PEMODELAN DINAMIS

4.1	Pemodelan Rotor dengan <i>initial Unbalance</i>	45
4.2	Diagram Blok	49
4.2.1	Input yang Digunakan	49
4.2.2	Diagram Blok dengan <i>Initial Unbalance</i>	52
4.3	<i>Counterweight</i> <i>Balancing</i>	56
4.3.1	<i>Low-Balancing</i>	56
4.3.2	<i>Balancing</i> teoritis.....	57
4.4	Pemodelan dan Simulasi Rotor dengan penambahan massa <i>balancing</i>	61
4.4.1	Diagram Blok <i>Balance</i> Rotor dengan (<i>Counterweight Low-balancing</i> dan Teoritis	64

BAB V ANALISA PEMBAHASAN

5.1	Standar Level Vibrasi ISO 10816-2.....	67
5.2	Analisa Respon Dinamis <i>Unbalance</i> Rotor	68
5.3	Analisa Respon Dinamis <i>Balance</i> Rotor.....	77

BAB VI KESIMPULAN dan SARAN

6.1	Kesimpulan.....	89
6.2	Saran	90

DAFTAR PUSTAKA 91

BIODATA PENULIS

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Proses <i>Overhaul</i> dan <i>Low-balancing</i>	2
Gambar 2.1	Model matematis <i>Jeffcott</i> rotor terpasang pada fleksibel <i>bearing</i> ^[1]	6
Gambar 2.2	(a), (b) Perpindahan secara angular pada bidang z-x dan y-z.....	7
Gambar 2.3	Diagram bebas sistem pada bidang x-z	7
Gambar 2.4	Diagram bebas sistem pada bidang y-z	8
Gambar 2.5	(a), (b), (c)Membuat seimbang satu massa yang berputar ^[5]	10
Gambar 2.6	Massa <i>unbalance</i> yang terdistribusi disepanjang sumbu horizontal ^[5]	12
Gambar 2.7	Pengaruh massa m_1 terhadap bidang A	13
Gambar 2.8	<i>Counter force</i> bidang A dan bidang B	14
Gambar 2.9	Efek massa m_1 terhadap bidang A dan B	14
Gambar 2.10	Efek massa-massa pada sistem terhadap bidang A dan B.....	15
Gambar 2.11	Balancing pda fleksibel rotor ^[3]	16
Gambar 2.12	<i>Vibration severity chart ISO 10816-2</i>	17
Gambar 2.13	Grafik bending dari poros (a) <i>Unbalanced</i> rotor, (b) <i>Balanced</i> ^[2]	18
Gambar 2.14	Grafik <i>Orbital Trajectory</i> dari rotor: (a) <i>Unbalanced</i> rotor, (b) <i>Balanced</i> rotor.....	19
Gambar 2.15	Grafik gaya yang bekerja pada <i>bearing</i> (a) <i>Unbalance</i> rotor, (b) <i>Balanced</i> rotor	19
Gambar 2.16	Diagram peralatan eksperimen ^[6]	20
Gambar 2.17	<i>Comparison of balanced & unbalance vibration</i> (a) <i>Vertical</i> (b) <i>Horizontal</i> (c) <i>Axial</i> ^[6]	22
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	24
Gambar 3.2	Model fisik rotor steam turbine PLTU AMURANG unit 1 ^[4]	26
Gambar 3.3	Pemodelan sederhana rotor <i>steam turbine</i>	26
Gambar 3.4	(a) Model matematis rotor pada bidang XYZ dan (b) bidang YX dengan initial unbalance m_{u1} dan m_{u2}	27

Gambar 3.5	<i>Freebody</i> diagram rotor pada koordinat translasi dengan <i>initial unbalance</i> m_{u1} , m_{u2} dan bending pada rotor sebesar z'	28
Gambar 3.6	Digram alir proses pembuatan persamaan gerak translasi dari <i>unbalance</i> rotor.....	28
Gambar 3.7	<i>Freebody</i> diagram rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_x dibidang X-Z.....	29
Gambar 3.8	<i>Freebody</i> diagram rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_y dibidang Y-Z.....	29
Gambar 3.9	Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak rotasi dari <i>unbalance</i> rotor	30
Gambar 3.10	Diagram alir pembuatan <i>input</i> simulasi.....	32
Gambar 3.11	Diagram alir proses pembuatan blok diagram simulasi <i>unbalance</i> rotor.....	33
Gambar 3.12	<i>Flowchart</i> proses <i>low-balancing</i> pada rotor <i>steam turbine</i>	36
Gambar 3.13	Model distribusi massa <i>unbalance</i> sepanjang sumbu axial.....	37
Gambar 3.14	Diagram alir perhitungan balancing dengan metode teoritis.....	38
Gambar 3.15	Model matematis <i>balanced</i> rotor dengan vektor gaya sentrifugal yang bekerja setelah ditambahkan <i>counterweight force</i> F_a dan F_b	39
Gambar 3.16	<i>Freebody</i> diagram rotor pada koordinat translasi dengan <i>initial unbalance</i> m_{u1}, m_{u2} dan <i>counterweight</i> massa m_a dan m_b	39
Gambar 3.17	Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak translasi dari <i>balance</i> rotor.....	41
Gambar 3.18	Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak rotasi dari <i>balance</i> rotor.....	41
Gambar 3.19	Diagram alir proses pembuatan blok diagram dari <i>balance</i> rotor	42

Gambar 4.1	<i>Freebody</i> diagram rotor pada koordinat translasi dengan <i>initial unbalance</i> m_{u1} , m_{u2} dan bending pada rotor sebesar z'	45
Gambar 4.2	<i>Freebody</i> diagram rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_x dibidang X-Z.....	47
Gambar 4.3	<i>Freebody</i> diagram rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_y dibidang Y-Z.....	47
Gambar 4.4	Blok <i>input</i> beban putaran.....	51
Gambar 4.5	<i>Input</i> beban putaran [rad/s].....	51
Gambar 4.6	Subsistem <i>sum of force</i> dari <i>unbalance</i> rotor	
Gambar 4.7	Subsistem <i>sum of momen</i> dari <i>unbalance</i> rotor.....	53
Gambar 4.8	Diagram blok gaya sentrifugal F_{cy} akibat massa <i>unbalance</i> m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat sumbu-y.....	54
Gambar 4.9	Diagram blok gaya sentrifugal F_{cx} akibat massa <i>unbalance</i> m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat sumbu-x.....	54
Gambar 4.10	Diagram blok momen M_{cy} akibat massa <i>unbalance</i> m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat angular θ_y	55
Gambar 4.11	Diagram blok momen M_{cx} akibat massa <i>unbalance</i> m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat angular θ_x	57
Gambar 4.12	Model distribusi massa <i>unbalance</i> sepanjang sumbu axial rotor	58
Gambar 4.13	<i>Freebody</i> diagram rotor pada koordinat translasi dengan <i>initial unbalance</i> m_{u1} , m_{u2} dan <i>counterweight</i> mass m_a dan m_b	61
Gambar 4.14	<i>Freebody</i> diagram <i>balance</i> rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_x di bidang X	62
Gambar 4.15	<i>Freebody</i> diagram <i>balance</i> rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_y dibidang Y-Z.....	63
Gambar 4.16	Subsistem <i>sum of force</i> dari <i>balance</i> rotor	65
Gambar 4.17	Subsistem <i>sum of moment</i> dari <i>balance</i> rotor....	64

Gambar 5.1	Skema Rotor dengan <i>Initial Unbalance</i> pada bidang pembalance I dan II	68
Gambar 5.2	Grafik <i>bode</i> diagram dari <i>unbalance</i> rotor	69
Gambar 5.3	Grafik spektrum arah radial <i>unbalance</i> rotor.....	70
Gambar 5.4	Grafik kecepatan getaran <i>unbalance</i> rotor pada sumbu-x dan sumbu-y versus RPM.....	71
Gambar 5.5	Grafik perpindahan rotor pada sumbu-x dan sumbu-y	72
Gambar 5.6	(a) Grafik bending poros, dan (b) grafik sudut <i>polar</i>	73
Gambar 5.7	Konversi kartesian menjadi orbit	74
Gambar 5.8	(a) Grafik 2D orbit <i>unbalance</i> rotor, (b) grafik 3D orbit <i>unbalance</i> rotor.....	74
Gambar 5.9	Grafik resultan perpindahan angular <i>unbalance</i> rotor	76
Gambar 5.10	<i>Eccentricity</i> pada <i>unbalance</i> rotor serta penempatan <i>counterweight balancing</i> pada bidang I dan bidang II.....	77
Gambar 5.11	Grafik <i>Eccentricity</i> pada rotor sebelum dan sesudah di <i>balancing</i>	77
Gambar 5.12	(a) Grafik kecepatan getaran <i>unbalance</i> dan <i>balanced</i> rotor pada sumbu-y, (b) <i>zoom</i> grafik pada RPM 1877	78
Gambar 5.13	(a) Grafik kecepatan getaran <i>unbalance</i> dan <i>balanced</i> rotor pada sumbu-x, (b) <i>zoom</i> grafik pada RPM 1887	80
Gambar 5.14	(a) Grafik spektrum <i>Low-balancing</i> , (b) grafik spektrum <i>balancing</i> teoritis	81
Gambar 5.15	(a) Grafik perpindahan <i>balance</i> rotor pada sumbu-x, (b) grafik perpindahan <i>balance</i> rotor pada sumbu-y	82
Gambar 5.16	(a) Grafik defleksi <i>balanced</i> rotor, (b) grafik sudut <i>polar balance</i> rotor	83
Gambar 5.17	Grafik 2D Orbit <i>unbalance</i> dan <i>balanced</i> rotor.	84

Gambar 5.18 Grafik 3D orbit *unbalance* dan *balance* rotor ... 85

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Data pengukuran signal vibrasi FFT pada plummer blok 1	21
Tabel 2.2	Data pengukuran signal vibrasi FFT pada plummer blok 2	21
Tabel 3.1	Parameter untuk sistem rotor ^[4]	31
Tabel 3.2	Parameter balancing rotor data eksperimen <i>maintenance low-balancing</i> turbin unit 1 PLTU AMURANG dan balancing teoritis	42
Tabel 4.1	Perhitungan total momen pada bidang pembalance I.....	59
Tabel 4.2	Perhitungan total momen pada bidang pembalance II.	60
Tabel 4.3	Parameter balancing rotor data maintenance <i>low-balancing</i> turbin unit 1 PLTU AMURANG dan balancing teoritis	66
Tabel 5.1	<i>Vibration Severity Chart</i> ISO 10816-2.....	68

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

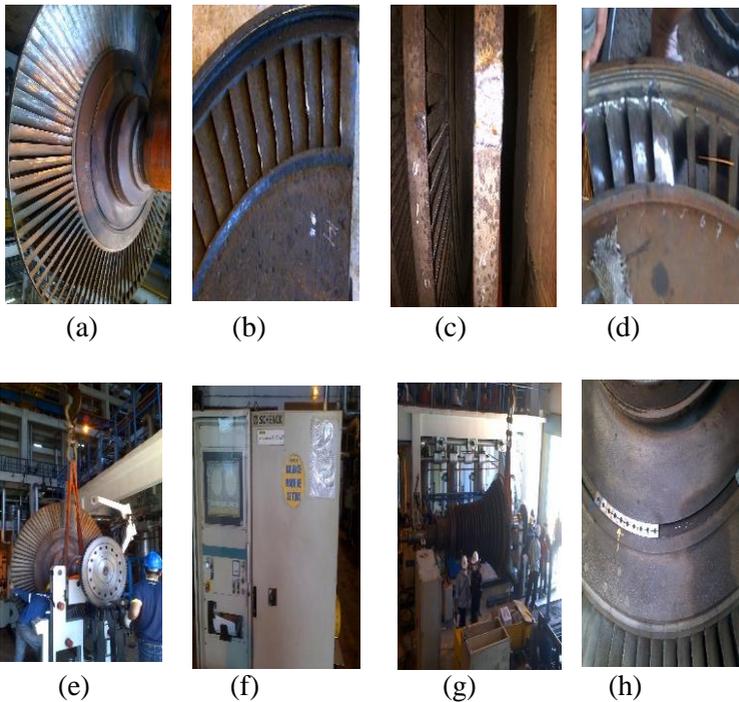
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Rotating machinery telah banyak digunakan sebagai alat mekanik atau elektromekanik sistem untuk kebutuhan sehari-hari sampai pada industri-industri besar, sebagai contoh produk *rotating machinery* dapat berupa motor listrik, *ICE*, *machining tools*, dan *industrial turbomachinery*. Umumnya mesin yang dikatakan ideal pada prinsipnya dipandang dari sudut vibrasi (getaran), adalah mesin yang tidak menghasilkan vibrasi sama sekali dimana mesin tersebut akan sangat menghemat energi yang dipakai, energi seluruhnya digunakan untuk melakukan perkerjaannya saja^[2] Walaupun demikian tidak ada yang ideal dari hasil rancangan manusia dimana sebagian energi akan terbuang menjadi bentuk energi yang lain, salah satunya dalam bentuk vibrasi (getaran). Getaran yang dihasilkan setiap mesin memiliki karakteristik pada level yang diijinkan selama operasi. Apabila terjadi kenaikan level vibrasi pada mesin tersebut berdasarkan amplitude tertentu, maka pada kondisi ini mesin harus mendapatkan penanganan khusus yang mengacu pada pengukuran dan analisa vibrasi untuk mengetahui sumber vibrasi dan indikasi penyebabnya.

Unbalance merupakan salah satu kasus penyebab terjadinya getaran tinggi pada *rotating machinery* yang linier terhadap peningkatan putaran pada mesin. *Unbalance* yang terjadi pada mesin membangkitkan gaya sentrifugal yang nilainya merupakan perkalian dari massa *unbalance*, *eccentricity* dan kuadrat dari kecepatan mesin, sehingga dengan meningkatnya putaran maka akan muncul amplitudo tinggi pada $1xRPM$ mesin. Vibrasi yang dihasilkan mesin akan ditransmisikan pada *bearing*, akibatnya terjadinya pengendoran baut-baut pada struktur, bagian-bagian mesin cepat aus, rusaknya *bearing* dll. Kondisi diatas akan memicu bekerjanya instrumen proteksi sehingga otomatis mesin akan *shutdown*.

Studi kasus pada tugas akhir ini diambil dari data inspeksi *overhaul Steam turbin* unit 1 **PLTU Amurang UBJOMPJBS**. Pada tanggal 28 November 2014 tim mekanik PLTU AMURANG melakukan pengangkatan rotor *steam turbine* untuk dilakukan inspeksi *NDT*, dan proses *aluminium blasting* akibat korosi merata pada rotor, seperti yang ditunjukkan pada gambar 1(a), (b). Struktur *stationary blade* nomer 15 dan 16 mengalami keropos yang parah sehingga harus diambil perbaikan pengelasan dan penggantian 4 sudu turbin, seperti yang ditunjukkan gambar 1(c) dan (d).



Gambar 1.1 Proses *Overhaul* dan *Low-Balancing*

Pada tanggal 9 -10 Desember 2014 pihak manajer unit merekomendasikan untuk dilakukannya *low-balancing* pada rotor

seperti yang ditunjukkan gambar 1(e), (f), (g), (h) sehubungan dengan indikasi *unbalance* yang terjadi apabila distribusi massa rotor yang berubah akibat proses, *aluminiumblasting*, pengelasan dan penggantian 4 sudu turbin. Dari data proses *low-balancing* yang diperoleh, penulis ingin melakukan studi simulasi, dengan memodelkan rotor *steam turbine* pada kondisi *initial unbalance* kemudian membandingkan respon getaran dari data *low-balancing* yang telah diperoleh dengan *balancing* secara teoritis menggunakan metode analitis.

Diharapkan dari model yang dibangun dapat memberikan informasi karakteristik respons getaran rotor *steam turbin* unit 1 PLTU Amurang akibat *unbalance* dan setelah di *balancing* pada kondisi *operating speed*.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Bagaimana pengaruh kenaikan putaran kerja terhadap respon dinamis dari *unbalance* rotor ?
2. Bagaimana *balancing* teoritis, pada *unbalance* rotor?
3. Bagaimana respon dinamis dari *unbalance* rotor setelah di *balance* berdasarkan data *maintenance low-balancing* dan *balancing* secara teoritis?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Menampilkan pengaruh kenaikan putaran kerja terhadap respon dinamis *unbalance* rotor *steam turbine* unit 1 PLTU AMURANG.
2. Melakukan *balancing* teoritis pada *unbalance* rotor.
3. Menganalisa respon dinamis *unbalance* rotor setelah di *balance* berdasarkan data *maintenance low-balancing* dan *balancing* teoritis.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Rotor *steam turbine* dimodelkan dengan *disk* yang terpasang ditengah-tengah fleksibel poros.
2. Poros fleksibel ditumbu pada 2 buah *rigid bearing*
3. Model dinamis rotor hanya meninjau perilaku perpindahan rotor secara translasi pada sumbu x dan y serta perpindahan rotor secara angular pada θ_x, θ_y , dengan mengabaikan efek *gyroscope*
4. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapatkan berdasarkan data teknik *steam turbine*, dan laporan *maintenance steam turbine* Unit 1 PLTU AMURANG.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Memberikan informasi mengenai model dinamis *unbalance* rotor *steam turbine* unit 1 PLT AMURANG 2x25MW.
2. Memberikan informasi mengenai balancing teoritis.
3. Memberikan informasi tentang pengaruh kenaikan putaran kerja terhadap respon dinamis *unbalance* rotor.
4. Memberikan informasi tentang respon dinamis rotor setelah di balance berdasarkan data *maintenance low-balancing* dan *balancing* secara teoritis.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

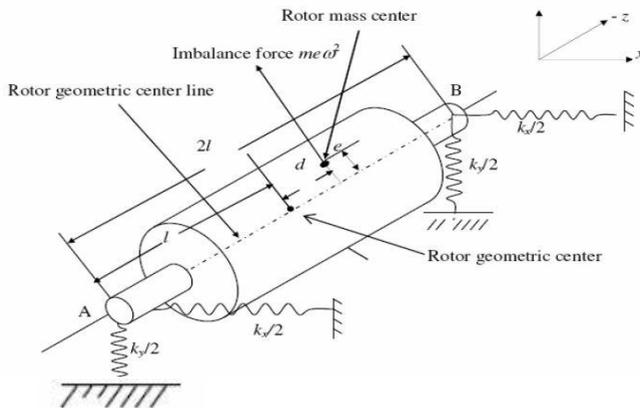
2.1 Rotor.

Dengan sangat luasnya aplikasi dari *rotating machinery*, maka pemahaman perilaku dinamis mesin berputar menjadi sangat penting untuk membuat mesin berputar itu sendiri berumur panjang serta tetap menjaga keselamatan manusia saat pengoperasian, oleh karena itu studi tentang dinamika rotor menjadi sangat penting untuk insinyur dan para desainernya. Jika dibandingkan dengan ilmu getaran struktural, dinamika rotor berbeda dalam beberapa hal, yaitu^[5] : (i) suatu mesin berputar memiliki gaya dan momen yang *inherent* akibat variasi atau kesalahan-kesalahan yang terdapat pada elemen-elemen mesinnya sendiri, (ii) terdapat efek *gyroscope* yang biasanya dominan terjadi saat kecepatan tinggi, dimana pada keadaan ini kecepatan rotor mencapai natural frekuensi yang dapat berubah, (iii) gangguan pada *bearings* dan *seals* juga dapat membuat kecepatan rotor saat natural frekuensi terjadi berubah, dan dapat membuat rotor tidak stabil, (iv) untuk kebutuhan operasional tertentu (seperti pasak/slot) biasanya rotor akan menjadi tidak simetri, hal ini dapat membuat rotor dalam keadaan *instability*, (v) *internal damping* (*hysteretic* atau gesekan yang terjadi antara 2 pasangan *part* pada rotor) dapat membuat sistem rotor menjadi tidak stabil, dan (vi) terdapat beberapa alasan untuk kasus *instability* yang berhubungan dengan fluida kerja dan interaksinya terhadap komponen dari rotor. Dengan alasan yang telah disebutkan diatas maka ilmu dinamika rotor memberikan tantangan yang lebih bila dibandingkan dengan dinamika struktur.

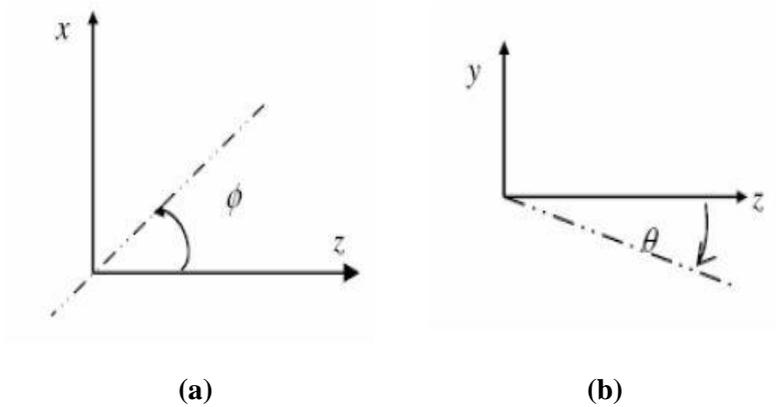
2.1.1 Model Rotor

Jeffcott Rotor Model

Teori getaran untuk sistem dinamis dari rotor pertama kali diperkenalkan oleh Foppl (Jerman) pada tahun 1895 dan Henry Homan Jeffcott (England) 1919^[3]. Ilustrasi *single mass rotor Jeffcott* dengan *flexible bearing* ditunjukkan pada gambar 2.1. Rotor disk dengan massa m terletak ditengah-tengah pusat axial poros. Poros diasumsikan tidak memiliki fleksibilitas dan bearing diasumsikan berperilaku seperti pegas linier sehingga memiliki kekakuan pegas k_x pada arah horizontal dan k_y pada arah vertikal. Pusat gravitasi rotor *offset* dari *bearing centerline* dengan jarak sebesar e dan d . Sehingga rotor memiliki 4 derajat kebebasan dimana rotor dapat bergerak translasi pada arah horizontal dan vertikal sekaligus dapat berpindah secara angular pada bidang $z-x$ dan $y-z$ dengan ϕ dan θ .

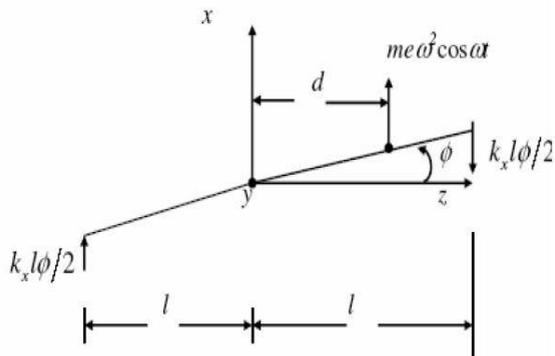


Gambar 2.1 Model matematis rotor *Jeffcott* terpasang pada fleksibel bearing ^[1]



Gambar 2.2 (a) (b) Perpindahan secara angular pada bidang z-x dan y-z.

Maka dari gambar 2.1 dan 2.2 dapat dibangun diagram bebas lalu diturunkan persamaan gerak dari sistem kearah x dan y kemudian perpindahan secara angular ϕ , dan θ . Gambar 2.3 menunjukkan diagram bebas rotor pada bidang z-x yang diuraikan berdasarkan gaya dan momen yang bekerja di sistem pada bidang ini.

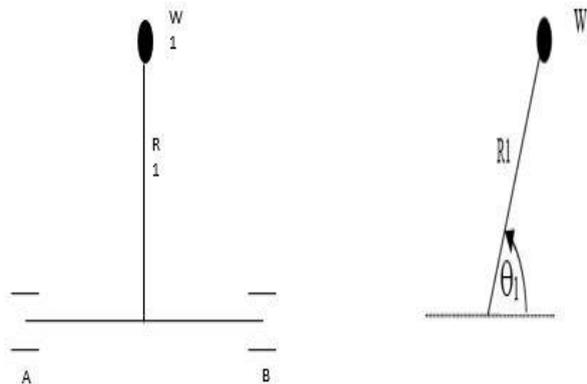


Gambar 2.3. Diagram bebas sistem pada bidang z-x

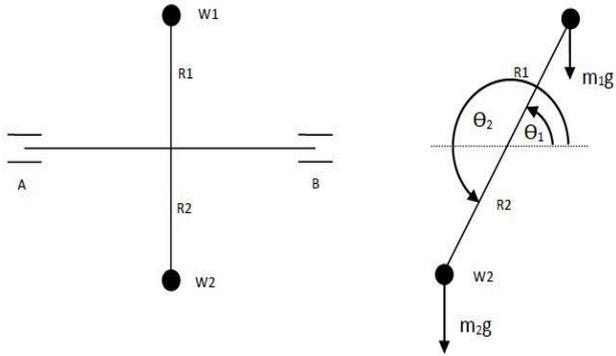
2.2 Balancing Massa Berputar

A. Balancing pada 1 bidang

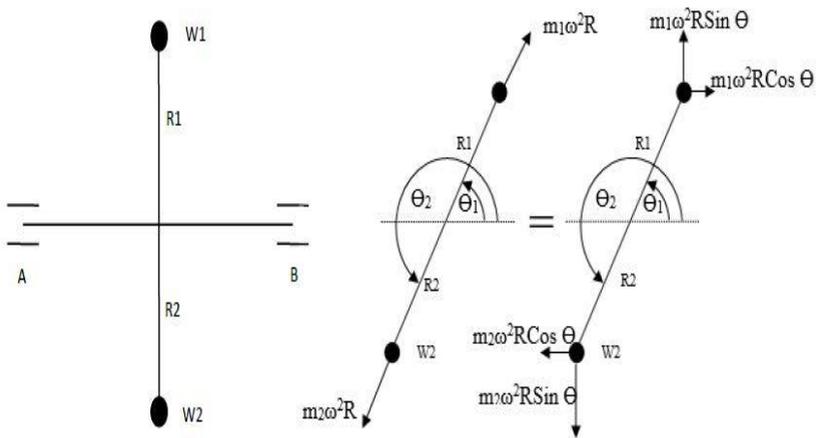
Gaya *unbalance* umumnya dihasilkan oleh mesin-mesin berputar dan mesin dengan gerak maju mundur akibat dari gaya inersia yang berhubungan dengan Bergeraknya sebuah massa. *Balancing* adalah suatu proses mendesain atau memodifikasi mesin sehingga efek *unbalance* dapat dikurangi sampai pada level yang dapat diterima. Pada contoh kasus *unbalance* pada rotor yang berputar dengan kecepatan sudut ω akan mengakibatkan timbulnya gaya inersia, jika gaya-gaya dan momen yang timbul tidak seimbang, akan menimbulkan guncangan pada sistem serta reaksi yang cukup besar pada bantalan A dan B. Untuk mengeliminasi timbulnya guncangan tersebut ditambahkan massa penyeimbang m_2 yang dipasang pada jarak R_2 dari poros, dan pada posisi sudut seperti pada gambar 2.5. Tujuan dari pemberian massa ini adalah untuk menyeimbangkan sistem, baik keseimbangan secara statis maupun dinamis



(a) Sebelum dibalancing



(b) Setelah dibalancing (Kesetimbangan dinamis)



Gambar 2.5.(a), (b), (c). Membuat seimbang satu massa yang berputar^[5]

- ***Keseimbangan Statis***

Keseimbangan statis tercapai apabila total momen oleh gaya berat dari sistem massa terhadap poros sama dengan nol.

$$\Sigma M = 0$$

$$m_1 \cdot g \cdot R_1 \cdot \cos\theta - m_2 \cdot g \cdot R_2 \cdot \cos\theta = 0$$

$$m_1 \cdot R_1 = m_2 \cdot R_2 \dots\dots\dots (2.5)$$

- ***Keseimbangan Dinamis***

Keseimbangan dinamis tercapai apabila total gaya inersia yang timbul akibat putaran sama dengan nol.

$$\Sigma I = 0$$

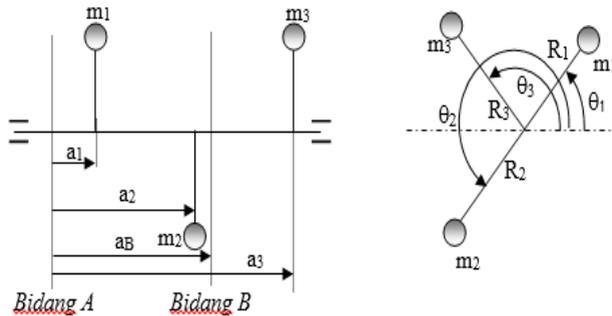
$$m_1 \cdot R_1 \cdot \omega^2 - m_2 \cdot R_2 \cdot \omega^2 = 0$$

$$m_2 \cdot R_2 = m_1 \cdot R_1 \dots\dots\dots (2.6)$$

Ternyata persamaan (1) dan (2) adalah sama. Jadi untuk sebuah massa yang berputar, keseimbangan statis dan dinamis tercapai bila memenuhi persamaan di atas. Bila harga R_2 ditentukan (tergantung pada ruang yang tersedia), maka m_2 dapat dihitung.

B. Balancing lebih dari 1 bidang

Kasus balancing yang lain, biasanya melibatkan lebih dari 1 bidang hal ini diakibatkan oleh posisi *heavy spot* terdistribusi disepanjang komponen yang berputar dan umumnya terpisah dengan jarak radial tertentu^[5]. Terlihat seperti contoh gambar 2.6. Jarak massa-massa m_1 , m_2 , m_3 terhadap poros adalah R_1 , R_2 , dan R_3 , terhadap bidang pembalan A adalah a_1 , a_2 , dan a_3 sedang posisi sudutnya $\theta_1, \theta_2, \theta_3$. Untuk kondisi di atas, maka akibat putaran poros akan timbul gaya inersia pada masing-masing massa yang berputar.

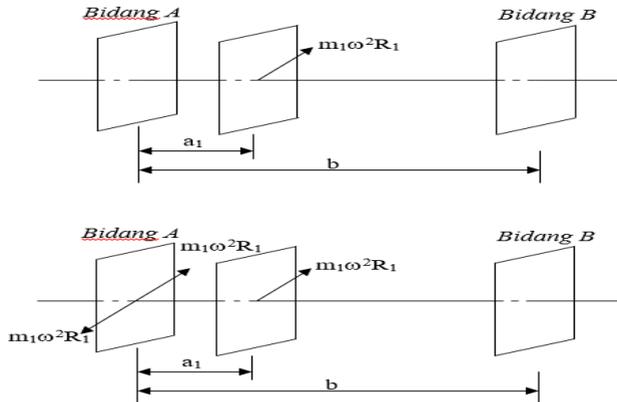


Gambar 2.6. Massa *unbalance* yang terdistribusi di sepanjang sumbu horizontal^[5]

Ketidakseimbangan pada sistem ini disebabkan karena:

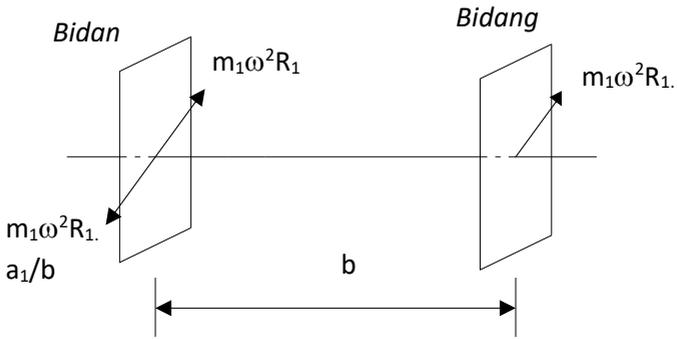
- Jumlah momen (kopel) yang timbul tidak sama dengan nol.
- Jumlah gaya inersia yang timbul tidak sama dengan nol. Untuk mengatasi ketidakseimbangan karena kopel yang timbul, maka pada sistem harus ditambahkan suatu kopel, sehingga jumlahnya sama dengan nol.

Untuk mengatasi ketidakseimbangan karena kopel yang timbul, maka pada sistem harus ditambahkan suatu kopel, sehingga jumlahnya sama dengan nol.



Gambar 2.7 Pengaruh massa m_1 terhadap bidang A

Massa m_1 menimbulkan gaya inersia $m_1 R_1 \omega^2$. Bila pada bidang A ditambahkan dua buah gaya yang sama besar berlawanan arah $m_1 R_1 \omega^2$, maka sistem tidak berubah. Sekarang kita dapat melihat bahwa akibat gaya inersia dari massa m_1 dapat diganti dengan gaya sebesar $m_1 R_1 \omega^2$ yang bekerja pada bidang A dan kopel sebesar $m_1 R_1 \omega^2 a_1$ yang bekerja pada poros. Kopel $m_1 R_1 \omega^2 a_1$ tersebut diatas dapat diganti dengan dua buah gaya yang sama, sejajar, dan berlawanan arah sebesar F , masing-masing bekerja pada bidang A dan B seperti pada gambar 2.8.



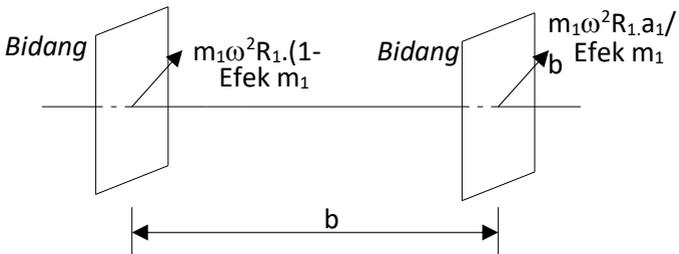
Gambar 2.8 Counter force bidang A dan bidang B

Gaya F dalam hal ini harus memenuhi persamaan:

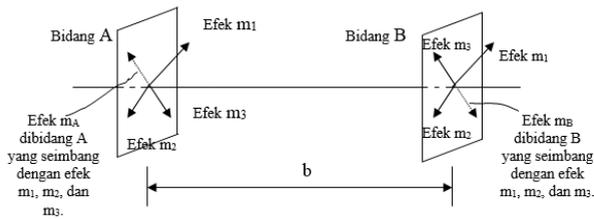
$$F \cdot b = m_1 R_1 \omega^2 a_1 \dots \dots \dots (2.7)$$

$$F = m_1 R_1 \omega^2 a_1 / b \dots \dots \dots (2.8)$$

Akhirnya dapat dilihat bahwa pengaruh gaya inersia massa m_1 pada bidang A dan B adalah gaya sebesar $m_1 \omega^2 R_1 a_1 / b$ pada bidang B dan $m_1 \omega^2 R_1 (1 - a_1 / b)$ pada bidang A.



Gambar 2.9 Efek massa m_1 terhadap bidang A dan B



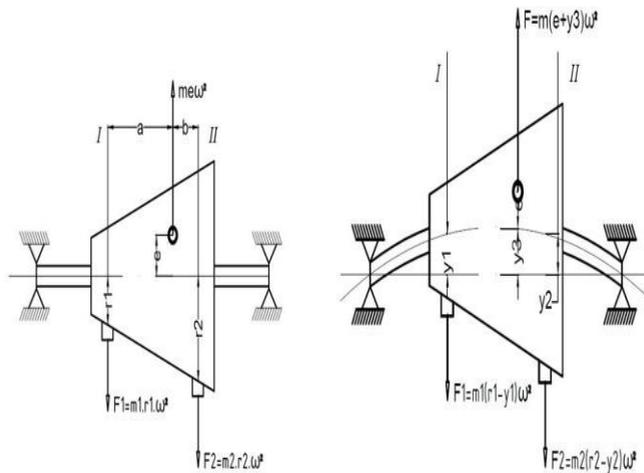
Gambar 2.10 Efek massa-massa pada sistem terhadap bidang A dan B

Agar gaya-gaya yang bekerja di bidang A seimbang, maka pada bidang A tersebut harus ditambahkan sebuah gaya yang resultannya bila dijumlahkan dengan efek m_1 , m_2 , dan m_3 sama dengan nol. Gaya yang harus ditambahkan tersebut diperoleh dari gaya inersia yang timbul pada massa penyeimbang m_A yang ditambahkan pada poros di bidang A. Hal yang sama dilakukan pada bidang B. Jadi total gaya pada bidang A sama dengan nol, dan total gaya pada bidang B juga sama dengan nol.

3.1.1 2.3 Analisa *Balancing* pada Fleksibel Rotor

3.1.2 2.3.1 Fenomena Bending pada Fleksibel rotor.

Teknik *balancing* pada *rigid* rotor awalnya hanya sesuai pada tipe rotor yang memiliki range putaran kerja dibawah putaran kritis pertamanya^[2]. Untuk tipe rotor yang memiliki range putaran kerja diatas putaran kritisnya, maka ketika kondisi itu telah tercapai, poros dari rotor akan mulai berdeformasi seperti yang ditunjukkan gambar 2.11



Gambar 2.11 *Balancing* pada fleksibel rotor^[3]

Pada kasus *Unbalance* rotor dan prinsip *balancing*-nya dengan menambahkan *counterweight mass* dengan kondisi putaran rotor berada disekitar putaran kritis maka dengan tidak meratanya distribusi massa disekitar sumbu putar rotor menyebabkan pusat massa rotor bergeser dari pusat gemotrisnya sejauh “e” (*eccentricity*). Gaya sentrifugal F yang bekerja selama rotasi menyebabkan sumbu putar rotor berdeviasi dari sumbu tengah bearing atau dapat dikatakan rotor mengalami bending sebesar y. Munculnya bending akan mempengaruhi nilai gaya sentrifugal yang dihasilkan dari

masing-masing massa yang berputar bersama rotor. Besarnya bending yang terjadi pada rotor bergantung pada besarnya resultan getaran rotor pada sumbu x dan y selama rotasi.

2.4 ISO 10186-2 vibration severity chart

ISO 10186-2 merupakan standar yang digunakan untuk mengevaluasi vibrasi yang terjadi pada *steam turbine* dan generator berdasarkan nilai *root mean square* dari kecepatan getaran poros. Gambar 2.12 menunjukkan pemetaan getaran rotor yang dibagi menjadi 4 zona.

ISO 10186-2 Steam Turbines And Generators

Velocity mm/s (RMS)	Speed (RPM)	
	1500	3000
11.8	Damage occurs	
10		
8.5	Restricted Operation	
7.5		
5.3	Unrestricted Operation	
3.8		
2.8	Newly Commissioned	

Zone boundary	Shaft rotational speed r/min	
	1500 or 1800	3000 or 3600
	r.m.s. vibration velocity at zone boundaries mm/s	
A/B	2.8	3.8
B/C	5.3	7.5
C/D	8.5	11.8

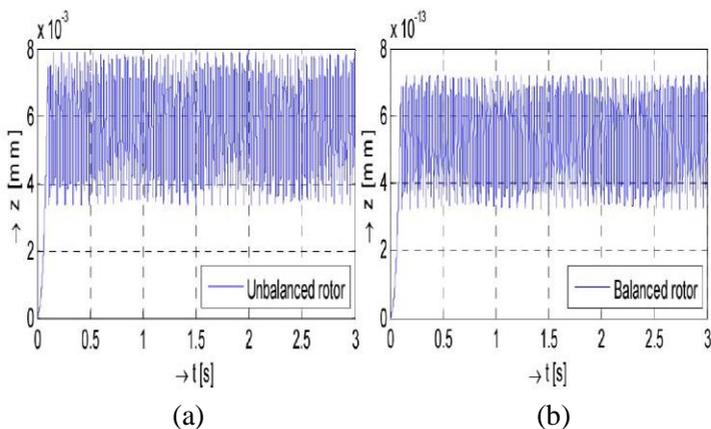
Gambar 2.12 Vibration severity chart ISO 10186-2

3.1.3 2.5 Analisa Balancing pada Unbalance Rotor dan Poros dengan menggunakan GUI MATLAB

Penelitian mengenai analisa rotor dan *long shaft* dengan kondisi dinamis unbalance, telah dilakukan oleh *Viliam Fedòk, Pavel Zàskalický* dan *Zoltàn Gelvanič* pada tahun 2014 dan dimuat dengan judul “ *Analysis of Balancing of Unbalance Rotors and Long Shafts using GUI MATLAB*^[6] ”. Melalui model matematis dan pemodelan dengan *software Matlab*, penelitian ini menjelaskan dan membahas respon getaran dari *unbalance* rotor dan setelah

dilakukan *balancing* dan menampilkannya dalam fasilitas *GUI* yang terdapat pada matlab, sehingga setiap perubahan parameter pada sistem dapat diketahui respon dinamisnya. *Input* yang digunakan dalam jurnal ini adalah berupa 2 *input ramp* yang memberikan kenaikan linier dari kecepatan angular rotor sampai mencapai kondisi *steady state*

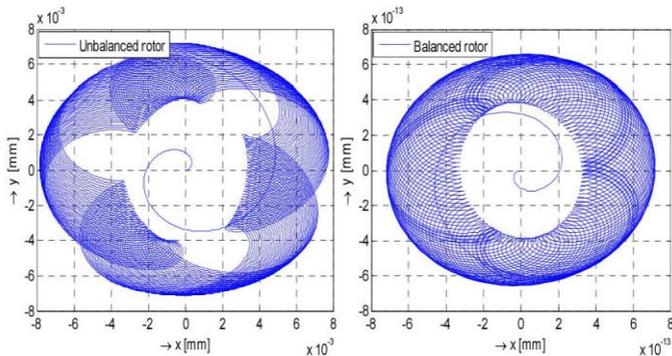
Dari hasil simulasi rotor untuk *unbalance* rotor dan setelah dilakukan *balancing* menunjukkan deviasi yang terjadi pada rotor selama berputar yang disebabkan oleh bekerjanya *statis unbalance* menghasilkan respon vibrasi secara keseluruhan permanen *undamped*. Dari gambar 2.13 (a) dan (b) menunjukkan perbandingan amplitudo besarnya deviasi dari rotor sebelum dan sesudah dilakukan *balancing*. Terlihat amplitudo dari deviasi yang terjadi setelah di *balancing* menurun dilihat dari skala grafik.



Gambar 2.13 Grafik bending dari poros rotor: (a) *Unbalanced rotor*, (b) *Balance rotor* ^[2]

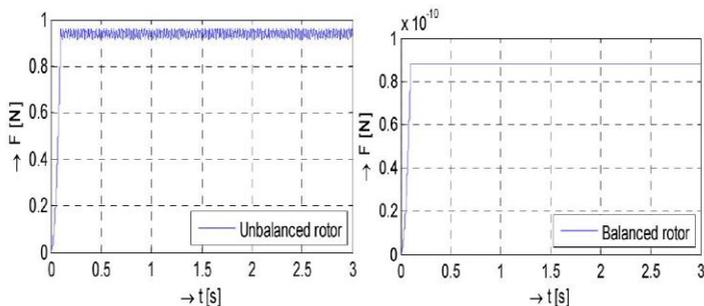
Selama proses *start up* diameter *trajectory* dari cg pada unbalance rotor secara berangsur-angsur meningkat dan pada akhirnya mengorbit pada range tertentu hal ini dapat diplot dalam bentuk grafik seperti yang ditunjukkan gambar 2.14 (a) dan (b) dimana

orbit dibentuk selama proses perpindahan rotor pada sumbu vertikal y dan sumbu horizontal x . Setelah dilakukan *balancing* cg berputar-putar pada orbit yang memiliki diameter lebih kecil pada skala grafik pada sumbu x dan y .



Gambar 2.14 Grafik *Orbital Trajectory* dari rotor: (a) *Unbalanced rotor*, (b) *Balanced rotor*

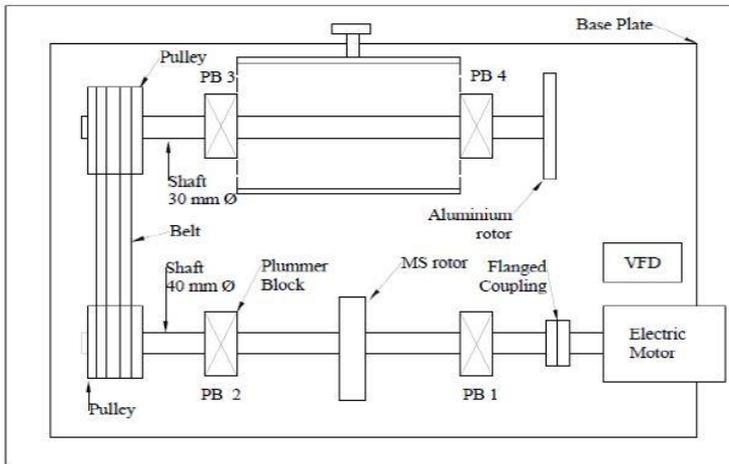
Selain itu gaya yang bekerja pada masing-masing *bearing* diplot pada gambar 2.15 yang menunjukkan besarnya amplitudo gaya dalam N terhadap waktu. Terlihat sebelum di *balancing* amplitudo gaya meningkat secara linier sampai *steady* pada titik 0.9 N. Setelah dilakukan *balancing* terlihat amplitudo gaya yang bekerja pada *bearing* menurun terlihat pada skala pada sumbu vertikalnya.



Gambar 2.15. Grafik gaya yang bekerja pada *bearing*: (a) *Unbalanced rotor*, (b) *Balanced Rotor*

3.2 2.6 Studi Eksperimen dan Analisa Signature Vibrasi pada *Unbalance Rotor*

Penelitian lainnya yang juga membahas tentang pengaruh variasi putaran rotor terhadap vibrasi yang terjadi pada *unbalance* dan *balance* rotor dilakukan oleh *S. R. Algule1, D. P. Hujare2* April 2015. *Eksperimental set up* terdiri dari 1 HP 3 phase A.C motor induksi yang digunakan untuk memutar *disk MS* yang terletak ditengah-tengah poros berdiameter 40mm. Penggunaan VFD (*Variable Frequency Drive*) untuk mengontrol variasi putaran dari 0 sampai 2800 RPM. Diagram eksperimen ditunjukkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16 Diagram peralatan eksperimen.^[6]

Diagram eskperimen diatas akan mengukur vibrasi yang terjadi pada rotor dengan kondisi *unbalance* dan *balance* terhadap variasi kenaikan putaran kerja rotor pada 500, 1000, 1500 dan 2000 RPM. Kondisi *unbalance* diciptakan dengan menempatkan massa seberat 34 gram pada rotor untuk mendapatkan efek gaya sentrifugal selama rotor berputar.

Sinyal vibrasi akan ditangkap oleh *plummer block* 1 dan 2 dalam mode akselerasi FFT sehingga dihasilkan *spectrum* pada 1x RPM yang memiliki amplitudo untuk menunjukkan kondisi *unbalance* dan *balance* terjadi pada rotor. Hasil eksperimen ditunjukkan dalam tabel 2.1 dan tabel 2.2.

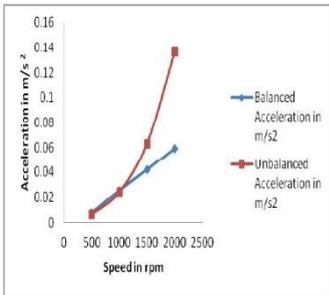
Tabel 2.1. Data pengukuran signal vibrasi FFT pada *plummer* blok 1

Speed of MS rotor in rpm	Acceleration in m/s^2 at Balanced Condition			Acceleration in m/s^2 at Unbalanced Condition		
	Vertical	Axial	Horizontal	Vertical	Axial	Horizontal
500	0.0076	0.0024	0.0241	0.0063	0.0023	0.028
1000	0.0255	0.0106	0.097	0.0241	0.0072	0.102
1500	0.042	0.019	0.192	0.0631	0.022	0.2065
2000	0.059	0.036	0.236	0.1361	0.0514	0.4638

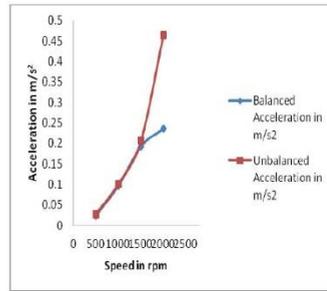
Tabel 2.2 . Data pengukuran signal vibrasi FFT pada *plummer* blok 2.

Speed of rotor in rpm	Acceleration in m/s^2 at Balanced Condition			Acceleration in m/s^2 at Unbalanced Condition		
	Vertical	Axial	Horizontal	Vertical	Axial	Horizontal
500	0.003	0.0093	0.0138	0.003	0.0081	0.016
1000	0.0105	0.0469	0.059	0.0087	0.031	0.102
1500	0.02	0.13	0.142	0.0292	0.1021	0.151
2000	0.034	0.397	0.213	0.0644	0.2802	0.387

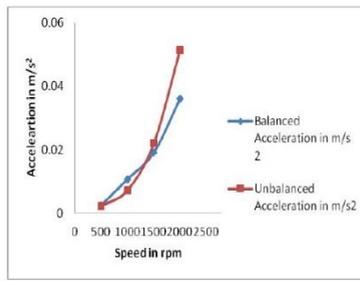
Dengan meningkatnya putaran rotor maka amplitudo pada 1xRPM juga meningkat. Peningkatan amplitudo terjadi akibat bertambahnya gaya sentrifugal yang dibangkitkan oleh rotor. Namun pada kondisi *balance* dimana distribusi massa pada rotor seimbang menunjukkan tingkat vibrasi yang cenderung lebih kecil seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17 (a), (b), (c).



(a)



(b)



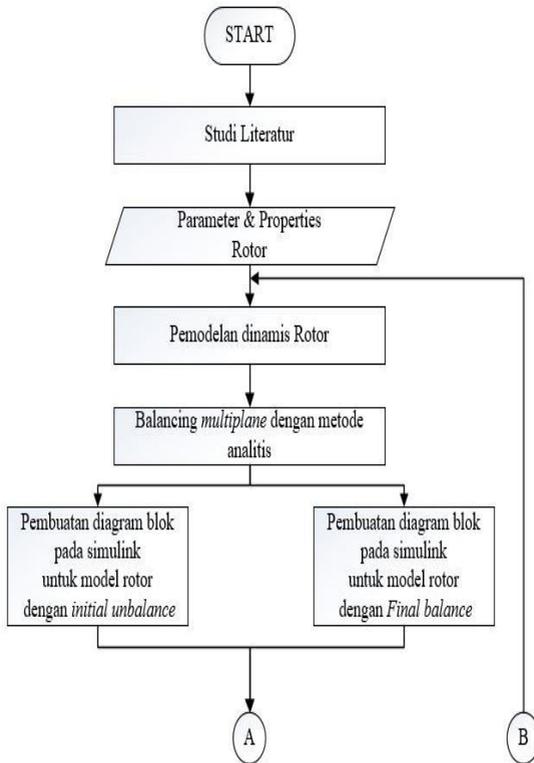
(c)

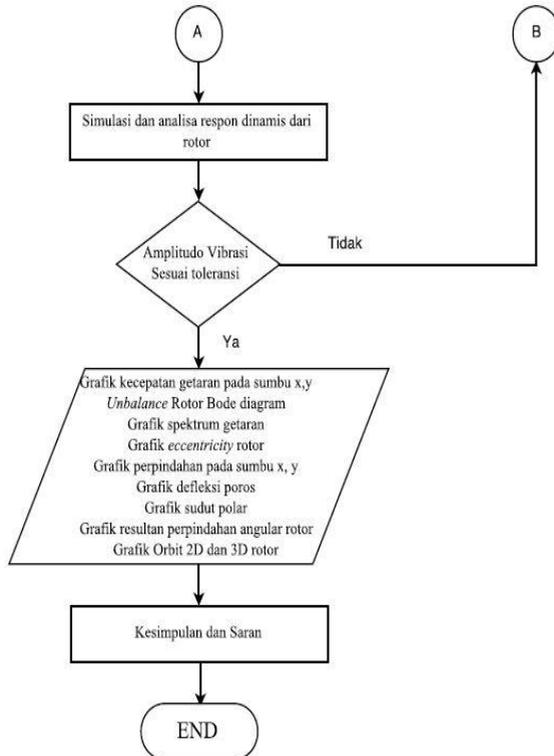
Gambar 2.17 Comparison of balanced & unbalance vibration (a) Vertical (b) Horizontal (c) Axial [6]

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respons dinamis rotor *steam turbine* unit 1 PLTU AMURANG 2x25MW berupa perpindahan secara translasi pada sumbu x, y *bearing* dan angular *bearing* pada θ_x dan θ_y akibat adanya eksitasi *unbalance*. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1. Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1 dimulai dari studi literatur mengenai *rotor dynamic*. Kemudian dilanjutkan dengan pemodelan fisik lalu pemodelan matematis dari rotor. Selanjutnya menurunkan persamaan gerak dari *dynamic rotor*. Setelah itu dilakukan *balancing* secara teoritis dengan menghitung momen yang bekerja pada masing-masing bidang pembalance berdasarkan data *initial unbalance* pada rotor sehingga diperoleh *counterweight mass* beserta lokasi angularnya pada bidang pembalance I bidang

pembalance II. Langkah selanjutnya adalah pembuatan blok diagram dan *M.file* pada *Matlab Simulink*. Blok diagram akan terbagi menjadi 2 *subsystem* yakni (1) blok diagram untuk model rotor dengan *initial unbalance* dan (2) model rotor setelah di *balancing*. Setelah itu simulasi dijalankan dengan *input operating speed* sehingga dari simulink tersebut didapatkan grafik respon getaran rotor akibat adanya *unbalance* dan setelah di *balancing* pada putaran kerjanya. Setelah itu dilakukan analisa grafik sehingga pada langkah akhir dapat dibuat kesimpulan berdasarkan hasil simulasi dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.3 3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisa perilaku dinamis rotor *steam turbine*. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan dan landasan dasar mengenai permasalahan yang dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, rotor dinamis, serta dasar penggunaan *software MATLAB SIMULINK*. Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Studi intepretasi data laporan *vibration maintenance* rotor *steam turbine* unit 1 PLTU Amurang dilakukan untuk mengetahui nilai parameter yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut adalah berupa data dimensi rotor, lokasi bidang pembalance I dan bidang pembalance II, massa dan posisi *initial unbalance*, berat rotor, *rotating Inertia*, toleransi vibrasi.

3.4.3.3 Pemodelan Dinamis Rotor Steam Turbine PLTU

Amurang.

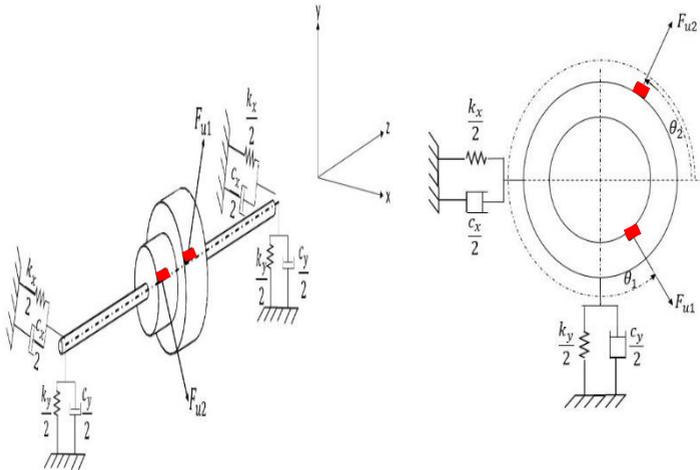
3.4.1 3.3.1 Model Fisik Rotor

Dalam tugas akhir ini akan dianalisa karakteristik getaran rotor akibat gaya pengeksitasi berupa massa *unbalance* dan *counterweight*-nya pada bidang pembalance I dan bidang pembalance II sehingga membangkitkan gaya sentrifugal dan momen pada rotor. Berikut pemodelan fisik dari rotor

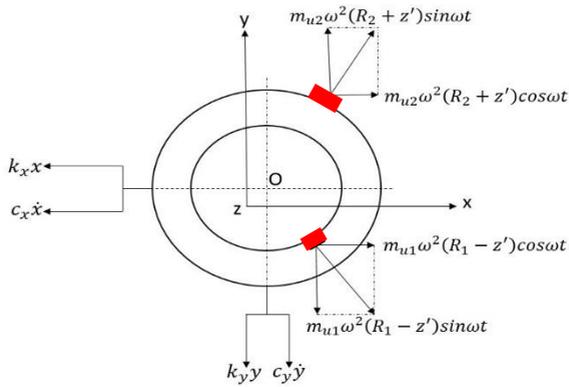
perpindahan pada koordinat translasi x , y dan koordinat rotasi θ_x, θ_y .

3.4.2 3.3.2 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Rotor dengan *initial unbalance*.

Pemodelan matematis rotor dengan menurunkan persamaan gerak dari sistem, dimana terdapat dua kondisi yang terjadi pada sistem rotor *unbalance* yakni : (a) Persamaan gerak rotor dengan koordinat perpindahan translasi disepanjang sumbu x dan y , dan (b) persamaan gerak rotor dengan kordinat perpindahan angular θ_x, θ_y akibat momen yang bekerja pada sistem, sehingga total sistem rotor memiliki 4 derajat kebebasan

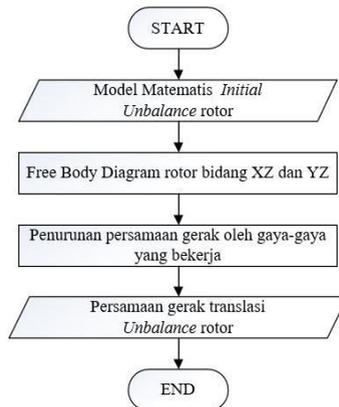


Gambar 3.4 (a) Model matematis rotor pada bidang XYZ dan (b) bidang YX dengan *initial unbalance* m_{u1} dan m_{u2}



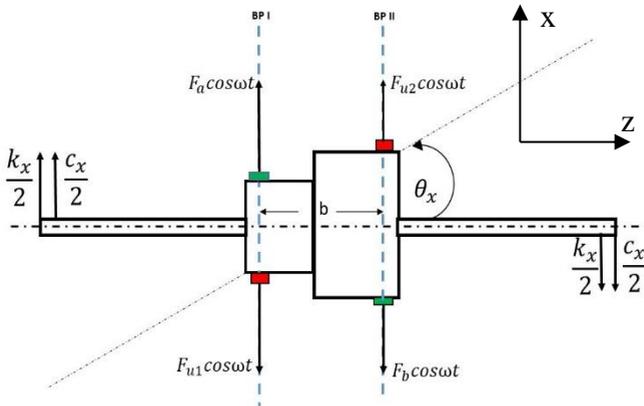
Gambar 3.5 *Freebody* diagram rotor pada koordinat translasi dengan *initial unbalance* m_{u1} , m_{u2} dan bending pada rotor sebesar z' .

Dari *freebody* diagram pada gambar 3.4 dan 3.5 maka selanjutnya diturunkan persamaan gerak pada koordinat translasi. Secara garis besar proses penurunan persamaan gerak translasi dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.6.

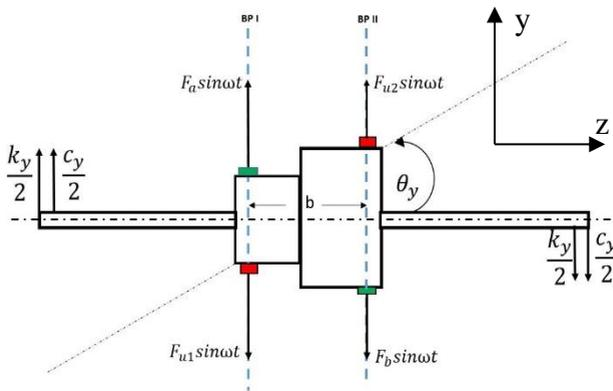


Gambar 3.6 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak translasi dari *unbalance* rotor.

Selain rotor dapat bertranslasi, rotor juga diijinkan melakukan perpindahan angular pada koordinat θ_x dan θ_y , seperti yang ditunjukkan pada FBD gambar 3.7 dan 3.8.



Gambar 3.7 *Freebody* diagram rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_x di bidang X-Z



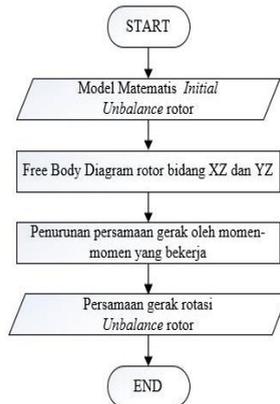
Gambar 3.8 *Freebody* diagram rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_y di bidang Y-Z

Keterangan :

- • — Sumbu putar rotor
- - - - - Sumbu *principal* rotor

b = Jarak antara bidang pembalance I dan bidang pembalance II

Dimana c_x, c_y merepresentasikan damping dari poros pada koordinat sumbu x dan sumbu y, lalu k_x, k_y merupakan kekakuan pegas dari poros pada koordinat sumbu-x dan sumbu-y. Jika $c_x = c_y$ dan $k_x = k_y$ maka model rotor dianggap *isotropic* sehingga persamaan gerak yang dihasilkan dari sistem bersifat independen satu sama lain. Ini berarti bahwa besarnya damping dan elastisity poros pada sumbu-x dan sumbu-y adalah sama dan *reference frame model* dapat diputar pada bidang x-z atau y-z tanpa merubah persamaan geraknya. Proses pembuatan persamaan gerak pada koordinat rotasi dapat dituangkan dalam bentuk diagram alir seperti yang ditunjukkan gambar 3.9.



Gambar 3.9 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak rotasi dari *unbalance* rotor

3.4.3 3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi *Unbalance Rotor*

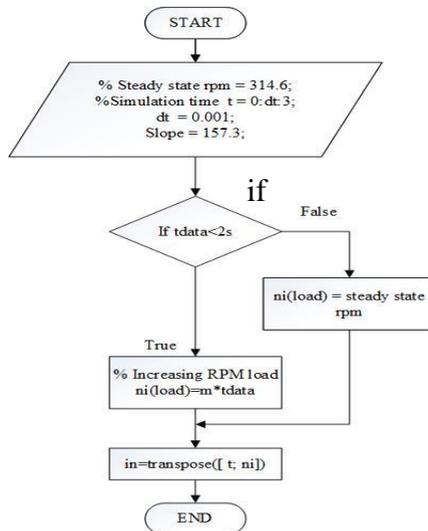
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari *unbalance* rotor, maka langkah selanjutnya yakni membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi *unbalance* rotor.

Tabel 3.1 Parameter untuk sistem rotor^[4]

Parameter	Nilai
Jari-jari rotor pada bidang pembalance I , R1 (mm)	420
Jari-jari rotor pada bidang pembalance II, R2 (mm)	480
Massa rotor, Mr (kg)	17190
<i>Operating speed</i> , (Rad/s)	314.16/ 3000 RPM
<i>Initial unbalance</i> pada bidang pembalance I (kg)	0.286
Posisi angular <i>initial unbalance</i> pada bidang pembalance I (<i>degree</i>)	139.3
<i>Initial unbalance</i> pada bidang pembalance II (kg)	1.14
Posisi angular <i>initial unbalance</i> pada bidang pembalance II (<i>degree</i>)	237.8
<i>Massless shaft stiffness</i> , K (N/mm)	5.3015e+08
<i>Damping massless shaft</i> , C (Nmm/s)	4.2263e+05

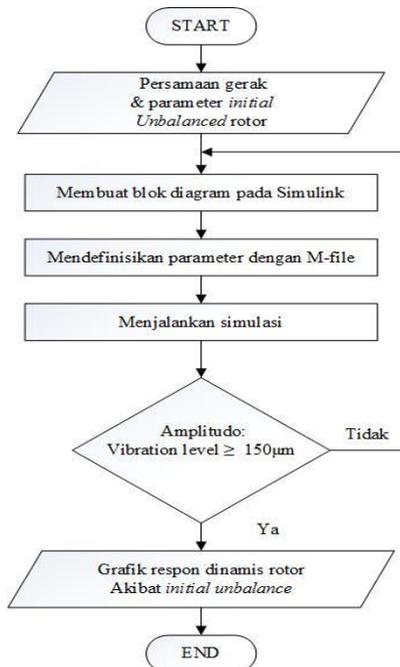
<i>Torsional stiffness</i>	2.9278e+15
<i>Torsional damping</i>	2.3340e+12
Jarak antar bidang pembalance (<i>b</i>)	2650mm
Panjang total rotor (<i>L</i>)	4700mm
Jarak antar bidang pembalance (<i>b</i>)	2650mm

Gambar 3.10 menunjukkan proses pembuatan *input operational speed rotor*. *Input* didefinisikan berdasarkan parameter waktu simulasi, nilai *steady operational* RPM dan gradien garis linier. Dengan memberikan sebuah *logic if* pada kondisi *tdata* kurang dari 2 detik jika kondisi ini benar maka akan diperoleh nilai kecepatan rotor meningkat dalam selang waktu 0 sampai 2 detik, jika kondisi diatas salah maka rotor akan mencapai *steady* pada putaran kerja sebesar 3000 RPM.



Gambar 3.10 Diagram alir proses pembuatan *input* simulasi.

Setelah *input* beban putaran telah dibuat maka tahap selanjutnya adalah membangun blok diagram untuk kondisi rotor dengan *initial unbalance*, seperti yang ditunjukkan gambar 3.10. Simulasi dari kondisi rotor dengan *initial unbalance* akan *valid* apabila respon getaran rotor pada koordinat translasi x dan y memiliki amplitudo sama dengan atau lebih besar dari $150 \mu\text{m}$.



Gambar 3.11 Diagram alir proses pembuatan blok diagram simulasi *Unbalance* rotor.

3.4.4 3.3.4 Analisis Grafik *Unbalance* Rotor

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk *unbalance* rotor, akan diperoleh grafik respon dinamis rotor akibat *initial unbalance*, yaitu berupa grafik kecepatan getaran rotor pada koordinat horizontal dan vertikalnya dalam mm/s yang akan digunakan untuk memetakan keparahan vibrasi yang terjadi pada

rotor berdasarkan ISO 10816-2. Berikutnya adalah grafik bode diagram, grafik spektrum getaran rotor untuk mengetahui besarnya transmissibility *energy* yg terjadi pada frekuensi tertentu kemudian akan diperoleh grafik perpindahan rotor pada koordinat horizontal dan vertikalnya dalam μm , lalu akan diperoleh grafik resultan perpindahan sumbu x dan y yang menunjukkan besarnya bending yang terjadi pada poros, grafik resultan perpindahan angular θ_x dan θ_y , grafik sudut *polar* serta grafik orbit rotor. Setelah itu grafik-grafik tersebut dianalisa untuk mengetahui perilaku *unbalance* rotor terhadap *input* kenaikan beban putarannya setelah itu diambil kesimpulan

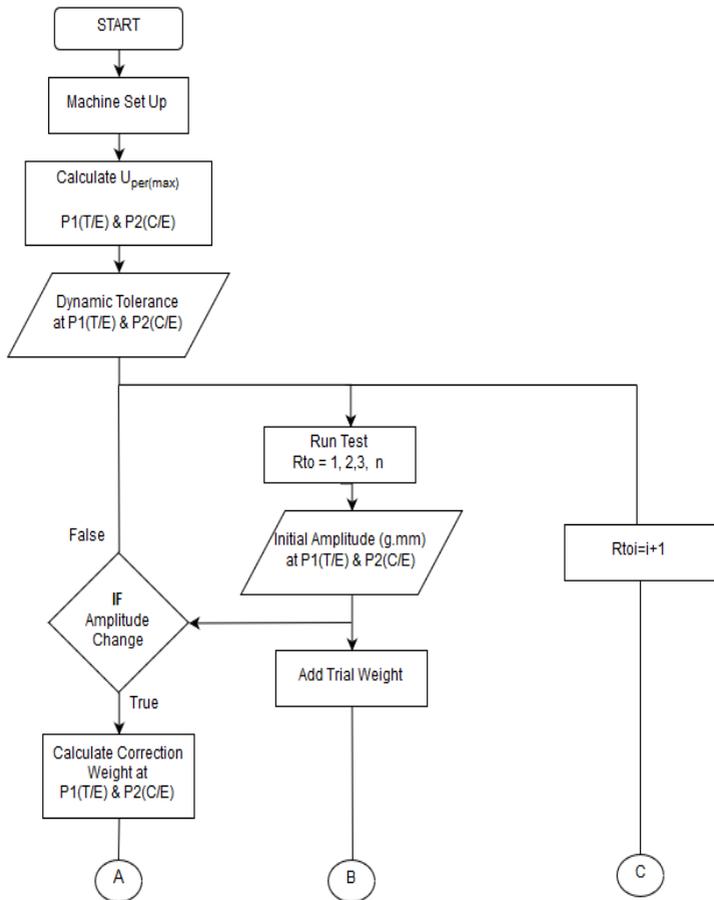
3.5 3.4 Parameter *Counterweight* pada *Balancing*

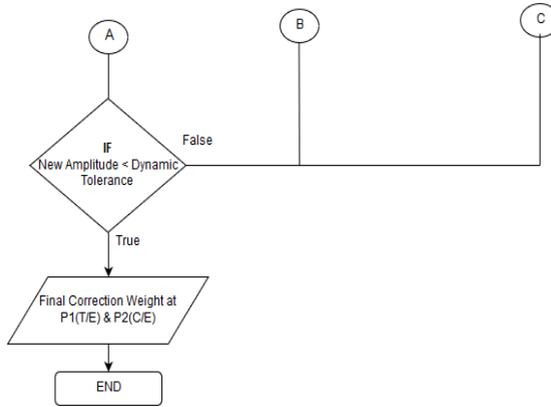
3.4.1 *Counterweight* dari hasil *Low-Balancing*

Low-balancing merupakan salah satu teknik balancing pada *rotating equipment* dimana rotor yang di balance dianggap sebagai *body* yang *rigid*. *Rigid* rotor didefinisikan sebagai rotor yang beroperasi minimal 25% dibawah putaran kritisnya sehingga efek defleksi pada poros dianggap tidak ada.

Proses *Low-balancing* pada tanggal 12 Desember 2014, pertama-tama dilakukan dengan menentukan nilai toleransi balancing pada masing-masing bidang pembalance sesuai dengan ketentuan **API 687**. Kemudian dilakukan *run test*, dimana rotor diputar pada 252 RPM untuk mengetahui amplitudo dari *initial unbalance* sistem yang yang tidak diketahui lokasinya pada sistem, namun dapat diukur efeknya dalam amplitudo g.mm pada bidang I dan bidang II. Setelah itu rotor ditambahkan *trial weight* pada masing-masing bidang pembalance-nya. Tujuan pemberian *trial weight* adalah untuk mengetahui bagaimana efek perubahan amplitudo *unbalance* rotor terhadap penambahan *trial weight* pada masing-masing bidang, lalu *run test* kembali dilakukan. Setelah perubahan amplitudo diperoleh maka mesin *low-balancing* akan melakukan kalkulasi untuk memperoleh massa *counterweight* dan posisi angularnya pada masing-masing

bidang. Proses *low-balancing* secara garis besar ditunjukkan oleh gambar 3.12

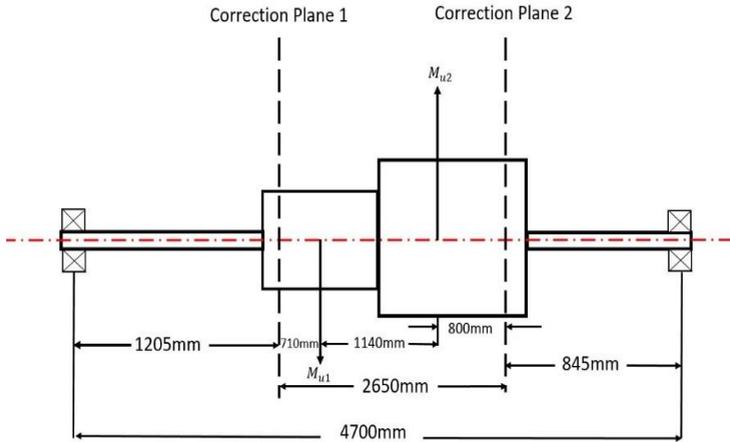




Gambar 3.12 Flowchart proses *Low-Balancing* pada rotor *steam turbine*.

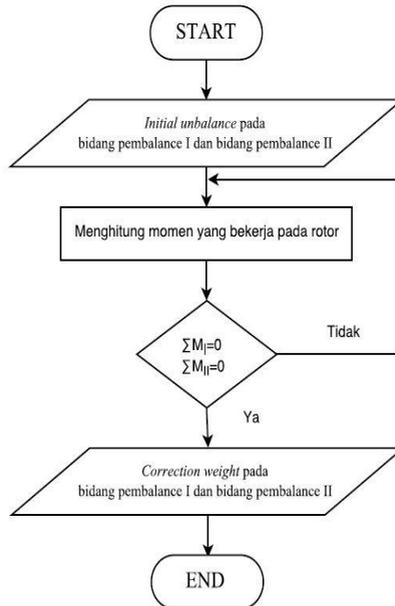
3.6 3.4.2 *Counterweight* dari hasil perhitungan balancing teoritis.

Dari hasil simulasi *balance rotor* dengan menambahkan data aktual *counterweight mass* pada bidang I dan bidang II maka diperoleh respon getaran rotor. *Twoplane Balancing* dengan menggunakan metode teoritis dilakukan untuk membandingkan hasil proses *low-balancing* dengan *balancing* hasil perhitungan manual menggunakan metode teoritis. Gambar 3.13 menunjukkan distribusi massa *unbalance* sepanjang sumbu horizontal rotor.



Gambar 3.13 Model distribusi massa *unbalance* sepanjang sumbu axial

Untuk mencapai keadaan seimbang, maka distribusi massa *unbalance* harus memenuhi kesetimbangan statis dimana jumlah gaya-gaya yang bekerja harus sama dengan 0. Demikian juga dengan kesetimbangan dinamis dimana jumlah momen yang bekerja pada sistem harus sama dengan 0. Balancing teoritis yang dibantu dengan tabular dapat dilakukan baik dengan meninjau 1 persamaan gaya dan 1 persamaan momen, atau dengan meninjau 2 persamaan momen. Dalam penelitian ini balancing teoritis dalam bentuk tabular akan meninjau 2 persamaan momen pada sistem. Gambar 3.14 menunjukkan garis besar diagram alir perhitungan untuk memperoleh *counterweight* dan posisi angularnya agar tercapai keseimbangan pada sistem rotor.

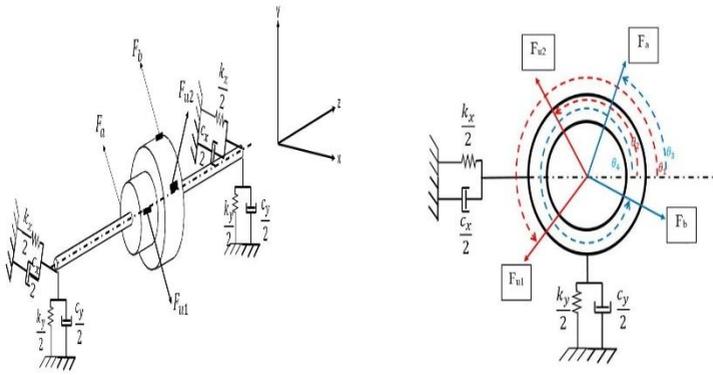


Gambar 3.14 Diagram alir perhitungan *balancing* dengan metode teoritis

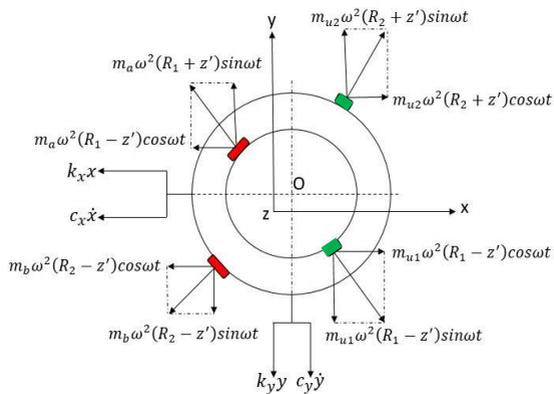
3.7 3.5 Pemodelan dan Simulasi Rotor dengan penambahan massa *balancing*

3.7.1 3.5.1 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan Gerak dari Rotor dengan penambahan Massa *Balancing*.

Proses *balancing* dilakukan dengan menambahkan *counterweight mass* pada bidang pembalance I dan dibidang pembalance II. Berat *counterweight mass* dan posisi angularnya akan membangkitkan gaya sentrifugal baru dengan melawan gaya sentrifugal yang dibangkitkan oleh *massa unbalance*. Pemodelan matematis rotor dengan penambahan massa *balancing* ditunjukkan pada gambar 3.15 dan 3.16

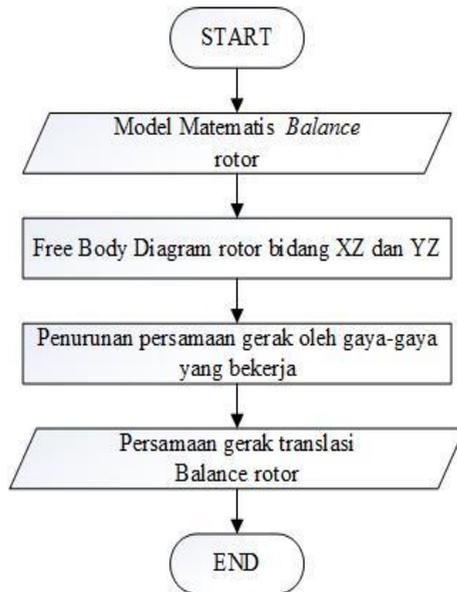


Gambar 3.15. Model matematis *balanced* rotor dengan vektor gaya sentrifugal yang bekerja setelah ditambahkan *counterweight force* F_a dan F_b

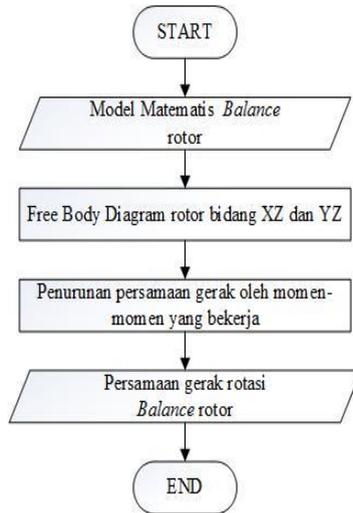


Gambar 3.16 *Freebody* diagram rotor pada koordinat translasi dengan *initial unbalance* m_{u1}, m_{u2} dan *counterweight mass* m_a dan m_b

Setelah diperoleh persamaan gerak *balance* rotor pada koordinat perpindahan translasi, maka selanjutnya diturunkan persamaan gerak *balance* rotor pada koordinat rotasi, dengan *freebody* diagram yang sama ditunjukkan pada gambar 3.7 dan 3.8. Secara garis besar proses penurunan persamaan gerak translasi dan rotasi dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.17 dan gambar 3.18.



Gambar 3.17 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak translasi dari *balance* rotor



Gambar 3.18 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak rotasi dari *balance* rotor

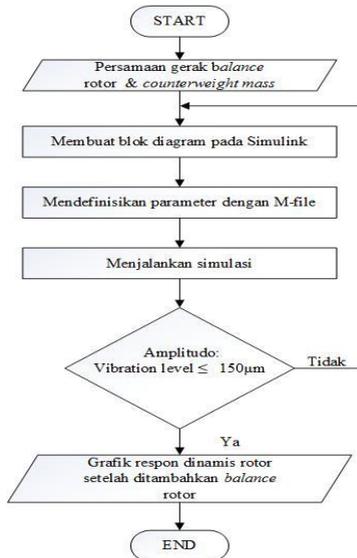
3.7.2 3.5.2 Pembuatan Blok Simulasi *Balanced* Rotor

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari balancing rotor, maka langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Simulasi *balanced* rotor terdiri dari 2 proses, yaitu Simulasi *balanced* rotor dengan parameter yang diperoleh dari data *low-balancing* dan simulasi *balanced* rotor dengan parameter yang diperoleh dari hasil perhitungan metode teoritis. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi balancing rotor

Tabel 3.2 Parameter balancing rotor data eksperimen *maintenance low-balancing* turbin unit 1 PLTU AMURANG dan balancing teoritis.

Parameter	<i>Low-Balancing</i>	Teoritis
Counterweight dibidang I ,ma (kg)	0.00957	-
Posisi angular dibidang I (degree)	152.4	-
Counterweight dibidang II ,mb (kg)	0.0182	-
Posisi angular dibidang II (degree)	168.7	-

Pembuatan diagram blok simulasi *balancing* rotor ditunjukkan pada gambar 3.19. Dimana agar simulasi *balanced* rotor ini valid maka amplitudo getaran pada koordinat translasi harus kurang dari $150 \mu\text{m}$.



Gambar 3.19 Diagram alir proses pembuatan blok diagram dari *balance* rotor.

3.7.3 3.5.3 Analisis Grafik Balance Rotor

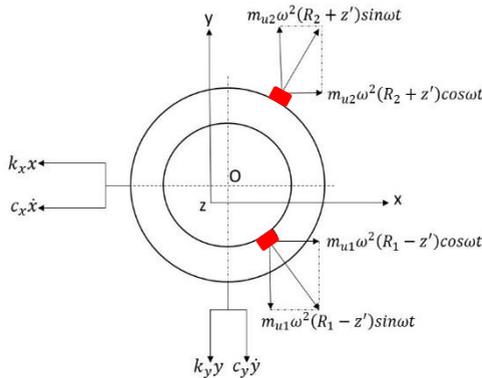
Dari simulasi yang telah dilakukan untuk *balanced* rotor dengan penambahan *counterweight mass* sesuai dengan data *maintenance low-balancing* dan data hasil perhitungan teoritis, maka akan didapatkan grafik respon getaran rotor akibat penjumlahan seluruh gaya sentrifugal dan momen yang bekerja akibat *initial unbalance* dan *balancing*-nya, yaitu berupa grafik kecepatan geratan dalam (*mm/s*) pada sumbu x dan y, grafik spektrum getaran balance rotor setelah di *low-balancing* dan *balancing* teoritis, grafik perpindahan pada sumbu x dan y dalam (μm), lalu akan diperoleh grafik defleksi poros. Selain itu juga akan diperoleh grafik resultan perpindahan angular θ_x dan θ_y , grafik sudut *polar* pada rotor dan grafik orbit rotor. Setelah itu grafik-grafik tersebut dianalisa untuk mengetahui efek kenaikan beban putaran yang diberikan pada sistem dengan 2 kondisi diatas.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV PEMODELAN SISTEM

3.8 4.1 Pemodelan Rotor dengan *Initial Unbalance*

Rotor dengan kondisi terkorosi parah, lalu setelah proses pemulihan akan memiliki distribusi massa yang berubah disekitar sumbu rotasinya. Pusat gravitasi dari rotor akan bergeser dari pusat geometrisnya dengan jarak vertikal sebesar *eccentricity* (e), pergeseran cg secara horizontal sangat sulit diketahui. Sehingga pada proses balancing dilapangan, akan memerlukan prosedur *run test* untuk mengetahui vibrasi dan beda *phase* akibat gaya sentrifugal yang dibangkitkan oleh *eccentricity* dikalikan massa rotor dan kuadrat dari kecepatan rotor. Agar rotor dapat di balancing maka terlebih dahulu rotor ditambahkan *trial weight* dengan tujuan untuk membangkitkan gaya sentrifugal baru dan merubah kondisi sistem. Dalam studi kasus *unbalance* rotor PLTU AMURANG, *initial unbalance* pada rotor telah diketahui seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.1. Maka *initial unbalance* tersebut akan diuraikan sehingga diperoleh gaya dan momen total yang bekerja pada rotor .



Gambar 4.1 *Freebody* diagram rotor pada koordinat translasi dengan *initial unbalance* m_{u1} , m_{u2} dan bending pada rotor sebesar z'

Dari *freebody* diagram pada gambar 4.1 maka dapat diturunkan persamaan gerak pada koordinat translasi x dan y, sebagai berikut :

- Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu x:

$$\sum F_x = 0 \longrightarrow$$

$$(F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t - M\ddot{x} - c_x \dot{x} - k_x x = 0$$

$$M\ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = ((m_{u1}(R_1 - z') + (m_{u2}(R_2 + z'))\omega^2 \cos \omega t$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} [-c_x \dot{x} - k_x x + ((m_{u1}(R_1 - z') + (m_{u2}(R_2 + z'))\omega^2 \cos \omega t] \dots\dots(4.1)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [-c_x \dot{x} - k_x x + ((m_{u1}(R_1 - z') + (m_{u2}(R_2 + z'))\omega^2 \cos \omega t]$$

- Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu y :

$$\sum F_y = 0 \uparrow$$

$$(F_{u1s} + F_{u2s}) \sin \omega t - M\ddot{y} - C_y \dot{y} - K_y y = 0$$

$$M\ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = ((m_{u1}(R_1 - z') + (m_{u2}(R_2 + z'))\omega^2 \sin \omega t$$

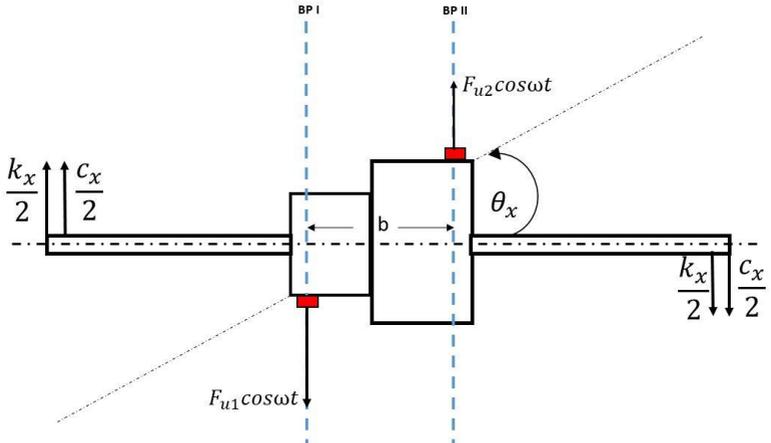
$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-c_y \dot{y} - k_y y + ((m_{u1}(R_1 - z') + (m_{u2}(R_2 + z'))\omega^2 \sin \omega t] \dots\dots(4.2)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

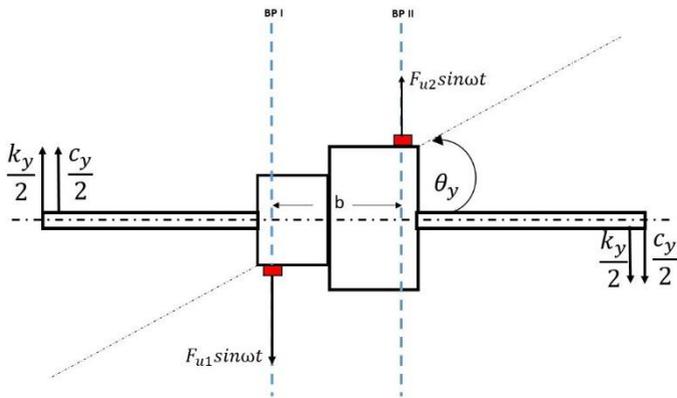
$$\dot{y} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [-c_y \dot{y} - k_y y + ((m_{u1}(R_1 - z') + (m_{u2}(R_2 + z'))\omega^2 \sin \omega t]$$

Selain rotor dapat berpindah pada koordinat translasinya, rotor juga dimodelkan dapat berpindah pada koordinat rotasi angular.



Gambar 4.2 *Freebody* diagram rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_x di bidang X-Z



Gambar 4.3 *Freebody* diagram dengan rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_y di bidang Y-Z.

Dari *freebody* diagram pada gambar 4.2 dan 4.3 maka diperoleh persamaan gerak secara rotasi pada koordinat angular θ_x dan θ_y .

- **Total momen kopel yang bekerja pada koordinat θ_x .**

$$\sum J\ddot{\theta}_x = 0$$

$$(Fu_1 \cos \omega t l_{u1} + Fu_2 \cos \omega t l_{u2}) - J\ddot{\theta}_x - k_x \theta_x l^2 - c_x \dot{\theta}_x l^2 = 0$$

$$J\ddot{\theta}_x + c_x \dot{\theta}_x l^2 + k_x \theta_x l^2 = (Fu_1 \cos \omega t + Fu_2 \cos \omega t) b$$

Dimana : $Fu_1 = m_{u1}(R_1 - z')\omega^2$

$$Fu_2 = m_{u2}(R_1 + z')\omega^2$$

$$\ddot{\theta}_x = \frac{1}{J} [-c_x \dot{\theta}_x l^2 - k_x \theta_x l^2 + (Fu_1 \cos \omega t + Fu_2 \cos \omega t) b] \dots \dots (4.3)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

$$\dot{\theta}_x = \omega$$

$$\dot{\omega}_x = \frac{1}{J} [-c_x \dot{\theta}_x l^2 - k_x \theta_x l^2 + (Fu_1 \cos \omega t l_{u1} + Fu_2 \cos \omega t l_{u2}) b]$$

- **Total momen kopel yang bekerja pada koordinat θ_y**

$$\sum J\ddot{\theta}_y = 0$$

$$(Fu_1 \sin \omega t l_{u1} + Fu_2 \sin \omega t l_{u2}) - J\ddot{\theta}_y - k_y \theta_y l^2 - c_y \dot{\theta}_y l^2 = 0$$

$$J\ddot{\theta}_y + c_y \dot{\theta}_y l^2 + k_y \theta_y l^2 = (Fu_1 \sin \omega t l_{u1} + Fu_2 \sin \omega t l_{u2}) b$$

$$\ddot{\theta}_y = \frac{1}{J} [-c_y \dot{\theta}_y l^2 - k_y \theta_y l^2 + (Fu_1 \sin \omega t + Fu_2 \sin \omega t) b] \dots \dots (4.4)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

$$\dot{\theta}_y = \dot{\omega}_y$$

$$\dot{\omega}_y = \frac{1}{J} [-c_y \dot{\theta}_y l^2 - k_y \theta_y l^2 + (Fu_1 \sin \omega t l_{u1} + Fu_2 \sin \omega t l_{u2}) b]$$

3.9 4.2 Diagram Blok

Pembuatan diagram blok pada sistem rotor akan mengacu pada persamaan *state variabel* pada masing-masing koordinat perpindahan rotor. Sehingga setiap *state* pada persamaan *differential* sistem diwakilkan dengan koneksi antara blok satu dengan lainnya.

3.9.1 4.2.1 Input yang digunakan.

Untuk menampilkan fenomena gaya sentrifugal yang dibangkitkan oleh massa *initial unbalance* 1 dan 2 dalam simulasi rotor, maka dalam eksekusi simulasi, akan dibutuhkan sinyal *input* berupa kecepatan sudut (*rad/s*) yang mewakili beban putaran yang diberikan pada rotor. Desain *input* yang diberikan pada sistem dimodelkan linier dan kemudian *steady* pada selang waktu yang telah ditentukan pada diagram alir gambar 3.10, sehingga diperoleh kondisi kenaikan beban kerja hingga mencapai kondisi *steady* pada putaran kerja maksimal. Persamaan yang digunakan untuk membangun sinyal linier dapat dituliskan sebagai berikut:

- Persamaan garis dan nilai *slope*

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{314.16 - 0}{2s - 0} = 157.3$$

$$y = mx + b^{=0},$$

dimana :

x = Total waktu simulasi sebesar 3 *second*.

b = *Line intercept* diasumsikan *zero*

y = *Output* linier sinyal

- **Pembuatan Source code pada script.**

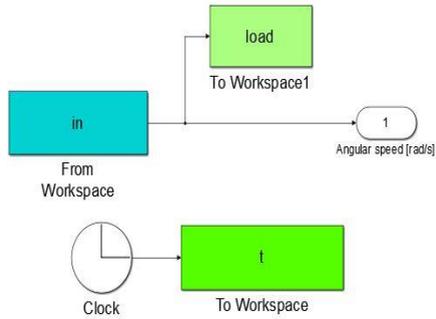
Dari nilai parameter *slope* dan waktu simulasi yang telah diperoleh, maka berdasarkan diagram alir pada gambar 3.10, desain *input* beban putaran dapat dituliskan pada *script* MATLAB seperti berikut :

```

% Define RPM Load & simulation time
dt=0.001;
t = 0:dt:3;
m = 157.3; % Define the slope
rpm = 314.6; % Final load
for load=1:1:length(t);
    tdata=t(load);
    if tdata < 2;
        ni(load)= m*tdata;
    else
        ni(load)=rpm;
    end
end
in=transpose([t; ni]);
[t,l]=sim('Simulasi_block_diagram',
t);
% Plotting load input
figure(8)
plot(t,load,'m','linewidth',2);
title('Input Beban
Putaran','FontSize',14,'Fontname','
Times News Roman');
xlabel('time
[s'],'FontSize',14,'Fontname','Time
s News Roman');
ylabel('Beban Putaran
[rad/s'],'FontSize',14,'Fontname','
Times News Roman');
grid on

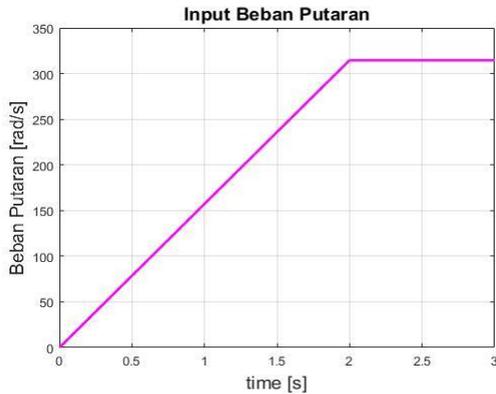
```

- **Pembuatan blok untuk *input* beban putaran**



Gambar 4.4 blok *input* beban putaran

Dari *script* diatas, *input* beban kerja akan ditransformasikan menjadi matrix dengan ukuran $m \times n$ sesuai dengan jumlah data dari kalkulasi waktu simulasi dan nilai *output in* yang selanjutnya akan dikirim menuju *simulink* blok pada gambar 4.4 Sehingga apabila diplotkan dalam grafik, *input* beban putaran akan terlihat seperti yang ditunjukkan gambar 4.5.

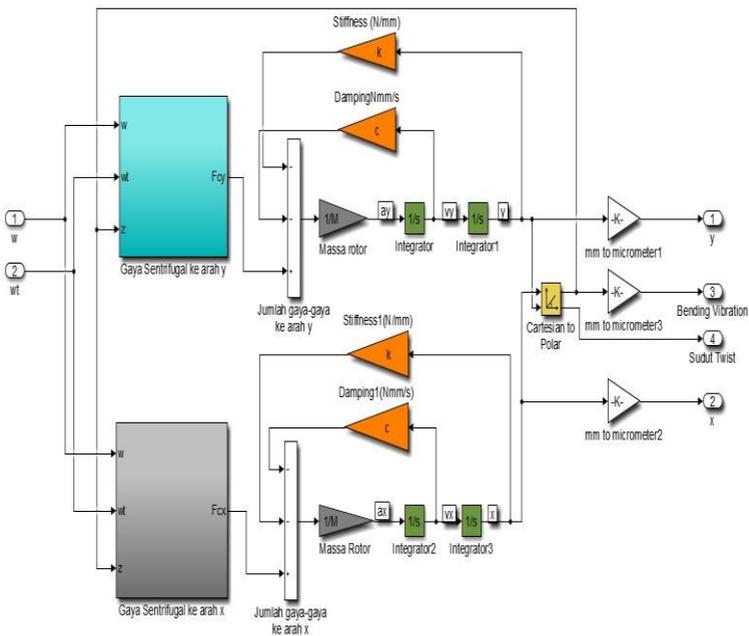


Gambar 4.5 *Input* beban putaran [rad/s]

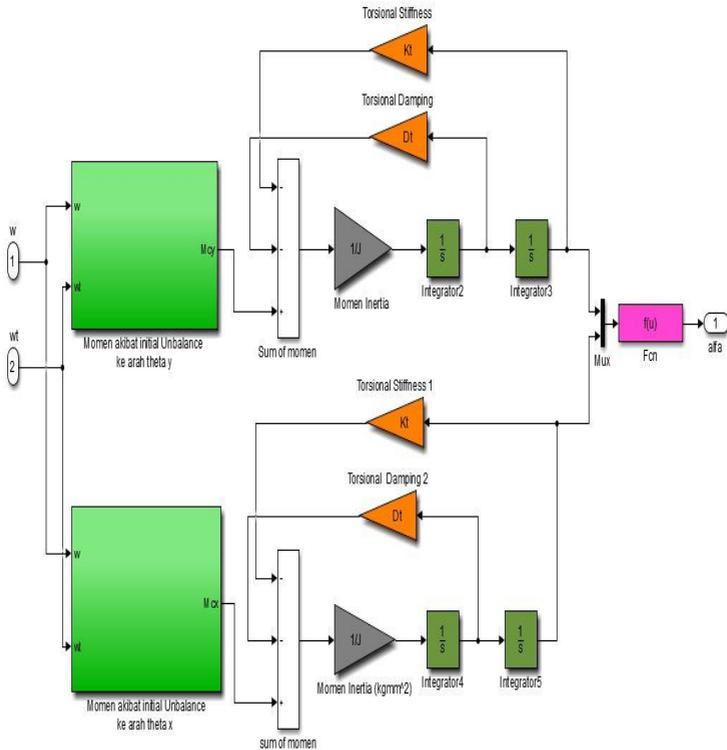
Dari gambar 4.5 terlihat bahwa beban putaran diberikan pada $t = 0$, kemudian beban putaran meningkat secara linier hingga mencapai waktu *steady* pada 2 detik dimana rotor sudah mencapai putaran kerja maksimalnya yakni sebesar 3000 RPM.

3.9.2 4.2.2 Diagram Blok dengan *Initial Unbalance* .

Diagram blok pada *initial unbalance* rotor akan terdiri dari subsistem *sum of force* yang berisi blok-blok yang mempresentasikan total gaya-gaya yang bekerja pada rotor pada koordinat perpindahan sumbu x , sumbu y dan subsistem *sum of moment* yang berisi blok-blok yang mempresentasikan total momen yang bekerja pada rotor, seperti yang ditunjukkan oleh gambar 4.6 dan 4.7.

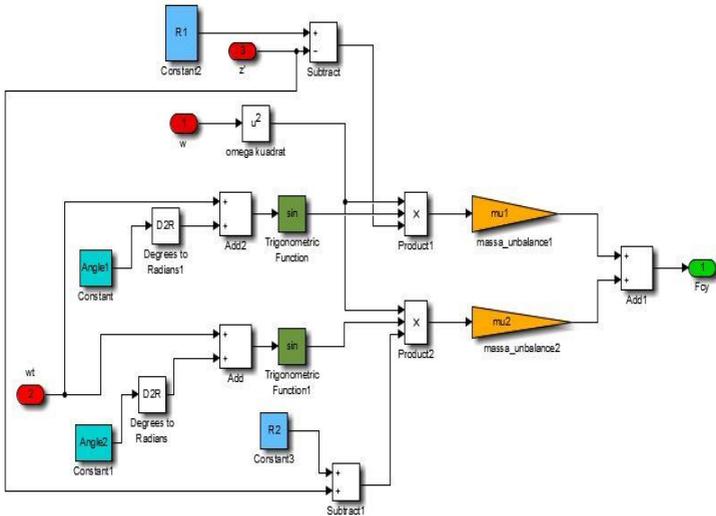


Gambar 4.6 Subsistem *sum of Force* dari *unbalance* rotor

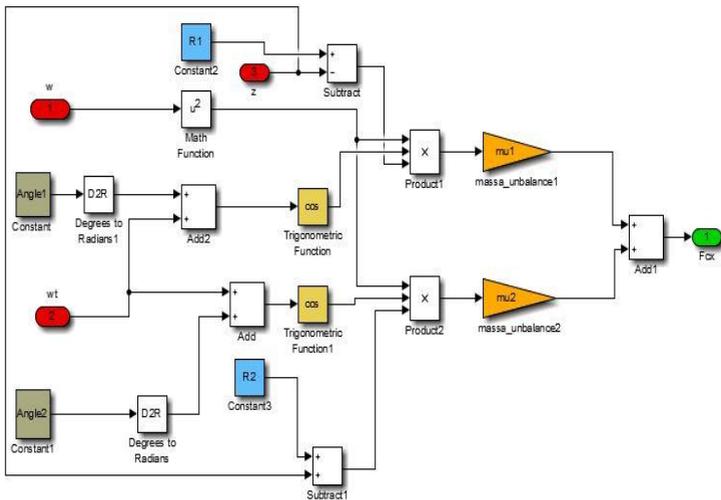


Gambar 4.7 Subsistem *sum of momen* dari *unbalance* rotor

Gaya sentrifugal yang dibangkitkan oleh massa *unbalance* m_{u1} dan m_{u2} akan merubah keseimbangan statis dari rotor sedangkan momen yang ditimbulkan akibat perkalian gaya sentrifugal terhadap jarak antara bidang pembalance akan merubah keseimbangan dinamis dari rotor, gambar 4.8 dan 4.9 menunjukkan diagram blok yang merepresentasikan gaya sentrifugal pada koordinat sumbu-y dan sumbu-x.

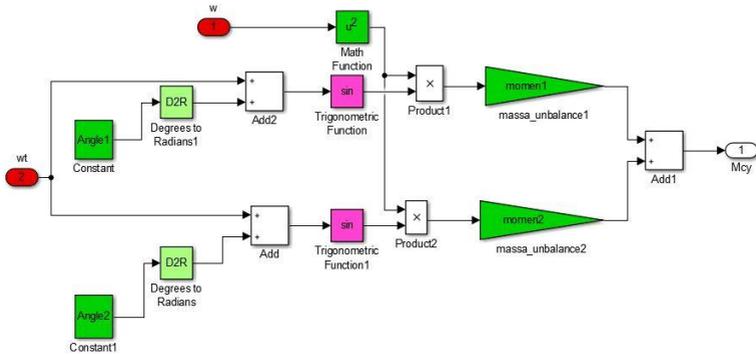


Gambar 4.8 Diagram blok gaya sentrifugal F_{cy} akibat massa *unbalance* m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat sumbu-y.

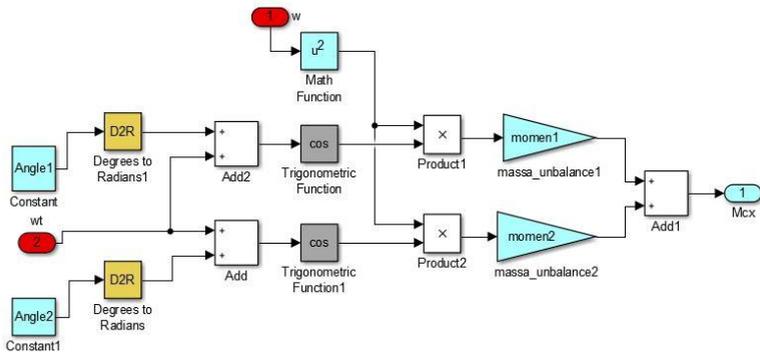


Gambar 4.9 Diagram blok gaya sentrifugal F_{cx} akibat massa *unbalance* m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat sumbu-x.

Konstan blok *angle* merepresentasikan posisi radial dari *initial unbalance* rotor yang kemudian di konversi menjadi *radian* sehingga dapat dijumlahkan dengan perpindahan angular rotor yang berubah pada saat simulasi. Diagram blok pada gambar 4.10 dan 4.11 merupakan representasi dari momen yang dibangkitkan oleh gaya sentrifugal terhadap pusat geometris rotor.



Gambar 4.10 Diagram blok momen M_{cy} akibat massa *unbalance* m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat angular θ_y .



Gambar 4.11 Diagram blok momen M_{cx} akibat massa *unbalance* m_{u1} dan m_{u2} pada koordinat angular θ_x .

Blok momen₁ dan momen₂ merepresentasikan perkalian antara massa *initial unbalance* dengan jarak antara dua bidang pembalance.

3.10 4.3 Counterweight Balancing

4.3.1 Low-Balancing.

Berdasarkan *flowchart* pada gambar 3.12 maka data *maintenance low-balancing* dapat dituliskan sebagai berikut:

- Perhitungan Toleransi Dinamis berdasarkan **API 687**.

$$\begin{array}{ll} \text{Uper} = \frac{6350 \cdot W_{p1}}{n} & \text{Uper} = \frac{6350 \cdot W_{p1}}{n} \\ \text{P1(T/E)} & \text{P2(C/E)} \end{array}$$

$$= \frac{6350 \cdot 7410}{3000} = 15684.50 \text{ g.mm}$$

$$= \frac{6350 \cdot 10050}{3000} = 21272.50 \text{ g.mm}$$

Ket:

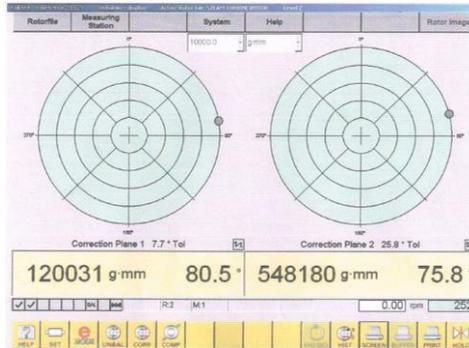
W = berat distribusi rotor pada tiap bidang
pembalance

n = putaran rotor

- Penambahan *trial weight* pada masing-masing bidang pembalance.

Bidang pembalance I	286 g	139.3 ⁰
Bidang pembalance II	1.14 kg	237.8 ⁰

- Pengukuran perubahan amplitudo dalam ($g.mm$) pada sistem.



- Penambahan *correction weight*.

Bidang pembalance I	9.57 g	152.4°
Bidang pembalance II	18.2 g	168.7°

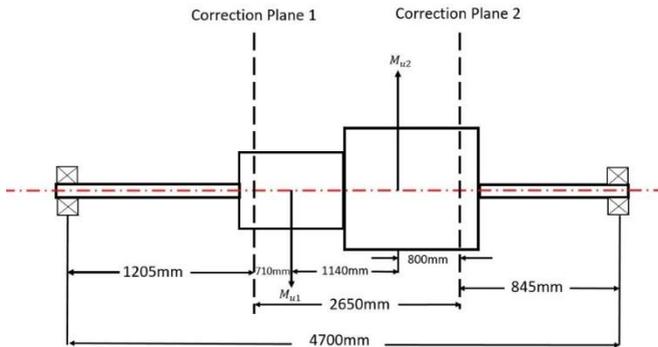


- Pengukuran amplitudo baru ($g.mm$) pada sistem.

3.11 4.3.2 Balancing Teoritis

Untuk membuat seluruh distribusi massa seimbang pada kasus *unbalance* dinamis maka keseimbangan statis akan tercapai apabila seluruh gaya sentrifugal yang dibangkitkan oleh massa unbalance beserta *counterweight*-nya harus sama dengan 0, dan

untuk mencapai keseimbangan dinamis maka seluruh momen kopel yang terjadi pada masing-masing bidang pembalance harus sama dengan 0. Proses balancing teoritis dengan metode tabular dapat menggunakan 1 persamaan gaya dan 1 persamaan momen atau dapat diselesaikan dengan 2 persamaan momen. Dalam penelitian ini akan digunakan 2 persamaan momen untuk mendapatkan berat dan posisi *counterweight mass* pada *plane 1* dan *plane 2*.



Gambar 4.12 Model distribusi massa *unbalance* sepanjang sumbu axial rotor

Untuk memperoleh *counterweight mass* pada plane 1 dan plane 2 maka total momen yang bekerja pada plane 1 dan plane 2 harus sama dengan 0, proses ini dapat dituangkan dalam bentuk tabel 4.1 dan tabel 4.2.

Tabel 4.1 Perhitungan total momen pada bidang pembalance I

Perhitungan Total momen pada plane 1						
Plane	M(kg)	Radius(mm)	L(mm)	Ø	mRLcosØ	mRLsinØ
1	0.286	420	710	139.3	-64657.638	55614.34
1	1.14	480	1850	237.8	-539441.31	-856618
1	mb	480	2650	Ø5	$\sum M_{p1}$	$\sum M_{p1}$
SUM					-604098.95	-801004

Sehingga dari tabel 4.1 akan diperoleh :

$$\sum M_{p1} = 0$$

$$(m_b R_2) L \cos \theta_5 = 604098.95 \dots\dots\dots [4.5]$$

$$\sum M_{p1} = 0$$

$$(m_b R_2) L \sin \theta_5 = 801004 \dots\dots\dots [4.6]$$

Dari persamaan 4.5 dan 4.6 akan diperoleh posisi angular dan berat *counterweight mass* pada bidang pembalance I yakni :

$$\tan \theta_5 = \frac{801004}{604098.95} = 1.3259482$$

$$\theta_5 = 52.977232^\circ$$

$$m_b = \frac{\sqrt{(604098.95)^2 + (801004)^2}}{480} = 0.7887312 \text{ kg}$$

Tabel 4.2 Perhitungan total momen pada bidang pembalance II

Perhitungan Total momen pada plane 2						
Plane	m	Radius	R	Ø	meLcosØ	meLsinØ
2	0.286	420	1940	139.3	-176670.17	151960.3
2	1.14	480	800	237.8	-233271.92	-370430
2	ma	420	2650	Ø6	$\sum M_{p2}$	$\sum M_{p2}$
SUM					-409942.09	-218469

Dilakukan hal yang sama untuk memperoleh *counterweight mass* pada bidang pembalance 2 .

Sehingga dari tabel 4.2 akan diperoleh :

$$\sum M_{p2} = 0$$

$$(m_a R_1) L \cos \theta_6 = 409942.09 \dots \dots \dots [4.7]$$

$$\sum M_{p2} = 0$$

$$(m_a R_1) L \sin \theta_6 = 218469 \dots \dots \dots [4.8]$$

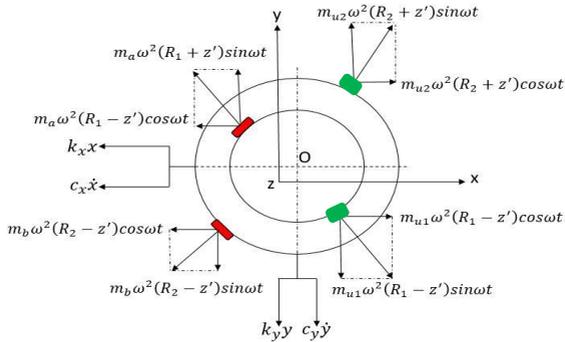
Dari persamaan 4.7 dan 4.8 akan diperoleh posisi angular dan berat *counterweight mass* pada bidang pembalance II yakni :

$$\tan \theta_6 = \frac{218469}{409942.09} = 0.532927$$

$$\theta_6 = 28.054358^0$$

$$m_a = \frac{\sqrt{(409942.09)^2 + (218469)^2}}{420} = 0.3651908 \text{ kg}$$

3.12 4.4 Pemodelan dan Simulasi Rotor dengan penambahan massa *balancing*



Gambar 4.13 *Freebody* diagram rotor pada koordinat translasi dengan *initial unbalance* m_{u1} , m_{u2} dan *counterweight* mass m_a dan m_b .

Dari *freebody* diagram pada gambar 4.13 maka dapat diturunkan persamaan gerak pada koordinat translasi :

- Gaya-gaya ke arah sumbu x :

$$\sum F_x = 0 \rightarrow$$

$$(F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t + (F_a + F_b) \cos \omega t - M\ddot{x} - c_x \dot{x} - k_x x = 0$$

$$M\ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = (F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t + (F_a + F_b) \cos \omega t$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} [-c_x \dot{x} - k_x x + (F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t + (F_a + F_b) \cos \omega t] \dots \dots \dots [4.9]$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [-c_x \dot{x} - k_x x + (F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t + (F_a + F_b) \cos \omega t]$$

- Gaya-gaya ke arah sumbu y :

$$\sum F_y = M\ddot{y} \uparrow$$

$$(F_{u1} + F_{u2})\sin\omega t + (F_a + F_b)\sin\omega t - M\ddot{y} - C_y\dot{y} - K_y y$$

$$M\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y = (F_{u1} + F_{u2})\sin\omega t + (F_a + F_b)\sin\omega t$$

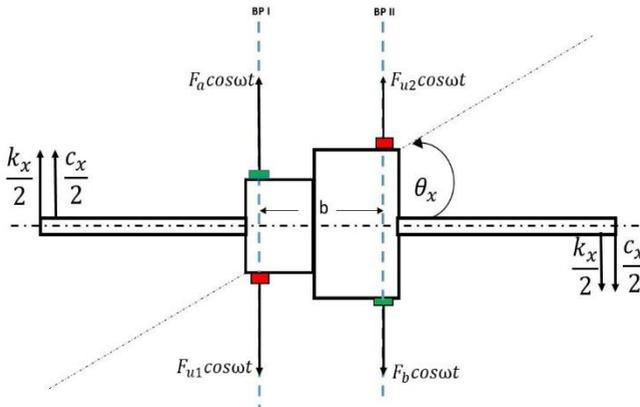
$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-c_y\dot{y} - k_y y + (F_{u1} + F_{u2})\sin\omega t + (F_a + F_b)\sin\omega t] \dots\dots [4.10]$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [-c_y\dot{y} - k_y y + (F_{u1} + F_{u2})\sin\omega t + (F_a + F_b)\sin\omega t]$$

Dari gambar 4.14 dan 4.15 diperoleh persamaan gerak secara rotasi pada koordinat angular θ_x dan θ_y .



Gambar 4.14 *Freebody* diagram balance rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_x di bidang X

- Total momen kopel yang bekerja pada koordinat θ_x .

$$\sum J\ddot{\theta}_x = 0$$

$$(Fu_1 + Fu_2)(b)\cos\omega t + (F_A + F_B)(b)\cos\omega t - J\ddot{\theta}_x - k_x\theta_x l^2 - c_x\dot{\theta}_x l^2 = 0$$

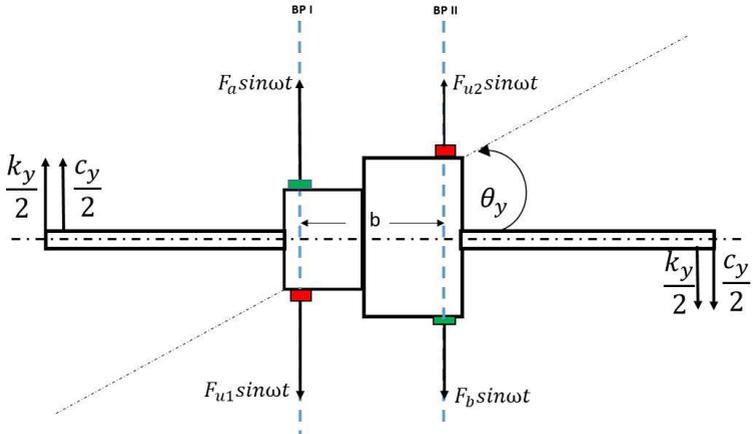
$$J\ddot{\theta}_x + c_x\dot{\theta}_x l^2 + k_x l^2 = (Fu_1 + Fu_2)(b)\cos\omega t + (F_A + F_B)(b)\cos\omega t \dots\dots[4.11]$$

$$\ddot{\theta}_x = \frac{1}{J}[-c_x\dot{\theta}_x l^2 - k_x\theta_x l^2 + (Fu_1 + Fu_2)(b)\cos\omega t + (F_A + F_B)(b)\cos\omega t]$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

$$\dot{\theta}_x = \omega$$

$$\dot{\omega}_x = \frac{1}{J}[-c_x\dot{\theta}_x l^2 - k_x\theta_x l^2 + (Fu_1 + Fu_2)(b)\cos\omega t + (F_A + F_B)(b)\cos\omega t]$$



Gambar 4.15 Freebody diagram balance rotor dengan koordinat perpindahan angular θ_y di bidang Y-Z

- Total momen kopel yang bekerja pada koordinat θ_y .

$$\sum J\ddot{\theta}_y = 0$$

$$(Fu_1 + Fu_2)(b)\sin\omega t + (F_A + F_B)(b)\sin\omega t - J\ddot{\theta}_y - k_y\theta_y l^2 - c_y\dot{\theta}_y l^2 = 0$$

$$J\ddot{\theta}_y + c_y\dot{\theta}_y l^2 + k_y\theta_y l^2 = (Fu_1 + Fu_2)(b)\sin\omega t + (F_A + F_B)(b)\sin\omega t \dots [4.12]$$

$$\ddot{\theta}_y = \frac{1}{J} [-c_y\dot{\theta}_y l^2 - k_y\theta_y l^2 + (Fu_1 + Fu_2)(b)\sin\omega t + (F_A + F_B)(b)\sin\omega t]$$

Persamaan *state variable* dari persamaan diatas, yaitu:

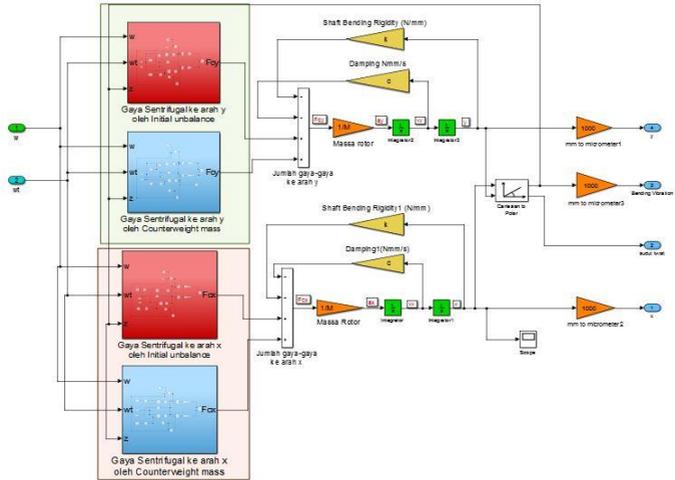
$$\dot{\theta}_y = \dot{\omega}_y$$

$$\dot{\omega}_y = \frac{1}{J} [-c_y\dot{\theta}_y l^2 - k_y\theta_y l^2 + (Fu_1 + Fu_2)(b)\sin\omega t + (F_A + F_B)(b)\sin\omega t]$$

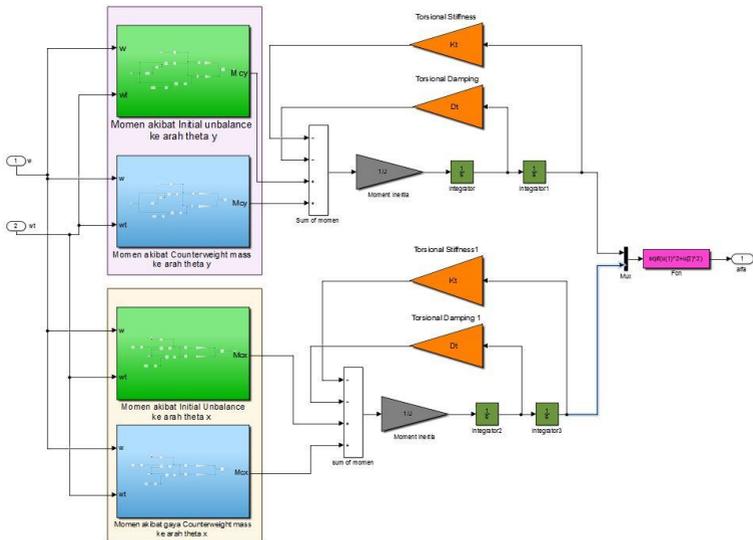
3.12.1 4.4.1 Diagram Blok *Balance Rotor* dengan

(*Counterweight Low –balancing* dan *Teoritis*)

Kondisi *balance* pada rotor dicapai apabila rotor seimbang secara statis dimana jumlah gaya-gaya sentrifugal yang bekerja sama dengan 0 dan seimbang secara dinamis dimana jumlah momen yang bekerja pada rotor juga bernilai 0. Dalam pembuatan blok diagram *balance* rotor, maka sistem rotor yang telah memiliki *initial unbalance* akan *ditambahkan counterweight mass* pada masing –masing *correction plane*-nya seperti yang ditunjukkan pada persamaan 4.9 sampai 4.12. Gambar 4.16 dan 4.17 menunjukkan blok diagram yang merepresentasikan *balanced* rotor.



Gambar 4.16 Subsystem *sum of Force* dari *balance rotor*



Gambar 4.17 Subsystem *sum of Moment* dari *balance rotor*

Subsistem gaya dan momen yang dibangkitkan oleh *counterweight mass* memiliki pola blok diagram yang sama seperti yang ditunjukkan oleh gambar 4.8, 4.9, 4.10 dan 4.11. Dimana parameter yang diganti adalah berat *counterweight mass* baik dari data *low-balancing* maupun balancing teoritis serta posisi radial dari masing-masing *counterweight mass*. Berikut adalah parameter *counterweight mass* yang digunakan dalam simulasi *balance* rotor.

Tabel 4.3 Parameter balancing rotor data *maintenance low-balancing* turbin unit 1 PLTU AMURANG dan balancing teoritis.

Parameter	Data <i>Low-Balancing</i>	Balancing Teoritis
<i>Counterweight</i> dibidang 1 ,ma (kg)	0.00957	0.79
Posisi angular dibidang I (<i>degree</i>)	152.4 ⁰	52.98 ⁰
<i>Counterweight</i> dibidang 2 ,mb (kg)	0.0182	0.365
Posisi angular dibidang II (<i>degree</i>)	168.7 ⁰	28.05 ⁰

BAB V

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari rotor pada 3 kondisi yaitu kondisi rotor dengan *Initial unbalance*, kondisi balance rotor dengan *counterweight mass* dari data *low balancing* dan kondisi *balanced* rotor dengan *counterweight mass* dari balancing teoritis. Setelah blok diagram dari masing-masing kondisi dari sistem rotor dibuat, maka hal pertama yang dilakukan adalah mensimulasikan kondisi rotor dengan *initial unbalance* dengan parameter yang telah ditunjukkan pada tabel 3.1. Kemudian sistem ditambahkan *counterweight mass*, dimana terdapat 2 proses dalam penambahan *counterweight mass*, yakni nilai *counterweight mass* dari data *low balancing* lalu *counterweight mass* dari balancing teoritis, dengan parameter yang ditunjukkan pada tabel 4.3. *Output* dari seluruh simulasi yang akan dibahas adalah respon perpindahan translasi rotor pada sumbu x dan y, respon bending yang terjadi pada poros fleksibel rotor, respon sudut *twist*, respon total perpindahan angular rotor, respon orbit rotor dan respon gaya yang bekerja pada *bearing*. Untuk melihat besarnya penurunan amplitudo vibrasi setelah sistem di balancing, maka akan ditampilkan juga besarnya respon kecepatan getaran dari *balance* rotor yang kemudian dibandingkan dengan standar level vibrasi menurut **ISO 10816-2**.

3.13 5.1 Standar Level Vibrasi ISO 1086-2

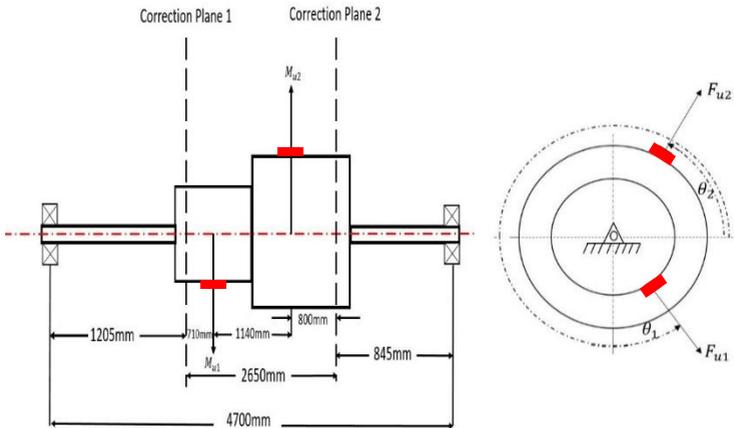
ISO 10816-2 merupakan standar yang digunakan pihak **PT.PJB Service** sebagai acuan evaluasi monitoring terhadap level vibrasi pada *steam turbine* dalam satuan *RMS velocity*. Setiap level getaran dibagi menjadi beberapa zona berdasarkan tingkat keparahan dan maksimum putaran kerja, seperti yang ditunjukkan tabel 5.1

Tabel 5.1. *Vibration Severity Chart ISO 10816-2*

ISO 10816-2 Steam Turbines And Generators

Velocity mm/s (RMS)	Speed (RPM)	
	1500	3000
11.8	Damage Occurs	
10		
8.5	Restricted Operation	
7.5		
5.3	Unrestricted Operation	
3.8		
2.8	Newly Commissioned	

3.14 5.2 Analisa Respon Dinamis *Unbalance Rotor*



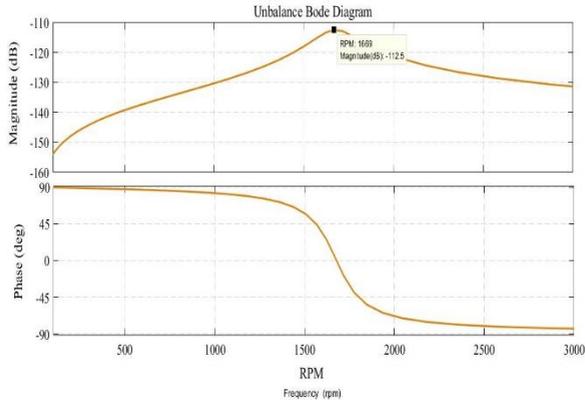
Gambar 5.1 Skema Rotor dengan *Initial Unbalance* pada bidang pembalance I dan II

Pada gambar 5.1 dapat dilihat skema dari distribusi *Initial Unbalance* pada bidang pembalance I dan pembalance II *steam turbin*. Parameter yang di inputkan pada blok diagram *unbalance rotor* adalah sebagai berikut:

Tabel 5.2 Parameter input *Initial Unbalance*

M_{u1}	Angle	M_{u2}	Angle
0.286 kg	139.3 ⁰	1.14kg	237.8 ⁰

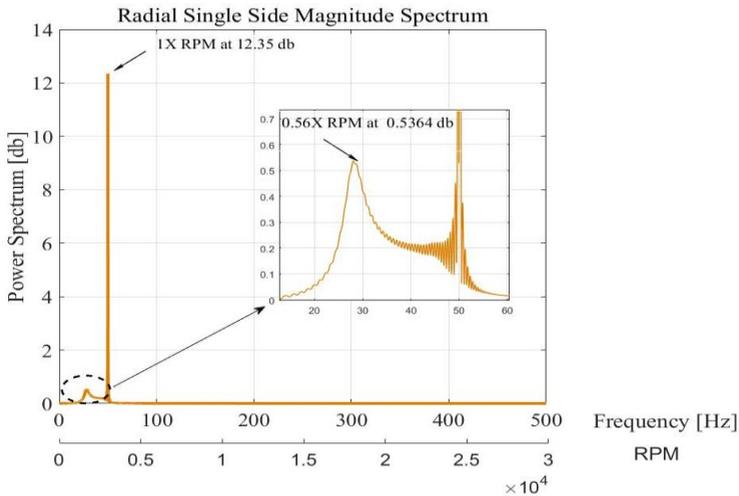
Setelah disimulasikan maka respon diplotkan dalam bentuk grafik seperti yang ditunjukkan dibawah ini



Gambar 5.2 Grafik *bode* diagram dari *Unbalance* rotor.

Diagram *bode* pada rotor dinamis digunakan untuk menganalisa transien respon pada system, gambar 5.2 menunjukkan plot *bode* diagram pada *unbalance* sistem, sumbu *magnitude* menunjukkan besarnya amplitudo dalam ratio antara sinusoidal *input* yakni eksitasi *unbalance* dan sinusoidal *output* dari rotor dalam skala *logaritmik*. *Phase* menunjukkan beda *phase* antara *input* dan *output* sistem. Dari gambar terlihat pada saat frekuensi putaran rotor meningkat maka nilai *magnitude* pada sistem juga bertambah hingga mencapai pada *peak* maksimum pada frekuensi tertentu, dari gambar terlihat *peak* maksimum terjadi pada 1699 RPM yang berarti pada frekuensi ini rotor akan mengalami resonansi atau telah tercapainya putaran kritis. Setelah melewati frekuensi ini, nilai *magnitude* turun. Tinggi rendahnya nilai *peak* sangat bergantung dengan besar dan tidaknya nilai

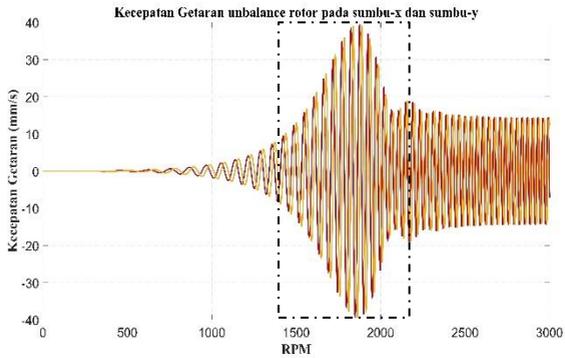
damping pada sistem. Saat frekuensi putaran rotor rendah, perbedaan *phase* terlihat sangat kecil yang berarti sinyal *input* dan *output* hampir memiliki bentuk dan pola yang sama dalam siklusnya. Setelah frekuensi putaran rotor meningkat mendekati atau pada saat natural frekuensi tercapai perbedaan *phase* terjadi sangat jelas yakni sebesar 90^0 valid *unbalance*.



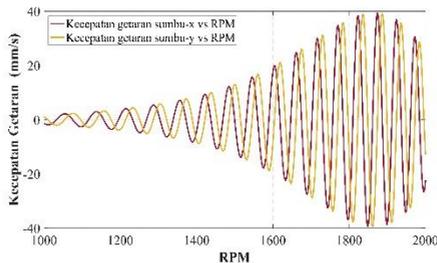
Gambar 5.3 Grafik spektrum arah radial *unbalance* rotor

Analisa spektrum getaran digunakan untuk mengetahui penyebab getaran pada sistem. Gambar (5.3) menunjukkan spektrum getaran rotor dimana *peak* pertama terjadi pada 28.06 Hz yang berarti pada frekuensi ini rotor mencapai range putaran kritisnya, kekuatan *sinosoidal* pada frekuensi ini berada pada nilai 0.5364db, kecilnya nilai *magnitude* sinyal mengacu pada singkatnya respon *transient* rotor saat bergetar dengan amplitudo puncak yakni pada *range* putaran kritis tercapai. *Peak* kedua terjadi pada frekuensi 50.06 Hz, dimana rotor mencapai kondisi *steady state* dengan beban putaran optimum konstan sebesar 3000RPM. Kekuatan *sinosoidal* pada frekuensi ini berada pada nilai dominan

12.35 db. *Magnitude* sinyal ini mengindikasikan panjangnya durasi *steady state* rotor di 1x RPM yang menyatakan sumber getaran rotor yang *valid* akibat kondisi *unbalance* saat rotor berputar, *peak* dominan pada spektrum getaran *unbalance* akan terjadi pada 1 x RPM yang artinya *peak* ini akan muncul sekali dalam 1 siklus operasional rotor pada 3000 RPM.



(a)

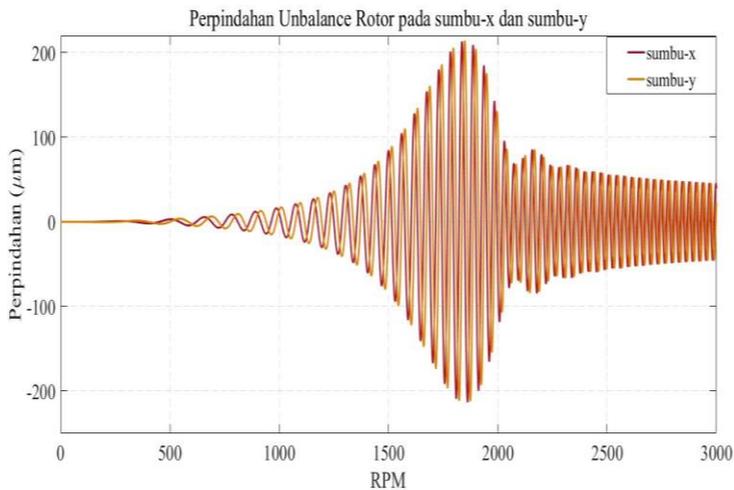


(b)

Gambar 5.4 (a) Grafik kecepatan getaran *unbalance* rotor pada sumbu-x dan sumbu-y versus RPM. (b) Zoom grafik kecepatan getaran.

Gambar 5.4 menunjukkan respon getaran pada sumbu-x dan sumbu-y, terlihat pada gambar sebelah kiri terlihat perbedaan *sinusoidal* pada sumbu-x dan sumbu-y sebesar 90 derajat.

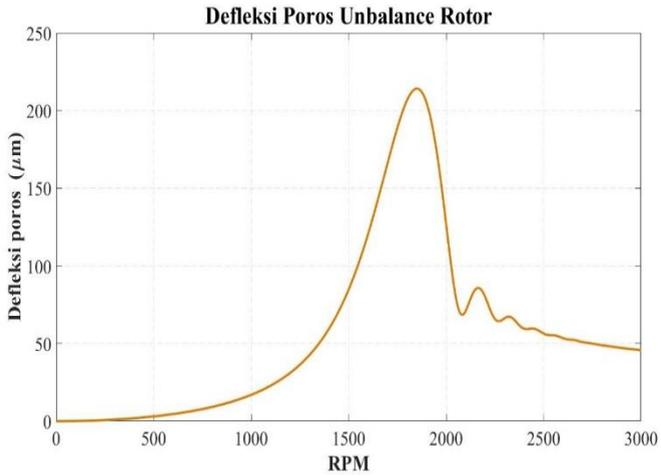
Berdasarkan nilai evaluasi getaran RMS ISO 10816-2. Maka getaran rotor termasuk pada zona ***restricted operation – damage occurs***, dimana nilai amplitudo *RMS* yang dihasilkan dari sumbu x dan y berkisar pada nilai 10.72 mm/s , pada zona ini getaran yang terjadi pada seluruh sistem sudah terlalu tinggi apabila rotor diteruskan beroperasi pada *range* waktu yang lebih lama maka akan terjadi kerusakan fatal pada struktur *steam turbine*.



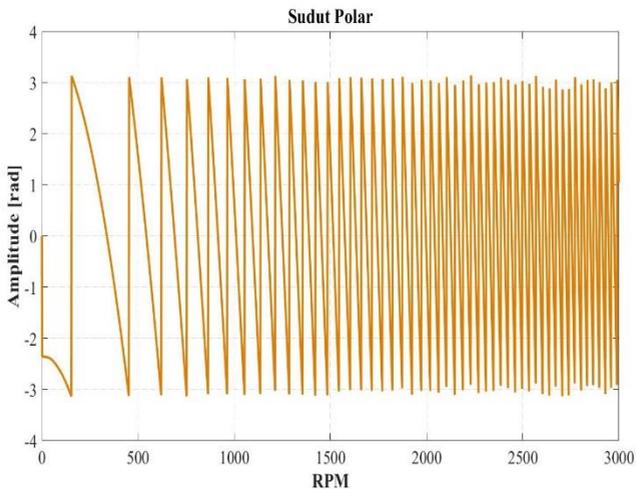
Gambar 5.5 Grafik Perpindahan rotor pada sumbu-x dan sumbu-y

Gambar 5.5 menunjukkan respon perpindahan rotor pada sumbu-x dan sumbu-y. Grafik perpindahan rotor terlihat vibrasi dominan pada kedua sumbu x dan y dimana amplitudo puncak yang dibangkitkan mencapai nilai $213,2\mu\text{m}$ dan $214,1\mu\text{m}$ pada 1836 RPM (1.222s) dan 1849 RPM (1.231s). Tingginya nilai amplitudo pada sumbu x dan y disebabkan oleh putaran kerja yang mencapai natural frekuensi atau putaran kritis sistem rotor itu sendiri sehingga rotor akan mulai beresonansi dan tercapai defleksi maksimum pada poros. Dengan *set alarm high-high* yang terkalibrasi pada titik pengukuran radial perangkat **TSI** turbin sebesar $150\mu\text{m}$ dan *trip* pada $250\mu\text{m}$, maka proteksi vibrasi tinggi

sudah menyala yang akan menyebabkan turbin *trip* secara otomatis untuk mencegah terjadinya kerusakan struktur yang fatal.



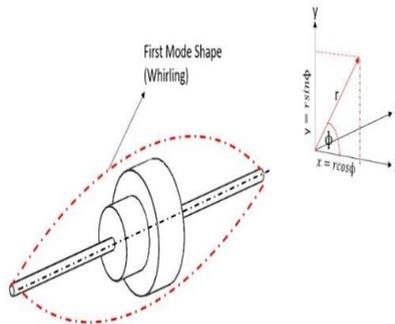
(a)



(b)

Gambar.5.6 (a) Grafik bending poros, dan (b) grafik sudut polar

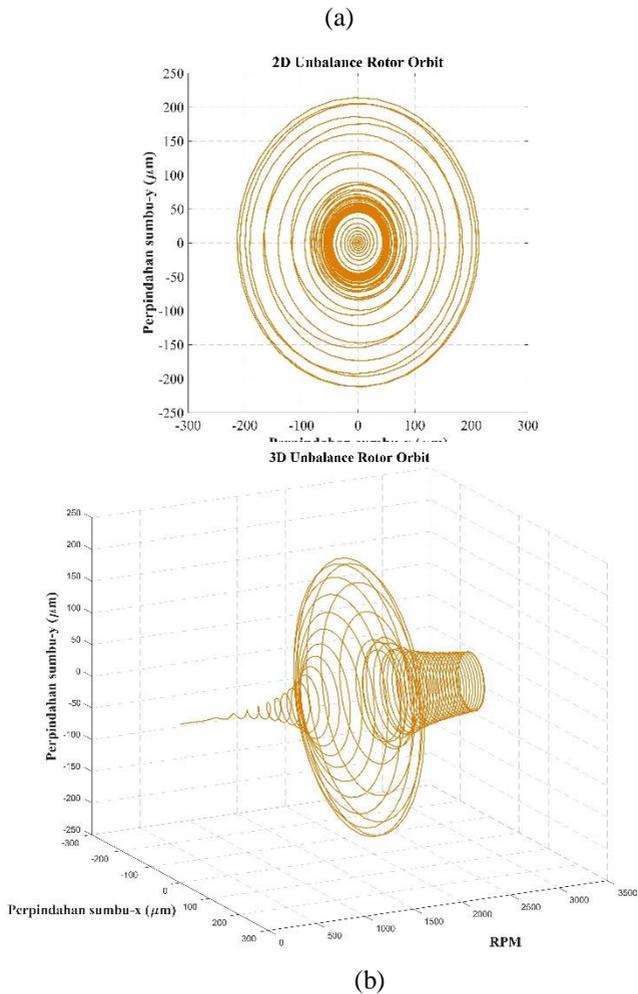
Gambar 5.6 (a) menunjukkan defleksi dari poros dalam fungsi RPM yang diberikan. Defleksi yang terjadi terlihat mengikuti pola pembebanan yang diberikan yakni linier meningkat sampai pada akhirnya mencapai *range* resonansinya sehingga muncul *peak* tinggi pada $214.2\mu\text{m}$. Setelah melewati *range* putaran kritisnya amplitudo defleksi poros turun hingga rotor mencapai putaran maksimumnya. Gambar 5.6 (b) menunjukkan grafik sudut *polar* yang merupakan hasil dari nilai *inverse tangent* dari perpindahan sumbu y dan x, dimana dari grafik dapat diketahui bahwa saat terjadinya defleksi poros, rotor sudah memasuki mode *whirling* atau rotor berputar-putar disekitar sumbu putarnya dengan arah CW (*Clockwise*) dilihat dari pola sudut *polar* dimana rotor bergerak menuju sumbu negatif -3 rad lalu menuju $+3\text{ rad}$ pada frekuensi putaran rotor yang rendah kemudian berisolasi dengan pola yang sama dengan frekuensi yg lebih tinggi seiring dengan putaran rotor ditingkatkan. Arah *whirling* dari rotor berlawanan arah dengan putaran rotor sendiri yakni CCW (*Counterclockwise*), sehingga mode *whirling* yang terjadi disebut *backward whirling*.



Gambar 5.7 Konversi kartesian menjadi orbit

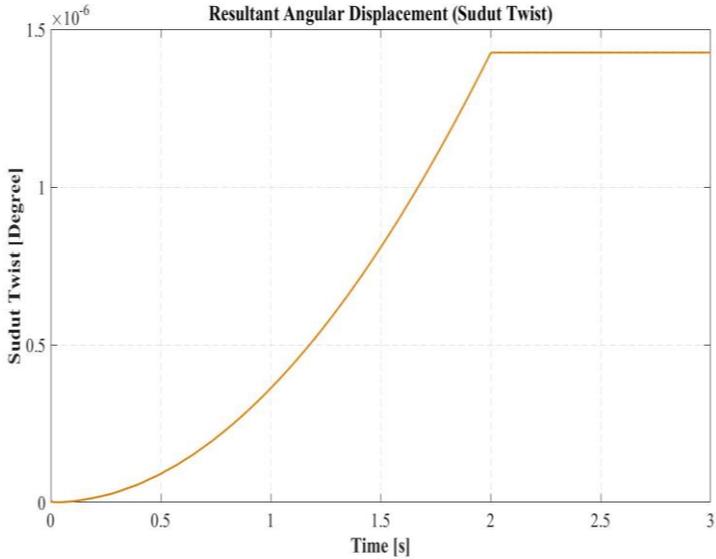
Gambar 5.7 menunjukkan hubungan antara sudut *polar* dan defleksi rotor, dimana ϕ menunjukkan sudut polar dan r menunjukkan besarnya defleksi rotor yang diperoleh dari resultan perpindahan dari sumbu y dan sumbu x. Besarnya nilai r akan

memberikan informasi jari-jari dari orbit yang dibentuk rotor, sedangkan besarnya ϕ akan memberikan informasi bagaimana arah *whirling* dari orbit rotor.



Gambar 5.8. (a) Grafik 2D orbit *unbalance* rotor, (b) grafik 3D orbit *unbalance* rotor

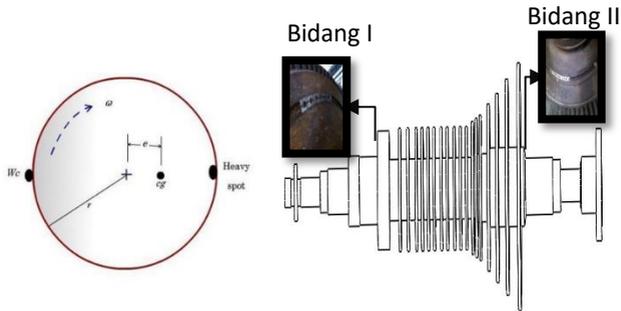
Gambar 5.8 (a) menunjukkan orbit dari rotor pada bidang X dan Y dengan diameter maksimum sebesar $400 \mu\text{m}$. Informasi yang lebih banyak diberikan oleh gambar 5.8 (b) dimana rotor diplot dalam 3 dimensi dengan memodifikasi sumbu-z rotor dalam skala RPM. Dari gambar 5.8 (b) terlihat dari pembebanan awal, rotor mengorbit dengan diameter yang kecil kemudian berangsur-angsur membesar proposional dengan kenaikan beban. Lalu pada saat rotor mencapai *range* putaran 1000 sampai 2000 RPM, rotor memasuki fase *whirling mode* yang menunjukkan terjadinya resonansi pada sistem, dimana frekuensi eksitasi mendekati frekuensi pribadi dari sistem, akibat dari resonansi ini akan memaksa poros untuk berdefleksi lebih besar lagi pada koordinat radial dan tangensialnya sehingga rotor terlihat berputar-putar pada sumbu tengah *bearing* dan memperbesar diameter dari orbitnya sendiri. Amplitudo sudut *polar* pada rotor mula-mula bergerak berada pada zona negatif kemudian berangsur-angsur menuju zona positif dan berisolasi dengan pola yang sama, hal ini menunjukkan *whirling mode shape* pada rotor memiliki arah putaran yang berlawanan dengan arah putaran rotor sendiri atau *backward whirling*. Setelah melewati putaran kritisnya, diameter orbit rotor mulai mengecil lalu konstan pada $50\mu\text{m}$, mengingat hal ini terjadi saat rotor sudah mencapai beban optimumnya pada 3000RPM.



Gambar 5.9. Grafik resultan perpindahan angular *unbalance* rotor

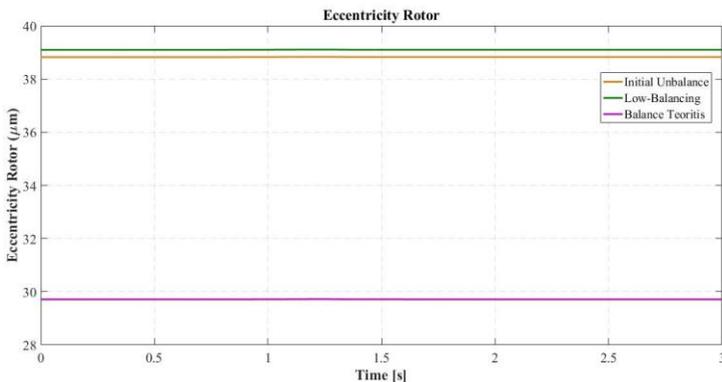
Gambar 5.9 menunjukkan grafik resultan perpindahan angular dari *unbalance* rotor, dari grafik terlihat perubahan sudut dalam *degree* bergerak pada frekuensi putaran rotor rendah terus meningkat hingga *steady* ketika rotor mencapai frekuensi kerjanya. Kecilnya nilai sudut yang terbentuk disebabkan oleh tidak adanya efek *gyroscope* yang dipertimbangkan muncul dalam sistem.

3.15 5.3 Analisa Respon Dinamis Balance Rotor



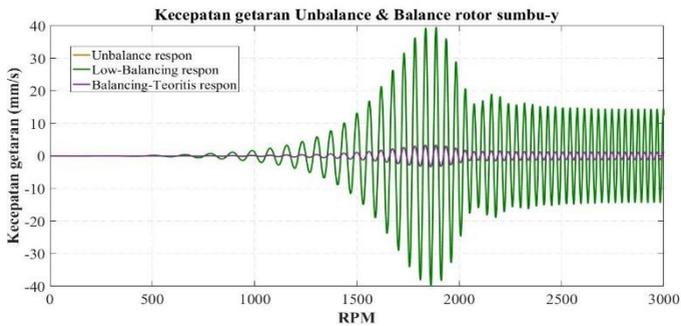
Gambar 5.10 *Eccentricity* pada *unbalance* rotor serta penempatan *counterweight balancing* pada *bidang I* dan *bidang II*

Gambar 5.10 menunjukkan model rotor sederhana dengan posisi penempatan *counterweight* pada bidang I dan bidang II. Setelah seluruh respon dinamis dari kondisi *unbalance* rotor diketahui, maka selanjutnya dilakukan analisa balancing dengan dua pasang *counterweight* yaitu : *counterweight* dari hasil *low-balancing* dan *balancing* secara teoritis.

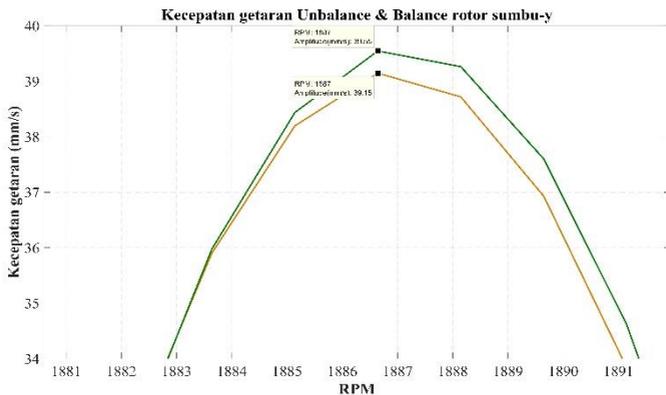


Gambar 5.11 *Eccentricity* pada rotor sebelum dan sesudah di *balancing*.

Gambar 5.11 menunjukkan besarnya *eccentricity* rotor, dimana *eccentricity* merupakan besaran skalar yang menunjukkan pergeseran sumbu rotor terhadap sumbu putarnya. Pada kondisi *unbalance eccentricity* rotor berada pada angka $38.82\mu\text{m}$, setelah di *balancing*, terlihat hasil *balancing* dari data *low-balancing* menunjukkan nilai *eccentricity* justru lebih besar dari kondisi *unbalance*-nya yakni sebesar $39.1\mu\text{m}$. Sedangkan pada *balancing* teoritis, terlihat nilai *eccentricity* rotor drop pada angka $29.71\mu\text{m}$.



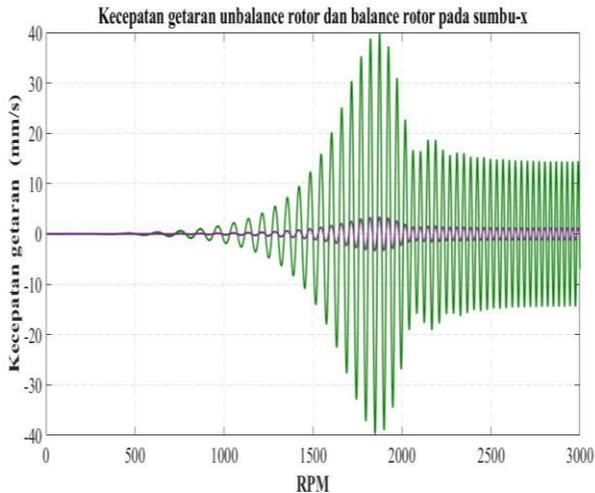
(a)



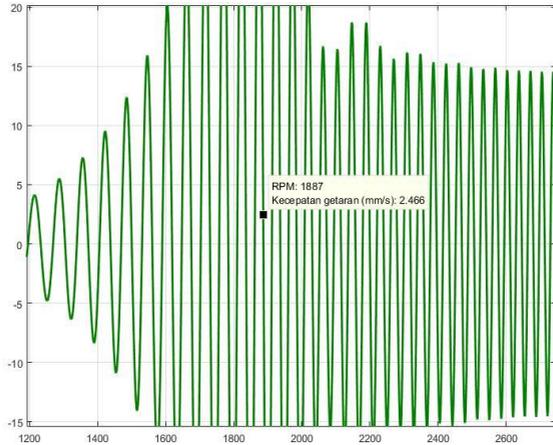
(b)

Gambar 5.12 (a) Grafik kecepatan getaran *unbalance* dan *balanced* rotor pada sumbu-y, (b) *Zoom* grafik pada RPM 1887

Gambar 5.12 (a) menunjukkan respon kecepatan getaran gabungan dari kondisi *unbalance*, *low balancing* dan balancing teoritis pada sumbu-y. Terlihat dari grafik bahwa perbedaan antara hasil *low-balancing* dan balancing teoritis terlihat jelas dimana pada RPM yang sama sebesar 1887 respon amplitudo rotor setelah *low-balancing* mencapai puncak dengan nilai 39.55mm/s , sedangkan respon rotor setelah di balancing teoritis mencapai puncak sebesar 3.373mm/s . Respon *unbalance* tidak terlihat pada gambar 5.12 (a) dikarenakan sangat berhimpit dengan nilai *low-balancing*. Gambar 5.12(b) menunjukkan perbesaran yang dilakukan pada grafik 5.12 (a) yang fokus pada puncak dimana frekuensi resonansi terjadi ,dimana garis coklat merupakan respon dari *unbalance* rotor, lalu garis hijau tua merupakan respon dari rotor *low-balancing* pada RPM yang sama yakni sebesar 1887 terlihat perbedaan yang sangat kecil dimana puncak amplitudo pada *unbalance* rotor sebesar 39.15mm/s sedangkan pada *low-balancing* sebesar 39.55 mm/s atau dengan kata lain amplitudo rotor setelah di *low-balancing* dominan sebesar 0.40 mm/s dari kondisi *initial unbalance*-nya.



(a)

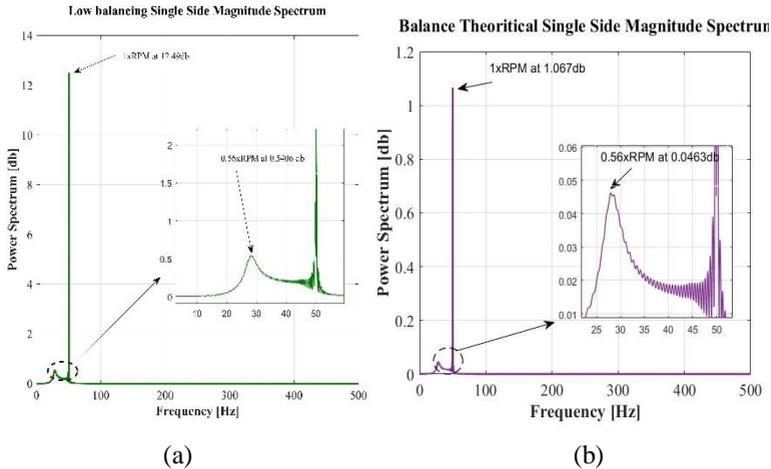


(b)

Gambar 5.13 (a) Grafik kecepatan getaran *unbalance* dan *balanced* rotor pada sumbu-x, (b) *Zoom* grafik pada RPM 1887

Gambar 5.13 menunjukkan respon kecepatan getaran *unbalance* dan *balance* rotor, dari grafik terlihat sangat kecil perbedaan antara respon yang dihasilkan dari sumbu -x maupun sumbu-y. Seperti yang telah dibahas pada grafik 5.4 bahwa respon pada sumbu x yang berkorespondensi dengan nilai *cos* dari posisi sudut pada masing-masing *heavy spot* pada sistem akan bersimpang sebesar 90^0 dengan nilai *sin* dari posisi sudut masing-masing *heavy spot*. Sehingga dari hal itu maka terlihat dari respon kecepatan getaran pada seluruh pengkondisian yang diberikan akan memiliki simpangan pada respon yang dihasilkan dari sumbu-x dengan sumbu-y. Dari gambar 5.13(b) menunjukkan pengukuran pada RPM yang sama yakni 1887 respon pada sumbu-x terlihat menunjukkan amplitudo yang berbeda yakni sebesar 2.466 mm/s . Berdasarkan nilai evaluasi getaran **RMS ISO 10816-2** Maka getaran rotor saat parameter *low-balancing* diberikan, menunjukkan hasil simulasi getaran rotor masih berada pada zona ***restricted operation – damage occurs***, dimana nilai amplitudo

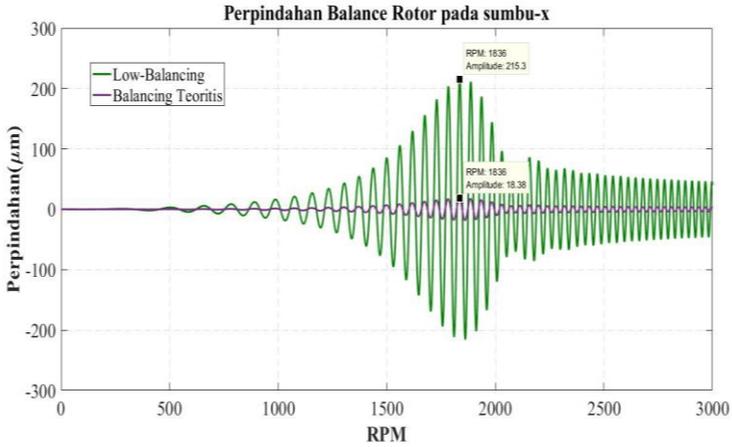
RMS yang dihasilkan dari sumbu x dan y berkisar pada nilai 10.84 *mm/s*, sehingga nilai *RMS* untuk *low balancing* masih berada pada *range* getaran tinggi. Namun saat parameter balancing teoritis diberikan, hasil simulasi menunjukkan nilai *RMS* sebesar 0.9 *mm/s*, hal ini menunjukkan level getaran rotor berada pada zona aman dibawah semua kriteria yang ditetapkan.



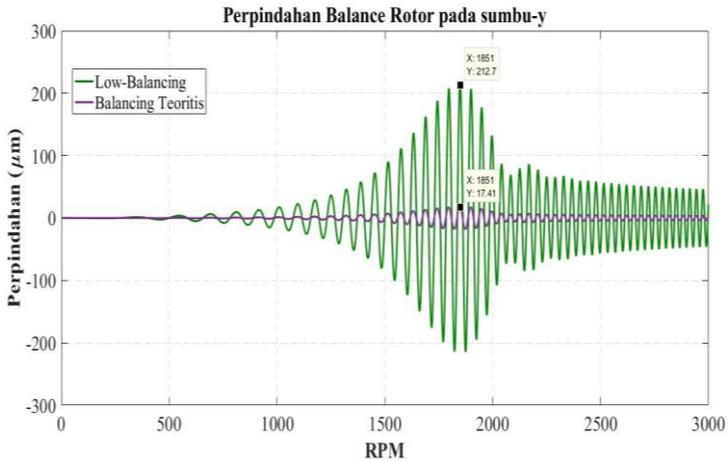
Gambar 5.14. (a) Grafik spektrum *Low-balancing*, (b) grafik spektrum balancing teoritis

Gambar 5.14 (a) dan (b) menunjukkan respon getaran *balance* rotor baik itu *low-balancing* maupun balancing teoritis pada frekuensi domain. Dari gambar 5.14 (a) terlihat *peak* dominan yang masih kuat pada 1xRPM sebesar 12.49 db, spektrum yang sama kuat dari *unbalance* respon pada angka 12.35 db. Namun saat rotor dibalancing secara teoritis terlihat hasil simulasi spektrum gambar 5.14 (b) yang turun dari skala grafik pada sumbu-y yang berada pada nilai 1.067db dengan order yang sama. Hasil seluruh respon menunjukkan pola yang sama meskipun memiliki nilai puncak berbeda-beda, dimana saat rotor mencapai respon transiennya terdapat puncak-puncak kecil pada 0.56x RPM yang menunjukkan singkatnya durasi respon *transien* ini dalam

simulasi, sedangkan 3 puncak pada masing-masing kondisi rotor menunjukkan respon *steady state* rotor saat rotor mencapai putaran beban maksimumnya dengan durasi waktu yang lebih lama.



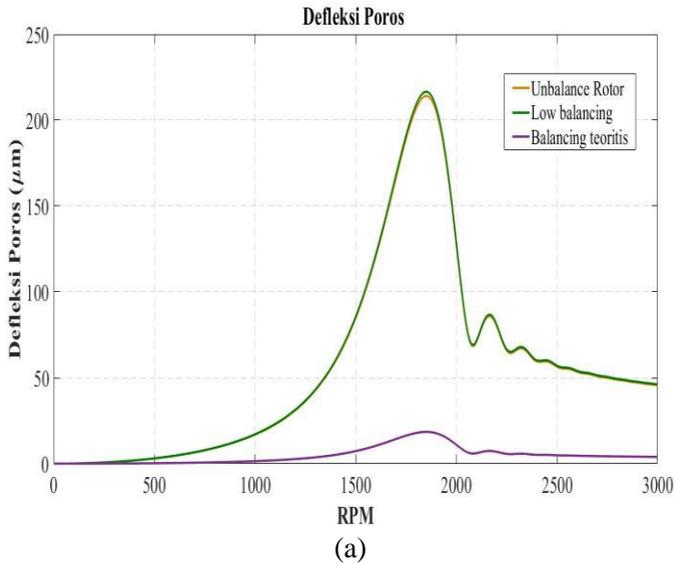
(a)

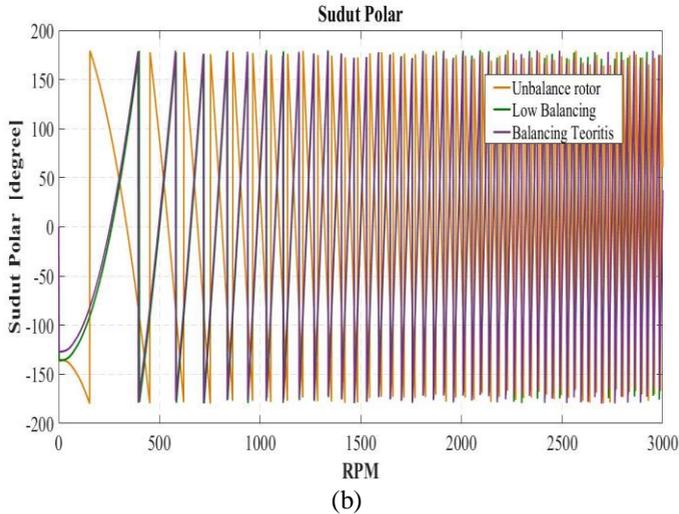


(b)

Gambar 5.15 (a) Grafik perpindahan *balance* rotor pada sumbu x, (b) grafik perpindahan *balance* rotor pada sumbu y.

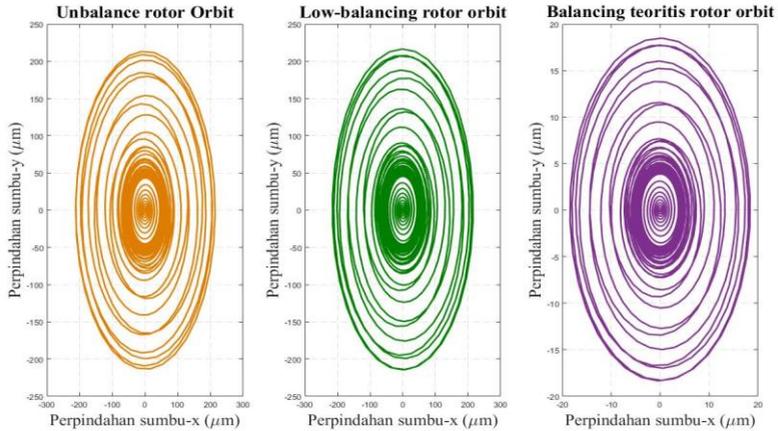
Gambar 5.15 (a) dan (b) menunjukkan respon perpindahan dari getaran rotor berdasarkan kondisi balancing yang di implementasikan pada *unbalance* rotor, yakni kondisi *low-balancing* dan balancing teoritis. Pada kedua sumbu pengukuran yakni sumbu horizontal dan vertikal terlihat respon rotor setelah di *low balancing* tampak masih memiliki amplitudo getaran yang melebihi *setting alarm TSI turbine* yakni sebesar $150\mu\text{m}$, terlihat dari sample beban putaran dimana terjadinya puncak frekuensi yakni 1836 RPM pada respon sumbu-x menunjukkan amplitudo perpindahan rotor setelah di *low-balancing* sebesar $215.3\mu\text{m}$ sedangkan setelah di balancing teoritis turun sebesar $18.38\mu\text{m}$. Begitu juga halnya dengan respon pada sumbu-y dimana sample 1851 RPM hasil *low-balancing* menunjukkan amplitudo sebesar $212.7\mu\text{m}$ sedangkan pada setelah di balancing teoritis turun pada $17.41\mu\text{m}$.





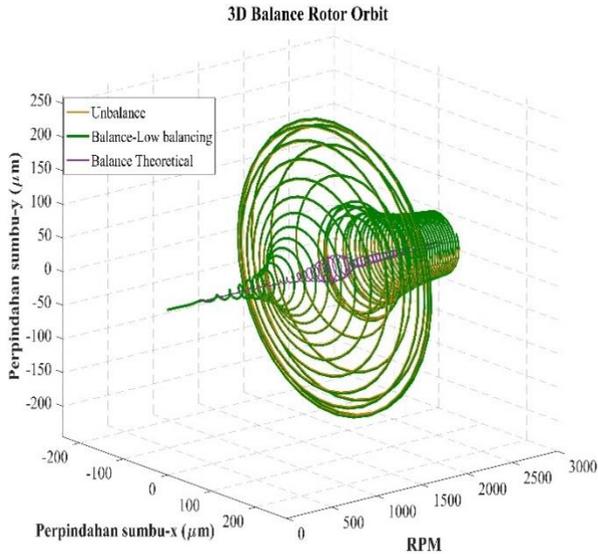
Gambar. 5.16 (a) Grafik defleksi *balance* rotor, (b) grafik sudut polar *balance* rotor

Dari gambar 5.16 (a) terlihat defleksi yang terjadi pada poros dengan masing-masing kondisi yang diberikan. Respon *low-balancing* dan *unbalance* masih terlihat *superimpose* dimana perbedaan yang jelas hanya terjadi pada puncak, dimana defleksi maksimum terjadi pada respond *low-balancing* tercapai pada $216.6 \mu\text{m}$ sedangkan kondisi *initial unbalance* memiliki defleksi poros maksimum pada $214.2 \mu\text{m}$, atau dengan kata lain respon *low-balancing* dominan sebesar $2.4 \mu\text{m}$. Respon sudut polar menunjukkan terjadinya *lag phase* pada sistem dimana puncak pertama pada sudut *whirling* dari rotor setelah di *balance* tercapai setelah di dahului oleh respon *unbalance*. Fenomena *lag phase* seperti ini hanya bisa diamati apabila sistem disimulasikan secara *real time*, sehingga dapat dilihat *orbital trajectory* pada masing kondisi-kondisi ketika bergerak bersama-sama dengan lintasan yang dipetakan dari hasil konversi nilai defleksi poros dan arah orbit melalui sudut polar.



Gambar 5.17 Grafik 2D Orbit *Unbalance* dan *Balanced* rotor

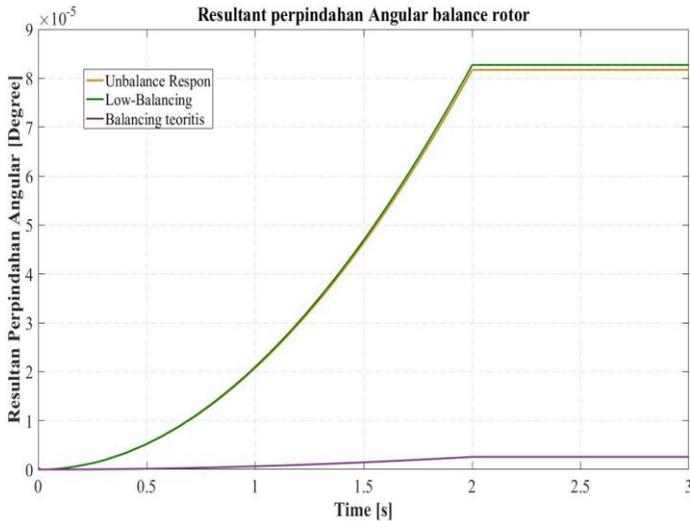
Gambar 5.17 menunjukkan orbit 2D dari 3 pengkondisian yang diberikan pada sistem, terlihat dari gambar bahwa kondisi *unbalance* dan *low-balancing* memiliki diameter orbit yang tidak jauh berbeda masih berkisar $200\mu\text{m}$ pada skala perpindahan disumbu-y dan sumbu-x, sedangkan pada gambar orbit balancing teoritis diameter orbit turun hampir sepersepuluh dari 2 kondisi sebelumnya dimana maksimum diameter orbit rotor kini menjadi kurang dari $20\mu\text{m}$. Untuk memperoleh gambaran singkat tentang bagaimana orbit rotor bergerak berdasarkan fungsi frekuensi kerja, maka orbit rotor perlu di plotkan dalam grafik 3D, dengan memodifikasi sumbu-z sebagai skala frekuensi kerja dalam (RPM).



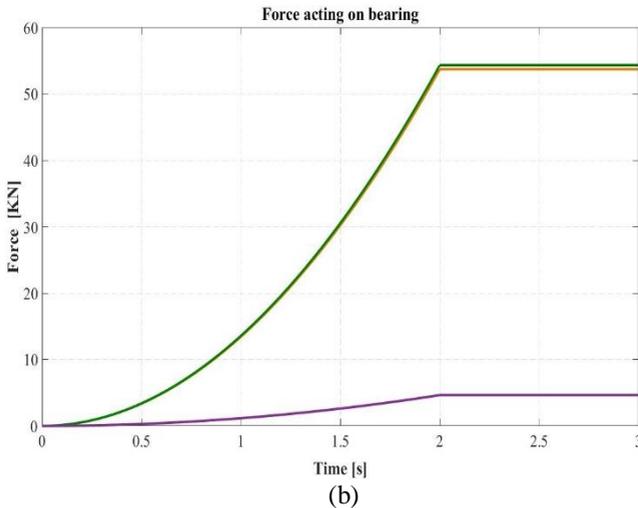
Gambar 5.18 Grafik 3D orbit *unbalance* dan *balance* rotor

Gambar 5.18 menunjukkan plot 3D dari ketiga pengkondisian yang diberikan pada sistem. Terlihat orbit dari *unbalance*, *low balancing* dan balancing teoritis memiliki pola yang sama namun dengan diameter orbit yang berbeda. Orbit rotor dimulai pada frekuensi pembebanan putaran yang rendah sehingga gaya eksitasi yang terjadi pada sistem belum cukup kuat untuk menciptakan efek *whirling* pada rotor, namun dengan seiring meningkatnya frekuensi pembebanan putaran terlihat gaya eksitasi pada *unbalance* dan *low-balancing* juga semakin tinggi sehingga memaksa poros rotor untuk berdefleksi maksimum pada arah radialnya, defleksi maksimum terjadi saat gaya eksitasi berhimpit dengan natural frekuensi sistem yang menyebabkan terjadinya resonansi. Setelah rotor mencapai beban maksimumnya orbit rotor secara perlahan turun dan konstan pada kondisi *steady*-nya.

Perbedaan sangat jelas terlihat adalah pada orbit rotor setelah dibalancing teoritis, dengan pembebanan yang sama rotor mengalami efek *whirling* yang kecil meskipun saat rotor mencapai putaran kritisnya yakni pada range 1500 sampai 2000 RPM. Amplitudo resonansi turun signifikan dan kemudian stabil setelah rotor melewati putaran kritisnya. Orbit dari *unbalance* dan *low-balancing* terlihat *superimpose*. Diameter orbit tertinggi pada kondisi *unbalance* dan *low-balancing* berada pada kisaran nilai $200\mu\text{m}$ pada range beban putaran mencapai 1500-2000 RPM, sedangkan setelah dibalancing teoritis diameter orbit turun pada kisaran nilai $20\mu\text{m}$.



(a)



Gambar 5.18 (a) Grafik resultan perpindahan *angular balance* rotor, (b) Grafik *Force Acting on Bearing*

Gambar 5.18 (a) menunjukkan resultan perpindahan angular *balance* rotor atau sudut *twist* yang terbentuk pada sistem. Nilai amplitudo yang terjadi signifikan kecil terlihat dari skala pada sumbu y pada grafik, hal ini disebabkan karena tidak ditinjau efek *gyroscope*. Efek *gyroscope* pada analisa rotor dinamis akan membangkitkan momen *gyroscope* yang merupakan hasil perkalian antara putaran angular rotor dengan polar *inertia* dari rotor. Namun pada penelitian kali ini momen puntir hanya dibangkitkan oleh momen aksi dari gaya sentrifugal oleh masing-masing *heavy spot* dikalikan dengan jarak antara bidang pembalance, dan momen reaksi yang diberikan oleh perkalian antara gaya yang bekerja pada *bearing* dengan panjang rotor yang dimodelkan. Gambar 5.18(b) menunjukkan gaya sentrifugal yang ditransmisikan dari rotor menuju *bearing*. Terlihat kenaikan transmisi gaya linier terhadap waktu, dimana waktu sendiri merupakan representasi dari kenaikan putaran kerja pada rotor. Saat 2 detik rotor mencapai putaran stabilnya sebesar 3000RPM,

dimana seluruh gaya ditransmisikan akan konstan. Titik konstan pada setiap kondisi berbeda-beda, pada saat rotor dikondisikan mengalami *unbalance* (garis coklat) terlihat titik konstan tercapai pada amplitudo 55KN. Namun setelah di balancing teoritis amplitudo konstan drop pada nilai 4.5KN.

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa pada rotor dengan 3 pengkondisian yakni *initial unbalance*, *low balancing* dan *balancing* teoritis, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. *Unbalance* merupakan salah satu sumber getaran yang disebabkan oleh keberadaan *heavy spot* pada sistem sehingga hal tersebut akan menyebabkan bergesernya sumbu geometris sistem terhadap sumbu putarnya. Dengan tidak berhimpitnya sumbu geometris sistem dengan sumbu putarnya akan membangkitkan gaya sentrifugal. Besarnya gaya sentrifugal yang diciptakan merupakan kuadrat dari kecepatan putaran sistem, sehingga ketika putaran sistem mencapai 2 kali lipat maka gaya sentrifugal yang dibangkitkan mencapai 4 kali lipatnya. Sehingga dapat disimpulkan dari penelitian ini, adalah ketika beban putar ditingkat maka seluruh respon yang terjadi pada rotor akan meningkat hingga mencapai titik maksimum dimana eksitasi yang diberikan telah berhimpit dengan natural frekuensi sistem atau dengan kata lain sistem telah beresonansi, kemudian amplitudo respon akan turun perlahan setelah melewati fase kritis tersebut lalu konstan tepat saat rotor telah mencapai *operating speed* maksimum.
2. *Balancing* dapat dilakukan pada suatu sistem apabila dimensi dari sistem diketahui, lalu besar dan posisi *initial unbalance* pada sistem diketahui. Prosedur *balancing* secara teoritis dapat dengan menghitung seluruh gaya dan momen yang bekerja pada sistem atau hanya dengan menghitung momen yang bekerja pada masing-masing bidang pembalance yang dipilih.

3. Hasil balancing dengan menggunakan metode *low-balancing* dan balancing teoritis menunjukkan bahwa balancing teoritis berhasil menurunkan amplitudo rotor pada semua range pembebanan yang diberikan, sedangkan hasil *low-balancing* belum dapat menurunkan amplitudo getaran rotor

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk meninjau efek *gyroscope* pada sistem rotor.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk menganalisa perubahan putaran kritis dari sistem akibat *gyroscope* serta munculnya beberapa *mode shape whirling* pada sistem.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dr.Rajiv Tiwari.2008. **Analysis of Simple Rotor System**. India : Indian Institute of Technology Guwahati 781039.
- [2] Viliam, Pavel and Zoltan.2014. **Analysis of Balancing of Unbalance Rotors and Long Shafts using GUI MATLAB**. Slovakia: Technical University of Košice.
- [3] PJBS .2014.**Low Balancing Report**. Amurang: PLTU Amurang 2x25MW unit 1.
- [4] Nptel.2016. *Theory & Practice of Rotor Dynamics*, <http://nptel.ac.in/courses/112103024/11>.
- [5] **Laporan Praktikum Balancing 2013**. Laboratorium desain, Teknik Mesin ITS.
- [6] S.R.Agulel,D.P.Hujare.2015 **Experimental Study of Unbalance in shaft Rotor system using Vibration Signature Analysis**. India. Department of Mechanical Engineering, MIT Pune

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Idabagus Putu Putra Mahartana dilahirkan di Singaraja, 30 Oktober 1992 dengan keadaan yang harus sekolah.

Orang tua penulis yang sangat luar biasa sehingga menyebabkan anak-anaknya biasa-biasa saja. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD Mutiara, Singaraja pada tahun 1999-2005. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Negeri 1 Singaraja, pada tahun 2005-2008, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 1

Singaraja, pada tahun 2008-2011. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) .

Penulis pernah aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis pernah aktif menjadi anggota divisi *event* di ORMAWA MMC kemudian memilih untuk menonaktifkan diri dan itu disetujui. Motto hidup terkini penulis “ Yang menjadikanmu seperti dirimu saat ini adalah dirimu yang dulu yang menelan banyak gagal-gagalmu. Lalu hormatilah dia, dengan tak usah kau mengkhawatirkan dirimu bila gagal lagi. Khawatir lah bila kau tak mendapatkan kesempatan untuk mencoba lagi”

Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email ibppmahartana@gmail.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”