



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN KASUS UNBALANCE PADA
CENTRIFUGAL FAN SAAT SEBELUM DAN
SESUDAH PEMASANGAN DVA**

HILALIYAH NUR SHABRINA
NRP. 2111 100 105

Pembimbing:
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL ASSIGNMENT – TM141585

**MODELING THE UNBALANCED CASE OF
CENTRIFUGAL FAN BEFORE AND AFTER THE
DVA INSTALLATION**

HILALIYAH NUR SHABRINA
NRP. 2111 100 105

Supervisor:
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng.

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

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**PEMODELAN KASUS UNBALANCE PADA
CENTRIFUGAL FAN SAAT SEBELUM DAN SESUDAH
PEMASANGAN DVA**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

HILALIYAH NUR SHABRINA

NRP. 2111 100 105

Disetujui oleh Tim Pengaji Tugas Akhir :

- Dr. Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng. *[Signature]* (embimbing)
NIP. 197505111999031001
- Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. *[Signature]* (Pengaji I)
NIP. 197004121997032003
- Aida Annisa Amin Daman S.T., M.T. *[Signature]* (Pengaji II)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA

JULI, 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PEMODELAN KASUS UNBALANCE PADA CENTRIFUGAL FAN SAAT SEBELUM DAN SESUDAH PEMASANGAN DVA

Nama Mahasiswa : Hilaliyah Nur Shabrina
NRP : 2111100105
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur.,
S.T., M.Eng.

ABSTRAK

Di dalam operasi permesinan sering kali terjadi getaran. Hal ini disebabkan oleh satu dan berbagai hal, misal: unbalance, misalignment, kerusakan pada gear atau bearing, dst. Salah satu kasus unbalance terjadi pada Centrifugal Fan di PT. PJB Services PLTU Amurang. Kasus unbalance pada Centrifugal Fan ini dapat direduksi dengan beberapa cara, salah satunya yaitu dengan penambahan Dynamic Vibration Absorber (DVA). Tugas akhir ini bertujuan untuk mereduksi getaran dengan penambahan DVA dan mengetahui pengaruh perubahan massa DVA terhadap respon getaran yang dihasilkan dari simulasi Simulink MATLAB.

Dengan mengangkat kasus tersebut, hal pertama yang dilakukan untuk mengetahui tipikal DVA yang cocok untuk kasus unbalance ini adalah mensimulasikan getaran yang terjadi ketika Centrifugal Fan dalam keadaan unbalance. Setelah diketahui karakteristik getarannya, dilakukan perancangan DVA teredam dengan variasi massa DVA. Jika massa DVA bervariasi, maka nilai stiffness dan damping DVA akan berubah pula nilainya. Setelah parameter dari DVA dihitung, rancangan DVA tersebut disimulasikan dalam keadaan sudah terpasang pada sistem Centrifugal Fan. Kemudian karakteristik getaran dari hasil simulasi tersebut dibandingkan, saat sebelum dan sesudah pemasangan DVA. Seluruh parameter sistem Centrifugal Fan yang digunakan diperoleh dari PT. PJB Services PLTU Amurang. Dari data tersebut diperoleh nilai putaran kerja dari Centrifugal Fan

sebesar 2840 rpm dan nilai vibrasi tertinggi arah horizontal (sumbu x) sebesar 48.52 mm/sec. Sedangkan untuk massa DVA dihitung dari massa system. Nilai stiffness dan damping DVA pada tiap massa berbeda, tergantung pada tiap rumus perhitungannya.

Dari hasil simulasi pemasangan DVA pada Centrifugal Fan didapatkan bahwa getaran yang terjadi pada system tidak berkurang, mulai dari massa pertama hingga massa kelima. Bahkan, saat massa DVA yang dipasang bertambah besar, getaran yang terjadi pada system juga semakin besar. Hal ini dimungkinkan getaran yang terjadi karena kondisi unbalance pada sistem Centrifugal Fan tersebut tidak dapat direduksi dengan pemasangan DVA. Hal ini juga bertentangan dengan teori dan perumusan bahwa reduksi yang dialami saat system telah dipasang DVA kurang lebih sebesar 90%.

Kata kunci: *Dynamic Vibration Absorber, Getaran, Unbalance, Centrifugal Fan*

MODELING THE UNBALANCED CASE OF CENTRIFUGAL FAN BEFORE AND AFTER THE DVA INSTALLATION

Name	: Hilaliyah Nur Shabrina
NRP	: 2111100105
Department	: Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor Lecturer	: Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.

ABSTRACT

Sometimes there is a vibration inside a machine. This vibration caused by one thing and another, such as: unbalanced, misalignment, a damage on the gear or bearing and so on. The unbalanced case happened in Centrifugal Fan at PT. PJB Services PLTU Amurang. The unbalanced case in Centrifugal Fan can be reduced by several methods, one of them is by installing the Dynamic Vibration Absorber (DVA). This final assignment has a purpose to reduce the vibration by installing DVA and understanding the effect of DVA mass changes against vibration respond that is generated by simulation in Simulink MATLAB.

By lifting up this case, this final assignment is giving the solution to reduce the vibration which is caused by the unbalanced, by installing the DVA. The first thing to be done is to learn about the DVA type that matches for the unbalanced case and simulate the vibration when the Centrifugal Fan is unbalanced. After the vibration characteristic has been found, the next step is designing the damped DVA with the varied mass. If the DVA masses are varied, the stiffness and damping will change following the amount of the mass. After the parameter of the DVA has been calculated, the designs of the DVA are installed alternately on the Centrifugal Fan and simulate each of them. Then after the vibration characteristics as a result from the simulation have been collected, the vibration of the Centrifugal Fan will be compared on before and after the DVA installation. All of the parameters in the

Centrifugal Fan system that is used in this final assignment was obtained from PT. PJB Services PLTU Amurang. In the data, there is a working frequency of the Centrifugal Fan by 2840 rpm and the highest vibration on horizontal direction (X axis) is 48.52 mm/sec. For the value of the DVA mass was calculated from the Centrifugal Fan system mass. The values of the stiffness and damping of the DVA on each mass are different, they depend on the calculations.

In the result of the installation of the DVA on Centrifugal Fan was acquired that the vibration inside the system can not be reduced, even with the first until the fifth DVA mass. Moreover, the bigger the DVA mass that was installed on the Centrifugal Fan, the vibration in the system will get larger than before. It is possible that this phenomena happens because the vibration itself can not be reduced by installing the DVA. This phenomena also contradicted with the theories and formulas based on trusted references that the amount of reduced vibration on the system will be about 90% after the DVA installation.

Keywords: Dynamic Vibration Absorber, Vibration, Unbalanced, Centrifugal Fan

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadiran Allah Subhanahu wa Ta’ala, 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 bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT, tanpa rahmat, ridho dan bantuan-Nya, Tugas Akhir ini tidak akan selesai dan berguna bagi penulis. Alhamdulillaahirabbil ‘aalamiin.
2. Orangtua penulis, Ibu Faida Fatimiyah sekaligus sahabat dan guru pertama yang senantiasa mendoakan, memberikan semangat, nasihat dan selalu berusaha memberikan yang terbaik untuk penulis. Terima kasih, Ibuku. Ayah Alm. Ir. Moch. Maksum Hadi, M.Sc., Ph.D. sekaligus *first love* dan inspirasi terbesar penulis dalam mengejar ilmu di Teknik Mesin ITS. Terima kasih, Ayah, atas ilmu dan buku-buku yang Ayah tinggalkan.
3. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng., yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan 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, Mei 2016
Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB I: PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	1
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan	2
1.5. Manfaat.....	2
BAB II:TINJAUAN PUSTAKA.....	3
2.1. Getaran	3
2.2. <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i>	4
2.3. Jenis-jenis DVA	5
2.3.1. DVA Tak Teredam.....	5
2.3.2. DVA Teredam	11
Optimally Tuned Vibration Absorber	13
2.4. Aplikasi DVA pada <i>Piecewise Linear Beam System</i>	15
2.5. Pengaruh Perubahan Posisi Massa SDVA dari Titik Berat Massa Utama terhadap Karakteristik Getaran Translasi dan Rotasi Sistem Utama 2 DOF	18
2.5.1. Simulasi pada <i>Beam</i> tanpa DVA secara Teori dan Eksperimen.....	19
2.5.2. Simulasi pada <i>Beam</i> dengan DVA secara Teori dan Eksperimen	22
BAB III:METODOLOGI	27
3.1. Metodologi Penelitian	27
3.2. Tahap Studi Literatur	31

3.3.	Pemodelan dan Simulasi Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA	32
3.3.1.	Pemodelan Fisik <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA ..	32
3.3.2.	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA	33
3.3.3.	Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Vertikal (Sumbu x) pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA	34
3.3.4.	Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Rotasi (Sumbu θ) pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA	36
3.3.5.	Pembuatan Block Simulasi Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA Arah Vertikal (Sumbu x) dan Rotasi (Sumbu θ)	37
3.3.6.	Analisa Grafik Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA	39
3.4.	Pemodelan dan Simulasi Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA.....	39
3.4.1.	Pemodelan Fisik <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	39
3.4.2.	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA.....	40
3.4.3.	Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Vertikal (Sumbu x) pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	40
3.4.4.	Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Rotasi (Sumbu θ) pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	42
3.4.5.	Pembuatan Block Simulasi Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA Arah Vertikal (Sumbu x) dan Rotasi (Sumbu θ)	44
3.4.6.	Analisa Grafik Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	46

BAB IV:PEMODELAN SISTEM	49
4.1 Pemodelan Dinamis Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA	49
4.1.1. Persamaan Gerak <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA dari Arah Vertikal (Sumbu x)	50
4.1.2. Persamaan Gerak <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA dari Arah Rotasi (Sumbu θ)	51
4.2. Diagram Blok	52
4.2.1. Input yang Digunakan	52
4.2.2. Diagram Blok untuk Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA	53
4.2.3. Perhitungan <i>Natural Frequency</i> (ω_n) Sistem <i>Centrifugal Fan</i> sebelum Dipasang DVA.....	54
4.3. Pemodelan Dinamis Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	57
4.3.1. Perhitungan Variasi Massa DVA (M_{DVA}), <i>Stiffness</i> DVA (k_{DVA}) dan <i>Damping</i> (c_{DVA})	58
4.3.2. Persamaan Gerak <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	63
4.3.2.1.Persamaan Gerak DVA	63
4.3.2.2.Persamaan Gerak <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA dari Arah Vertikal (Sumbu x)	64
4.3.2.3.Persamaan Gerak <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA dari Arah Rotasi (Sumbu θ)	65
4.3.3. Diagram Blok untuk Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA.....	65
4.4. Pembuatan Grafik Efek DVA pada Respon <i>Centrifugal Fan</i>	67
BAB V:ANALISA DAN PEMBAHASAN	73
5.1. Standar Lever Vibrasi ISO 10816-3	73
5.2. Analisa Respon Dinamis Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> Sebelum dan Sesudah Dipasang DVA	74
5.2.1. Analisa Respon Dinamis Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan Massa DVA 1/40 dari Massa <i>Centrifugal Fan</i>	75

5.2.2.	Analisa Respon Dinamis Kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> dengan Massa DVA 1/10 dari Massa <i>Centrifugal Fan</i>	76
5.3.	Grafik Efek DVA pada Respon <i>Centrifugal Fan</i>	82
BAB VI:KESIMPULAN DAN SARAN.....		85
6.1.	Kesimpulan.....	85
6.2.	Saran.....	85

DAFTAR PUSTAKA**LAMPIRAN****BIODATA PENULIS**

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Sistem <i>Single-degree-of-freedom</i> dengan Peredam [1]	3
Gambar 2.2.	Respon Perpindahan untuk Sistem <i>Single-degree-of-freedom</i> dengan Peredam [1]	4
Gambar 2.3.	<i>Dynamic Vibration Absorber</i> Tak Teredam [1]	5
Gambar 2.4.	Efek dari DVA Tak Teredam pada Respon Mesin [1]	8
Gambar 2.5.	Amplitudo pada DVA sebagai Fungsi dari Frekuensi [2]	9
Gambar 2.6.	Resonansi Frekuensi sebagai Fungsi dari Massa Rasio (μ) [2]	10
Gambar 2.7.	<i>Dynamic Vibration Absorber</i> Teredam [1]	11
Gambar 2.8.	Efek dari DVA Teredam pada Respon Mesin [1]	13
Gambar 2.9.	<i>Tuned Vibration Absorber</i> [1]	14
Gambar 2.10.	Model skematis percobaan dari <i>Piecewise Linear Beam System</i>	15
Gambar 2.11.	Perpindahan maksimal transversal pada bagian tengah <i>beam</i> untuk frekuensi eksitasi dalam kisaran 5-60 Hz secara perhitungan	16
Gambar 2.12.	Perpindahan maksimal <i>transversal</i> pada bagian tengah <i>beam</i> untuk frekuensi eksitasi dalam kisaran 5-60 Hz secara eksperimen	17
Gambar 2.13.	Prototype DVA pada sebuah <i>beam</i>	19
Gambar 2.14.	Grafik perbandingan respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran untuk <i>translation displacement system</i> utama (a) dan <i>angular displacement system</i> utama (b)	20
Gambar 2.15.	Grafik pengaruh perubahan rasio frekuensi terhadap nilai RMS percepatan arah translasi ...	21
Gambar 2.16.	Grafik pengaruh perubahan rasio frekuensi terhadap nilai RMS percepatan arah rotasi.....	22

Gambar 2.17.	Perubahan karakteristik RMS <i>translation displacement</i> (a) dan RMS <i>angular displacement</i> (b) dengan perubahan r_l untuk $m_{DVA} = m_s/10$	23-24
Gambar 3.1.	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	27-29
Gambar 3.2.	Data Vibrasi PT. PJB Services PLTU Amurang untuk Data Pengukuran <i>Shaft Gland Cooler Exhaust Fan</i> (a), Posisi Pengukuran (b) dan Nilai Overall, Spektrum dan Waveform (c)	30
Gambar 3.3.	Skematik <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA arah vertical dan rotasi	32
Gambar 3.4.	Model matematis <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA.....	33
Gambar 3.5.	Diagram alir pembuatan persamaan gerak dari <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA arah vertical dan rotasi.....	34
Gambar 3.6.	FBD <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA arah vertical (Sumbu x).....	35
Gambar 3.7.	FBD <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA arah rotasi (Sumbu θ).....	36
Gambar 3.8.	Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink MATLAB <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA dalam keadaan <i>Unbalance</i>	38
Gambar 3.9.	Skematik <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA.....	39
Gambar 3.10.	Model sistematis <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	40
Gambar 3.11.	FBD <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA arah vertical (Sumbu x).....	41
Gambar 3.12.	FBD dari DVA	41
Gambar 3.13.	FBD <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA arah rotasi (Sumbu θ)	42
Gambar 3.14.	Diagram alir pembuatan persamaan gerak dari <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA.....	44
Gambar 3.15.	Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink MATLAB <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA dalam keadaan <i>Unbalance</i>	46

Gambar 4.1.	Model matematis <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA.	49
Gambar 4.2.	FBD <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA arah vertical (Sumbu x).....	50
Gambar 4.3.	FBD <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA arah rotasi (Sumbu θ)	51
Gambar 4.4.	Diagram blok untuk kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA secara vertikal.....	53
Gambar 4.5.	Diagram blok untuk kasus <i>Unbalance</i> pada <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA secara rotasi.....	54
Gambar 4.6.	Model matematis <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	57
Gambar 4.7.	Dimensi DVA balok padat	58
Gambar 4.8.	Dimensi DVA.....	60
Gambar 4.9.	FBD <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA	63
Gambar 4.10.	FBD dari DVA	64
Gambar 4.11.	Diagram blok untuk <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA secara vertical.....	66
Gambar 4.12.	Diagram blok untuk <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA secara rotasi.....	67
Gambar 5.1.	Skematik <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA arah vertical dan rotasi	74
Gambar 5.2.	Grafik respon perpindahan dan kecepatan <i>Centrifugal Fan</i> sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu x	77
Gambar 5.3.	Grafik respon perpindahan dan kecepatan <i>Centrifugal Fan</i> sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ	80
Gambar 5.4.	Grafik efek DVA pada respon <i>Centrifugal Fan</i>	83

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1.	Parameter <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA.....	37
Tabel 3.2.	Parameter <i>Centrifugal Fan</i> dengan DVA.....	45
Tabel 4.1.	Hasil perhitungan massa DVA.....	59
Tabel 4.2.	Hasil perhitungan volume DVA.....	60
Tabel 4.3.	Hasil perhitungan dimensi DVA	60
Tabel 4.4.	Hasil perhitungan Inersia DVA.....	61
Tabel 4.5.	Hasil perhitungan <i>Stiffness</i> DVA	62
Tabel 4.6.	Hasil perhitungan <i>Damping</i> DVA.....	62
Tabel 5.1.	Standar Evaluasi Vibrasi ISO 10816-3	74
Tabel 5.2.	Parameter <i>Centrifugal Fan</i> tanpa DVA.....	75
Tabel 5.3.	Parameter Massa DVA 1/40 dari Massa <i>Centrifugal Fan</i>	76
Tabel 5.4.	Parameter Massa DVA 1/10 dari Massa <i>Centrifugal Fan</i>	78
Tabel 5.5.	Parameter Massa DVA 1/4 dari Massa <i>Centrifugal Fan</i>	79
Tabel 5.6.	Parameter Massa DVA sama dengan Massa <i>Centrifugal Fan</i>	80
Tabel 5.7.	Parameter Massa DVA 2 kali dari Massa <i>Centrifugal Fan</i>	81
Tabel 5.8.	Nilai-nilai <i>Invariant Points</i> pada Grafik Efek DVA pada Respon <i>Centrifugal Fan</i>	84

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Di dalam perusahaan, sering kali saat mesin beroperasi timbul getaran. Hal ini disebabkan oleh berbagai hal, misal: *unbalance*, *misalignment*, kerusakan pada *gear* atau *bearing*, dll. Hal yang serupa terjadi di PT. PJB Services PLTU Amurang, yakni kasus *unbalance*. Kasus *unbalance* ini terjadi pada mesin *Centrifugal Fan* di peralatan *Shaft Gland Cooler Exhaust Fan 1B*. Pada umumnya, jika terjadi kasus *unbalance* pada sebuah mesin, maka solusi yang diterapkan adalah *balancing*. Namun, pada kasus ini, solusi *balancing* tidak dapat dilakukan. Sebab, titik *unbalance* dari *Centrifugal Fan* tidak diketahui letak pastinya. Jika *Centrifugal Fan* tersebut dibongkar untuk dapat diketahui letak pasti titik *unbalance*-nya, maka keseluruhan peralatan *Shaft Gland Cooler Exhaust Fan 1B* harus dimatikan dan menghambat pengoperasian mesin. Oleh sebab itu, solusi yang cocok untuk mengatasi *unbalance* pada *Centrifugal Fan* ini adalah dengan cara memasang DVA pada sistem *Centrifugal Fan* tersebut. Selain tidak menghambat pengoperasian mesin, solusi ini lebih layak dilakukan karena rancangan DVA tersebut dapat disimulasikan terlebih dahulu dengan Matlab kemudian diamati respon getarannya. Setelah rancangan DVA dirasa sudah mereduksi getaran secara optimal, maka DVA dapat dibuat kemudian dipasang pada sistem *Centrifugal Fan*.

1.2. Rumusan Masalah

Berikut adalah rumusan masalah dari tugas akhir ini, yaitu:

1. Bagaimana karakteristik getaran pada *Centrifugal Fan* yang diakibatkan oleh *unbalance*?
2. Bagaimana karakteristik getaran pada *Centrifugal Fan* setelah ditambahkan DVA?

1.3. Batasan Masalah

Beberapa hal yang menjadi batasan masalah dalam tugas akhir ini adalah:

1. Data penelitian yang dipakai dalam tugas akhir ini diperoleh dari PJB PLTU Amurang.
2. Debit aliran yang melalui pipa masuk *Centrifugal Fan* (Q_{in}) dan pipa keluar *Centrifugal Fan* (Q_{out}) dianggap konstan.
3. Getaran pada *Centrifugal Fan* ditinjau hanya dari arah horizontal atau sumbu x.
4. *Support* dari *Centrifugal Fan* dimodelkan sebagai *cantilever beam* dengan beban di ujungnya.
5. *Centrifugal Fan* bergerak secara translasi di sumbu horizontal (x) dan arah rotasi di sumbu angular (θ).
6. Titik *unbalance* terdapat di ujung *fan* pada *Centrifugal Fan*.

1.4. Tujuan

Berikut adalah tujuan dari tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui karakteristik getaran pada *Centrifugal Fan* yang diakibatkan oleh *Unbalance*.
2. Mengetahui karakteristik getaran pada *Centrifugal Fan* dengan penambahan DVA.

1.5. Manfaat

Beberapa manfaat dari tugas akhir ini, yakni:

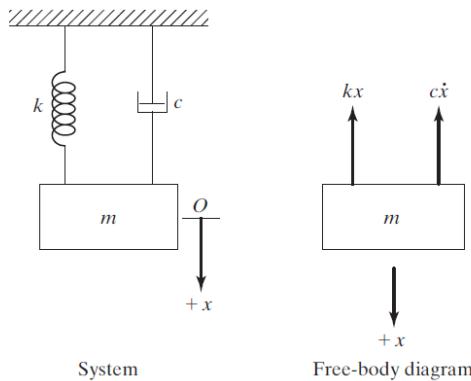
1. Memberikan informasi tentang model dinamis dari *Centrifugal Fan* yang mengalami *Unbalance*.
2. Memberikan informasi mengenai getaran pada *Centrifugal Fan* yang diakibatkan oleh *Unbalance*.
3. Memberikan model dinamis *Centrifugal Fan* setelah ditambahkan DVA.
4. Memberikan informasi mengenai karakteristik getaran pada *Centrifugal Fan* setelah ditambahkan DVA.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

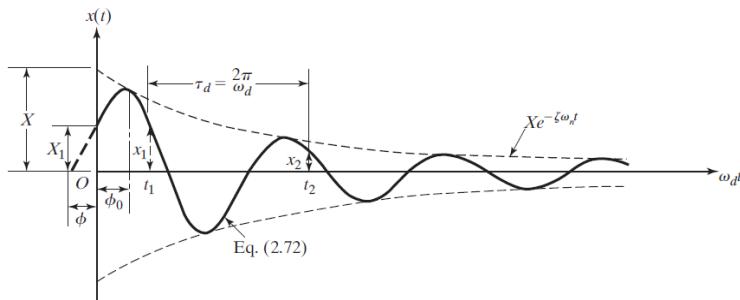
2.1. Getaran

Getaran merupakan perpindahan bolak-balik dari suatu benda relatif terhadap titik kesetimbangannya. Apabila dalam sistem yang bergetar tidak terdapat faktor redaman, maka amplitudo getaran yang dicapai oleh suatu sistem akan selalu sama. Seperti Gambar 2.1, dalam kenyataan yang sebenarnya, sebuah sistem pegas yang paling sederhana sekalipun pasti akan mengalami redaman karena adanya disipasi energi. Disipasi energi ini dapat diakibatkan oleh adanya gesekan atau peredam jenis lainnya.



Gambar 2.1 Sistem *Single-degree-of-freedom* dengan Peredam [1]

Dengan demikian tentunya amplitudo getaran akan semakin kecil dengan bertambahnya waktu sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2 Respon Perpindahan untuk Sistem *Single-degree-of-freedom* dengan Peredam [1]

Berdasarkan Gambar 2.1 terlihat bahwa nilai dari konstanta redaman (c) yang terjadi pada benda yang sedang bergetar dapat dihitung dengan menggunakan hubungan berikut:

$$X(t) = X e^{-\zeta \omega_n t} \quad (2.1)$$

$$\text{Dimana: } \zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$$

Dengan menggabungkan mensubstitusikan nilai ζ ke dalam persamaan (1) maka diperoleh nilai c dari sistem yang bergetar tersebut.

2.2. *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Berdasarkan literature [2], *Dynamic Vibration Absorber* atau yang biasa disebut Vibration Absorber adalah sebuah alat yang terdiri dari bantuan sistem massa-pegas-peredam yang dapat mengurangi atau menetralisasi getaran pada sebuah struktur yang diberi alat tersebut. Oleh sebab itu, dengan bertambahnya derajat kebebasan dari sistem, maka sebagian getaran dari sistem utama akan tersalurkan kepada massa tambahan sehingga amplitude dari sistem utama akan tereduksi dan getaran yang terjadi akan lebih mudah mencapai respon transien dibandingkan ketika tidak diberikan DVA. DVA biasanya digunakan untuk mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena DVA dipasang untuk satu frekuensi tertentu. Aplikasi umum alat ini biasanya berupa

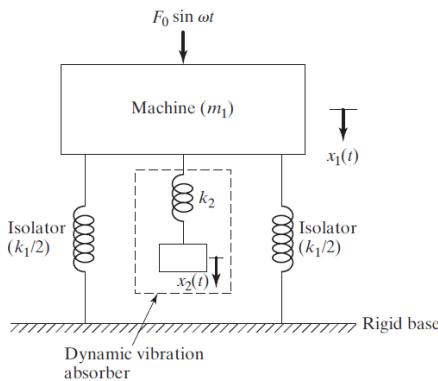
alat-alat yang bekerja secara bolak-balik, misalnya: sanders, saws, compactors dan reciprocating internal combustion engine yang dijalankan dengan kecepatan konstan untuk konsumsi bahan bakar yang minimum. DVA dibagi menjadi 2 macam, yaitu: DVA tak teredam dan DVA teredam.

2.3. Jenis-jenis DVA

Berikut adalah 2 jenis DVA berdasarkan buku Mechanical Vibrations yang ditulis oleh [1] dan [2]. Keduanya memiliki teori dan perhitungan yang sama tentang masing-masing DVA, berikut penjelasannya:

2.3.1. DVA Tak Teredam

DVA Tak Teredam merupakan bentuk DVA yang paling sederhana dan dipasang pada sistem yang bergetar hanya dengan pegas saja. DVA Tak Teredam sangat berguna dalam situasi dimana frekuensi pada gaya yang bekerja pada sistem mempunyai nilai konstan, khususnya jika frekuensi ini mendekati frekuensi resonansi pada sistem. DVA Tak Teredam dapat dicocokkan dengan frekuensi tertentu hingga menghasilkan amplitudo getaran hampir nol pada sistem yang diberi DVA.



Gambar 2.3 Dynamic Vibration Absorber Tak Teredam [1]

Gambar 2.3 merupakan gambar skematik DVA Tak Teredam pada sebuah sistem yang bergetar dengan gaya periode bervariasi dengan amplitudo F dan frekuensi sudut ω . DVA Tak Teredam diwakili oleh sebuah massa tambahan (m_2) dipasang pada massa mesin (m_1) dengan menggunakan pegas (k_2). Pada kasus ini, nilai peredamnya adalah nol. Jika *natural frequency* dari DVA sama dengan gaya periode bervariasi ($\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2} = \omega$), maka massa mesin (m_1) tidak akan bergetar sama sekali.

Untuk membuktikan pernyataan di atas dan mempelajari perilaku dari sistem tersebut secara detail, berikut perhitungannya:

- *Equations of motion:*

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2.3)$$

- *Asumsi harmonic solution:*

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.4)$$

Maka,

$$x_1 = X_1 \sin \omega t \quad (2.5)$$

$$x_2 = X_2 \sin \omega t \quad (2.6)$$

- Diperoleh *steady-state amplitude* untuk massa m_1 dan m_2 :

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.7)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.8)$$

Untuk mengurangi amplitudo massa mesin (X_1) menjadi nol, maka angka pembilang dari steady-state amplitude untuk massa m_1 harus sama dengan nol. Jadi,

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.9)$$

Jika mesin yang belum diberi DVA resonansinya beroperasi pada $\omega^2 \cong \omega_1^2 = k_1/m_1$, maka getaran amplitudo dari mesin adalah:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.10)$$

Getaran amplitudo dari mesin saat beroperasi pada frekuensi resonansi aslinya akan bernilai nol. Dengan menjabarkan:

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} \quad (2.11)$$

$$\omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1} \right)^{1/2} \quad (2.12)$$

Sedangkan *natural frequency* dari mesin atau sistem utama yaitu:

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2} \right)^{1/2} \quad (2.13)$$

Dengan persamaan-persamaan di atas dihasilkan persamaan getaran amplitude sebagai berikut:

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.14)$$

$$\frac{x_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.15)$$

Dimana: *Natural frequency*: $\omega_i = \sqrt{k_i/m_i}$

Static deflection: $\delta_{st} = F_0/k_1$

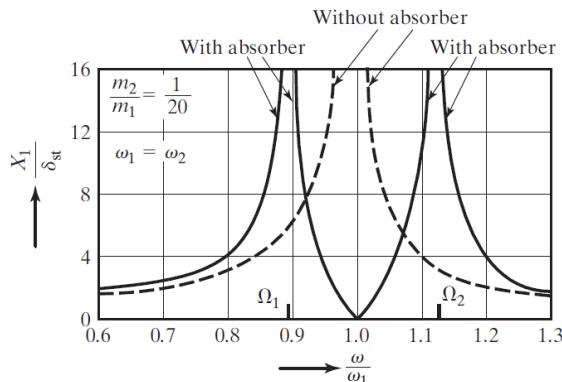
Gambar 2.4 menunjukkan variasi amplitude dari getaran mesin (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan mesin (ω / ω_1). Kedua puncak tersebut merupakan natural frekuensi dari sistem gabungan tersebut. Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya, $X_1 = 0$ saat $\omega = \omega_1$. Pada frekuensi ini, persamaan (28) menjadi:

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.16)$$

Ini menunjukkan bahwa gaya yang diberikan oleh pegas tambahan melawan gaya ($k_2 X_2 = -F_0$) dan menetralkannya, hingga mereduksi X_1 menjadi nol. Ukuran dari DVA dapat dihitung dari persamaan (2.16) dan (2.10):

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.17)$$

Maka dari itu, nilai k_2 dan m_2 bergantung pada nilai yang diijinkan oleh X_2 .



Gambar 2.4 Efek dari DVA Tak Teredam pada Respon Mesin [1]

Dapat dilihat dari gambar 2.4 bahwa ketika DVA mengeliminasi getaran pada frekuensi ω , juga memunculkan 2 frekuensi resonansi yaitu Ω_1 dan Ω_2 , dimana amplitudo dari mesin bernilai tak hingga. Dalam penggunaannya, frekuensi yang bekerja ω harus dijauhkan dari frekuensi Ω_1 dan Ω_2 . Nilai dari Ω_1 dan Ω_2 dapat ditemukan dengan cara menyamakan penyebut pada persamaan (2.4) menjadi nol. Dengan mengingat bahwa:

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.18)$$

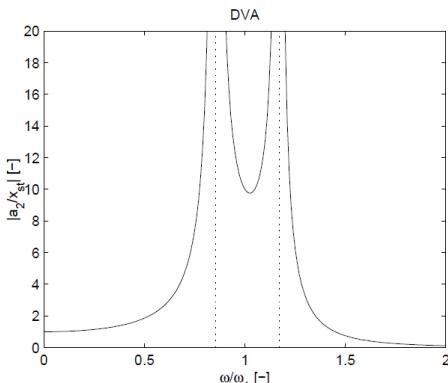
Dan menetapkan penyebut persamaan (2.14) menjadi nol dan hasilnya adalah:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + 1 = 0 \quad (2.19)$$

Akar dari kedua persamaan tersebut yakni:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{\Omega_1}{\omega_2} \right)^2 \\ \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2} \right)^2 \end{array} \right\} = \frac{\mp \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{1/2}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.20)$$

Persamaan (2.20) dapat dilihat fungsi (m_2/m_1) dan (ω_2/ω_1) .



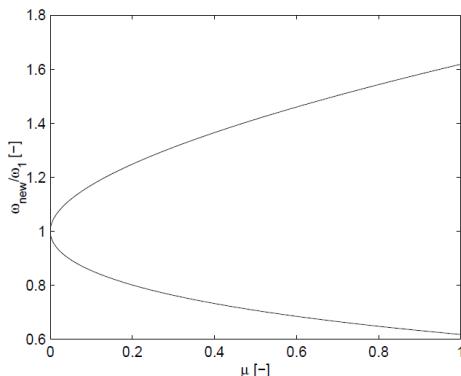
Gambar 2.5 Amplitude pada DVA sebagai Fungsi dari Frekuensi [2]

Pada Gambar 2.4 dan 2.5, kedua grafik tersebut dibentuk dengan plot berdasarkan fungsi ω^2/ω_1^2 untuk $m_2/m_1 = 0.1$. Dapat dilihat saat $\omega^2/\omega_1^2 = 1$, amplitudo dari sistem utama (X_1) adalah nol. Selanjutnya, muncul dua resonansi frekuensi baru di sebelah kanan dan kiri pada Gambar 2.4. Hal ini disebabkan oleh sistem yang telah berubah menjadi sistem 2 degree of freedom. Kedua frekuensi baru ini tergantung pada rasio massa, dimana rumusnya adalah sebagai berikut:

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} \quad (2.21)$$

Untuk mencari kedua frekuensi baru tersebut, pembilang di persamaan (2.14) dan (2.15) harus sama dengan nol. Dengan begitu, muncul persamaan berikut:

$$\left(\frac{\omega_{new}}{\omega_1}\right)^2 = \left(1 + \frac{\mu}{2}\right) \pm \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}} \quad (2.22)$$



Gambar 2.6 Resonansi Frekuensi sebagai Fungsi dari Massa Rasio (μ) [2]

Gambar 2.6 menunjukkan hubungan dari persamaan (2.22) secara grafis. Dari gambar berikut dapat dilihat bahwa kedua resonansi frekuensi menjadi lebih terpisah jauh dengan meningkatnya rasio massa μ . Massa DVA yang lebih besar lebih bagus jika frekuensi dari getaran berfluktuasi di sekitar frekuensi DVA yang sudah dipasang.

Ukuran dari massa DVA juga mempengaruhi amplitudo dari DVA. Dari persamaan (2.15) dapat dilihat bahwa jika DVA terpasang dengan benar pada frekuensi gaya ($\omega_2 = \omega$), maka persamaan amplitudo dari DVA menjadi:

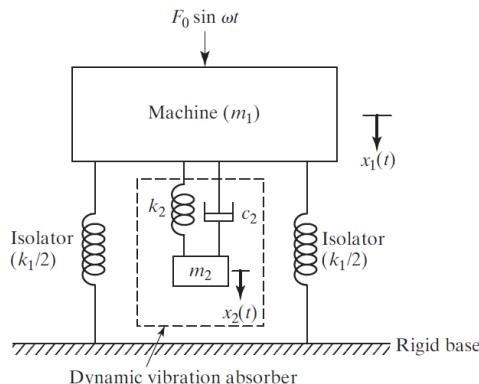
$$\frac{x_2}{\delta_{st}} = -\frac{k_1}{k_2} \quad (2.23)$$

Persamaan di atas menunjukkan bahwa amplitudo dari DVA tersebut proporsional untuk kebalikan k_2 . Berarti hal ini proporsional juga untuk kebalikan dengan m_2 , karena ω_2 tidak berubah. Jadi, massa DVA yang meningkat akan menghasilkan amplitudo DVA yang lebih kecil. Hal ini bermanfaat jika DVA dipasang di tempat kecil dimana tidak ada kemungkinan terjadinya amplitudo yang terlalu besar. Sehingga hal ini dapat membuktikan pernyataan sebelumnya tentang DVA Tak Teredam.

2.3.2. DVA Teredam

Jika massa pada suatu DVA memiliki 2 komponen, yaitu: pegas (spring) dan peredam (damper) dengan konstanta peredam lebih besar dari nol, maka DVA ini disebut DVA Teredam.

DVA Teredam lebih berguna dalam situasi dimana gaya frekuensi beragam, karena DVA teredam mampu menekan respon pada sebuah sistem melalui rentang frekuensi yang lebih besar. Tetapi, respon amplitudennya tidak bisa direduksi hingga angka nol. Dengan menambahkan peredam, rentang frekuensi dapat ditingkatkan pada respon yang dikurangi.



Gambar 2.7 Dynamic Vibration Absorber Teredam [1]

Penjelasan lengkap tentang DVA sudah dijelaskan di subbab sebelumnya, dimana memindahkan puncak resonansi yang asli di kurva respon pada mesin tetapi menghasilkan 2 puncak baru. Maka dari itu, mesin mengalami amplitude yang besar ketika melewati puncak pertama saat baru mulai dan berhenti. Amplitudo dari mesin dapat dikurangi dengan menambahkan DVA Teredam seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.7. Berikut perhitungannya:

- Equations of motion:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.24)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.25)$$

- Asumsi harmonic solution:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.26)$$

Maka,

$$x_1(t) = X_1 e^{i\omega t} \quad (2.27)$$

$$x_2(t) = X_2 e^{i\omega t} \quad (2.28)$$

- Steady-state solution dari persamaan (2.24) dan (2.25):

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.29)$$

$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i \omega c_2)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2)} \quad (2.30)$$

Dengan menggunakan persamaan berikut:

$\mu = m_2/m_1$: Rasio massa

$\delta_{st} = F_0/k_1$: Static deflection dari sistem

$\omega_a^2 = k_2/m_2$: Natural frequency yang dikuadratkan dari DVA

$\omega_n^2 = k_1/m_1$: Natural frequency yang dikuadratkan dari mesin

$f = \omega_a/\omega_n$: Rasio natural frequency

$g = \omega/\omega_n$: Rasio gaya frequency

$c_c = 2m_2\omega_n$: Konstanta critical damping

$\zeta = c_2/c_c$: Damping ratio

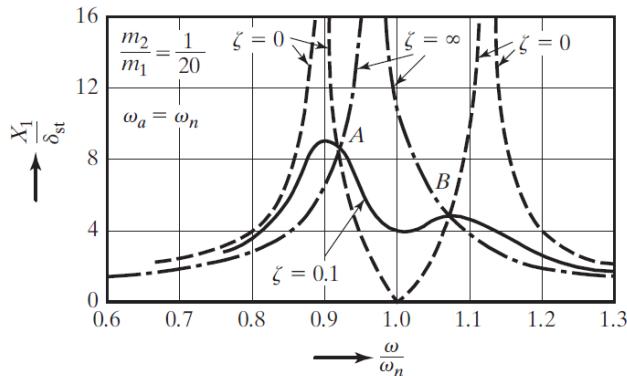
Maka, besar dari X_1 dan X_2 dapat dituliskan menjadi:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.31)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.32)$$

Persamaan (2.31) menunjukkan bahwa amplitudo dari getaran pada massa utama adalah fungsi dari μ , f , g , dan ζ . Grafik dari

$\frac{X_1}{\delta_{st}}$ terhadap rasio gaya frekuensi ditunjukkan oleh gambar di bawah.



Gambar 2.8 Efek dari DVA Teredam pada Respon Mesin [1]

Jika peredam bernilai 0 ($c_2 = \zeta = 0$), maka resonansi yang terjadi pada dua resonansi frekuensi tak teredam pada sistem, akan seperti pada Gambar 2.8. Ketika nilai peredam menjadi tak terhingga ($\zeta = \infty$), massa m_1 dan massa m_2 sama-sama terjepit dan sistem tersebut menjadi sistem *single-degree-of-freedom* dengan massa $(m_1 + m_2) = (21/20)m$ dan konstanta pegas k_1 . Dan dalam kasus ini, resonansi terjadi dengan $X_1 \rightarrow \infty$ pada

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1+\mu}} = 0.9759 \quad (2.33)$$

Maka dari itu, puncak dari X_1 merupakan tak terhingga untuk $c_2 = 0$, hal ini berlaku juga untuk $c_2 = \infty$. Ada tempat dimana antara batas-batas ini, puncak X_1 akan menjadi minimum.

Optimally Tuned Vibration Absorber.

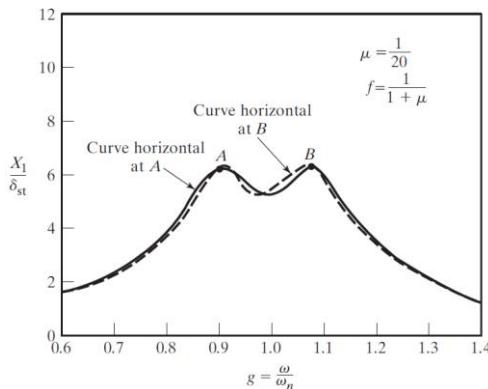
Seperti pada gambar 2.8 bahwa semua kurva berpotongan di titik A dan B terlepas dari nilai peredamnya. Titik-titik ini dapat dicari lokasinya dengan memasukkan $\zeta = 0$ dan $\zeta = \infty$ ke persamaan (2.31) dan menyamakan keduanya. Hasilnya:

$$g^4 - 2g^2 \left(\frac{1+f^2+\mu f^2}{2+\mu} \right) + \frac{2f^2}{2+\mu} = 0 \quad (2.34)$$

Akar dari persamaan (2.34) menandakan bahwa nilai dari rasio frekuensi, $g_A = \omega_A/\omega$ dan $g_B = \omega_B/\omega$, sesuai dengan titik A dan B. Titik ordinat dari A dan B dapat diketahui dengan memasukkan nilai g_A dan g_B , ke dalam persamaan (2.20). Dalam buku [1], DVA yang paling efisien adalah dimana titik ordinat A dan B sama. Syarat ini membutuhkan:

$$f = \frac{1}{1+\mu} \quad (2.35)$$

Sebuah DVA yang memenuhi persamaan (2.35) dinamakan *Tuned Vibration Absorber*. Meskipun persamaan (2.35) menunjukkan bagaimana untuk menyesuaikan DVA, persamaan tersebut tidak menunjukkan nilai optimal dari *damping ratio* ζ dan nilai X_1/ϑ_{st} . Nilai optimal dari ζ dapat dicari dengan membuat kurva respon X_1/ϑ_{st} dengan sedater mungkin pada puncak A dan B. Hal ini dapat dicapai dengan membuat kurva horizontal di A atau B seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut ini.



Gambar 2.9 Tuned Vibration Absorber [1]

Dalam hal ini, persamaan (2.35) dimasukkan ke dalam persamaan (2.31) untuk menghasilkan persamaan yang dapat dipakai untuk kasus penyetelan yang optimum. Kemudian persamaan (2.31) yang sudah diubah dideferensiasi dengan g untuk menemukan *slope*

pada kurva X_1/ϑ_{st} . Dengan menetapkan slope tersebut sama dengan nol pada titik A dan B, diperoleh:

$$\zeta^2 = \frac{\mu\{3 - \sqrt{\frac{\mu}{\mu+2}}\}}{8(1+\mu)^3} \quad \text{untuk titik A} \quad (2.36)$$

$$\zeta^2 = \frac{\mu\{3 + \sqrt{\frac{\mu}{\mu+2}}\}}{8(1+\mu)^3} \quad \text{untuk titik B} \quad (2.37)$$

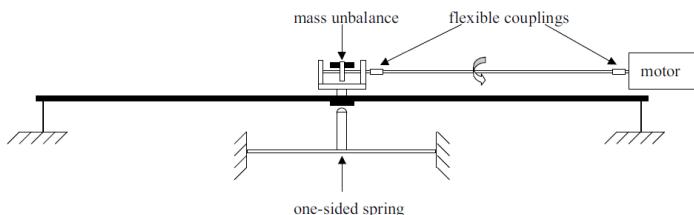
Nilai rata-rata dari ζ^2 dari persamaan (2.36) dan (2.37) digunakan dalam perancangan, maka:

$$\zeta_{optimal}^2 = \frac{3\mu}{8(1+\mu)^3} \quad (2.38)$$

Nilai optimal yang sesuai dari X_1/ϑ_{st} menjadi:

$$\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)_{optimal} = \left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)_{max} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (2.39)$$

2.4. Aplikasi DVA pada Piecewise Linear Beam System

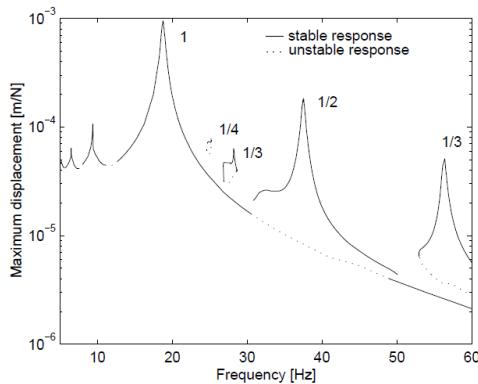


Gambar 2.10 Model skematis percobaan dari *Piecewise Linear Beam System*

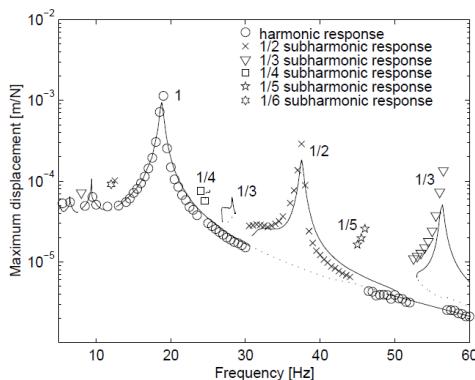
Piecewise Linear Beam System terdiri dari sebuah batang *steel* dengan penampang yang sama yang ditumpu dengan 2 pegas daun. Pada tengah batang, terjadi massa *unbalance* yang dihasilkan dari motor. Motor tersebut dapat berotasi dengan putaran konstan hingga mencapai kecepatan 60 putaran per detik. Ketika bagian tengah batang mengalami defleksi negatif, *pin* akan mengalami kontak dengan batang utama. Hal ini menghasilkan gaya pegas tambahan, sedangkan pada saat batang mengalami defleksi positif, gaya pegas tersebut tidak ada. Karena gaya pegas tambahan ini

dihasilkan oleh batang kedua yang dapat dilihat sebagai pegas linear, 2 kondisi dapat dibedakan: kondisi pertama saat *stiffness* hanya pada batang utama dan kondisi kedua *stiffness* pada batang utama serta batang kedua.

Kasus ini akan dihitung secara teoritis dan eksperimen. Kedua perhitungan tersebut akan dirangkum dalam bentuk grafik. Nilai dari massa DVA dalam kasus ini sebesar 1/10 dari massa sistem. Grafik-grafik tersebut akan dibandingkan agar ditemukan *displacement*-nya. Gambar 2.11 di bawah merupakan grafik dari hasil perhitungan.



Gambar 2.11 Perpindahan maksimal transversal pada bagian tengah *beam* untuk frekuensi eksitasi dalam kisaran 5-60 Hz secara perhitungan



Gambar 2.12 Perpindahan maksimal *transversal* pada bagian tengah *beam* untuk frekuensi eksitasi dalam kisaran 5-60 Hz secara eksperimen

Gambar 2.12 menampakkan grafik untuk perpindahan maksimal *transversal* pada bagian tengah *beam* secara eksperimen. *Beam* tersebut diuji coba dengan rentang frekuensi eksitasi 5-60 Hz. Untuk mendapatkan sinyal *displacement* maka tiap sinyal percepatan yang sudah diukur akan diintegral dua kali.

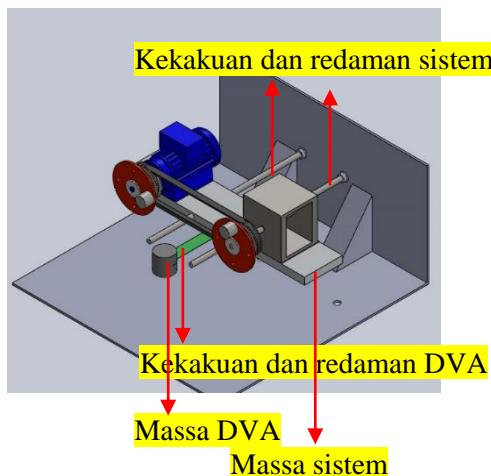
Dari kedua grafik tersebut, didapat beberapa perbedaan antara teori dan eksperimen. Hal ini disebabkan karena damping pada flexible coupling tidak bisa dimodelkan dengan modal damping secara akurat. Hasil dari eksperimen menunjukkan bahwa beberapa respon subharmonic yang tidak didapat dari hasil teori. Respon-respon tersebut dapat ditemukan dengan menghitung juga jika nilai awal yang dipakai itu benar. Dan juga beberapa respon perhitungan tidak bisa dilihat pada hasil eksperimen, seperti subharmonic 1/3 di dekat 28 Hz. Untuk menemukan respon dengan cara eksperimen juga, beam system harus diberi kondisi awal yang benar.

2.5. Pengaruh Perubahan Posisi Massa SDVA dari Titik Berat Massa Utama terhadap Karakteristik Getaran Translasi dan Rotasi Sistem Utama 2 DOF

Dynamic Vibration Absorber (DVA) pada prinsipnya merupakan massa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang sedang bergetar, melalui sebuah pegas-peredam. Dengan adanya massa tambahan, tentunya jumlah DOF dari sistem utama juga bertambah. Dengan semakin banyaknya jumlah dari DOF sistem, maka sebagian dari energy getar yang ada pada sistem utama akan tersalurkan ke massa tambahan. Massa tambahan akan bergetar dengan arah yang berlawanan dengan arah getar dari sistem utama untuk menetralkan atau mereduksi getaran yang ada pada sistem utama.

Pada beberapa kasus, DVA hanya digunakan untuk melakukan pengurangan getaran pada arah gerak translasi saja. Sementara pada kasus yang lebih kompleks atau dalam realitanya, sistem bisa juga mengalami getaran arah rotasional. Dalam penelitian ini dilakukan proses mereduksi getaran arah translasi dan rotasi dari sebuah sistem utama. Proses reduksi getaran dilakukan dengan menambahkan DVA pada sistem utama. Jarak antara pusat massa dari sistem utama dan DVA (panjang lengan momen) diberi variasi untuk memperoleh data getaran paling minimal dari sistem utama.

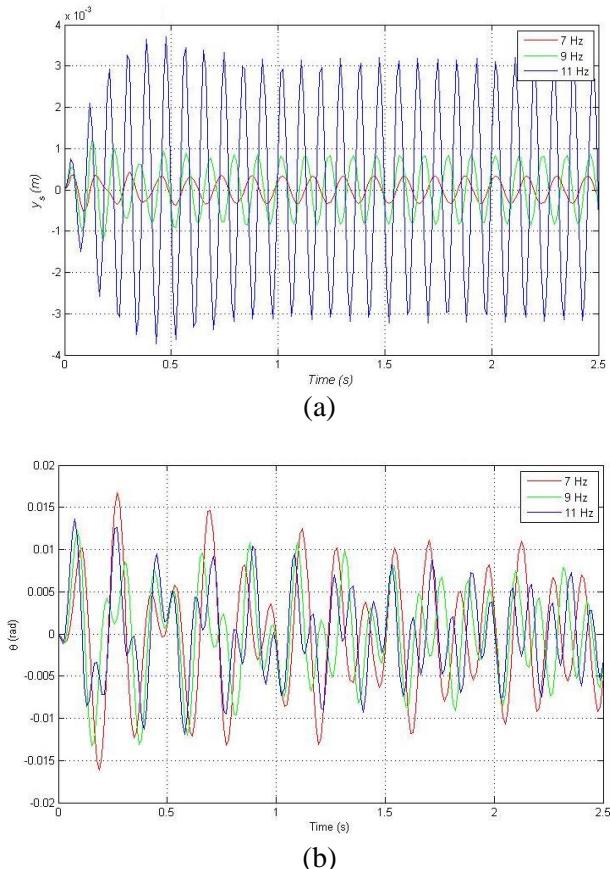
Penelitian ini dimulai dengan membangun prototype DVA dari balok *beam* sebagai sistem utama yang akan diredam getarannya. Kedua ujung *beam* dihubungkan dengan batang *cantilever* sebagai pengganti dari pegas-peredam. Pada kedua sisi lengan dari balok *beam* juga massa *unbalance* yang diputar oleh motor listrik sebagai sumber eksitasi sehingga timbul getaran rotasional. Sebagai peredam getaran sistem, maka sebuah massa tambahan diberikan sebagai massa DVA. Dari prototype DVA yang ada kemudian dibangunlah persamaan matematika dan blok simulasi.



Gambar 2.13 Prototype DVA pada sebuah *beam*

2.5.1. Simulasi pada *Beam* tanpa DVA secara Teori dan Eksperimen

Dalam penelitian ini, dilakukan dua kali simulasi yaitu simulasi tanpa DVA dan simulasi dengan DVA. Simulasi tanpa DVA dilakukan dengan cara mensimulasikan persamaan matematika yang dibangun ketika massa DVA dihilangkan. Kondisi ini mempunyai 2 DOF saja, yaitu: arah translasi dan rotasi. Berikut adalah gambar respon getaran translation displacement serta angular displacement untuk beberapa perubahan frekuensi eksitasi yang diberikan kepada sistem.



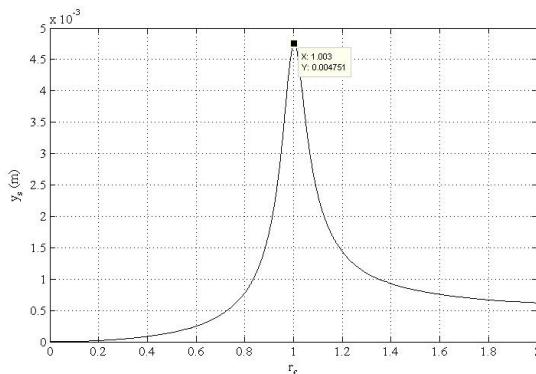
Gambar 2.14 Grafik perbandingan respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran untuk *translation displacement* sistem utama (a) dan *angular displacement* sistem utama (b)

Dapat dilihat dari gambar 2.14 (a), yaitu: grafik perbandingan respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran untuk *translation displacement* sistem utama. Grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin tinggi frekuensi yang diberikan maka besar amplitudo dan RMS dari respon *translation displacement* akan semakin besar juga. Hal ini disebabkan oleh

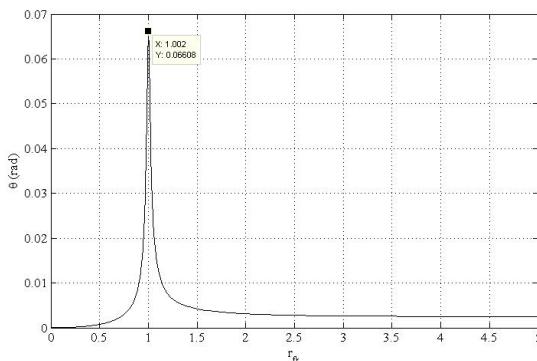
frekuensi eksitasi (ω) yang diberikan pada sistem telah mendekati frekuensi natural arah translasi sistem, dimana frekuensi natural sistem translasi ($\omega_{n\text{translasi}}$) sebesar 11.9 Hz.

Sedangkan pada gambar 2.14 (b) merupakan grafik perbandingan respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran untuk *angular displacement* sistem utama. Grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin besar frekuensi yang diberikan, maka semakin kecil pula besar amplitude maksimum dan RMS *angular displacement*-nya. Hal ini berkebalikan dengan *translation displacement*. Penyebabnya adalah frekuensi eksitasi (ω) yang diberikan pada sistem akan semakin menjauhi frekuensi natural sistem rotasi ($\omega_{n\text{rotasi}}$) sebesar 11.9 Hz.

Untuk mengetahui pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai RMS respon dari sistem baik arah translasi maupun rotasi, maka hal ini akan ditunjukkan dari grafik berikut.



Gambar 2.15 Grafik pengaruh perubahan rasio frekuensi terhadap nilai RMS percepatan arah translasi



Gambar 2.16 Grafik pengaruh perubahan rasio frekuensi terhadap nilai RMS percepatan arah rotasi

Gambar 2.15 (a) dan (b) didapat dengan cara merubah frekuensi eksitasi ke dalam rasio frekuensi translasi (r_{ft}) dan rasio frekuensi rotasi (r_{fr}). Rasio frekuensi translasi ($r_{f\text{translasi}}$) merupakan perbandingan antara frekuensi eksitasi (ω) yang diberikan kepada sistem terhadap frekuensi natural translasi ($\omega_{n\text{translasi}}$) sistem tanpa DVA dan redaman sistem (c) diabaikan. Sedangkan rasio frekuensi rotasi ($r_{f\text{rotasi}}$) merupakan perbandingan antara frekuensi eksitasi (ω) terhadap frekuensi natural rotasi ($\omega_{n\text{rotasi}}$) tanpa DVA dan redaman (c) diabaikan. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai frekuensi natural translasi ($\omega_{n\text{translasi}}$) pada kondisi sistem tanpa DVA dalam keadaan tanpa redaman sebesar 52.5620 rad/sec. Maka pada gambar 2.15 (a) dan (b) menunjukkan *peak* dari grafik tersebut berada di angka 1 pada garis r_{ft} dan r_{fr} mengindikasikan bahwa pada kondisi tersebut, frekuensi eksitasi yang diberikan sama dengan 52.5620 rad/sec.

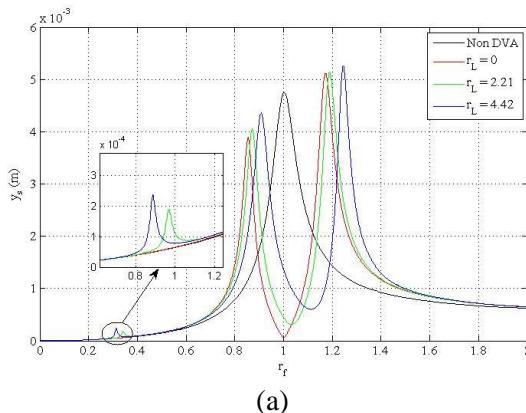
2.5.2. Simulasi pada Beam dengan DVA secara Teori dan Eksperimen

Simulasi dengan DVA dilakukan dengan kondisi 3 DOF, yaitu: arah translasi dan rotasi dari sistem utama dan arah translasi

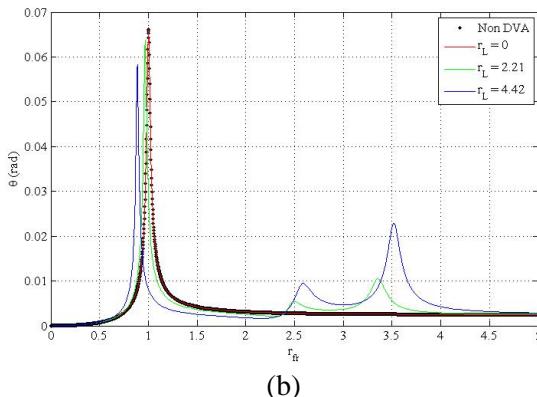
dari massa DVA. Dengan demikian secara teori, jumlah frekuensi natural sistem menjadi 3 frekuensi.

Simualsi ini dilakukan dengan variasi perubahan berikut, yaitu: perubahan nilai massa DVA dan perubahan nilai lengan momen yang diberikan. Dari variasi tersebut didapatkan efek yang berbeda-beda.

Rasio lengan momen (r_l) merupakan persamaan tanpa dimensi yang terdiri dari perbandingan antara posisi peletakan massa DVA terhadap jarak pusat massa sistem dengan cantilever sistem utama (b/l_1). Gambar 2.16 berikut adalah grafik pengaruh nilai rasio lengan momen (r_l) terhadap perubahan karakteristik RMS *translation displacement* dan RMS *angular displacement*. Dimana nilai massa DVA dalam kasus ini bervariasi, tetapi reduksi getaran yang cukup optimal ketika dilihat dari grafik, yaitu ketika massa DVA sebesar 1/10 dari massa sistem.



(a)



(b)

Gambar 2.17 Perubahan karakteristik RMS *translation displacement* (a) dan RMS *angular displacement* (b) dengan perubahan r_l untuk $m_{DVA} = m_s/10$

Untuk grafik berwarna merah, hijau dan biru masing-masing merupakan grafik untuk $r_l = 0$, $r_l = 2.21$ dan $r_l = 4.42$.

Dari kedua grafik hasil simulasi di atas menunjukkan saat sistem diberi frekuensi yang sama dengan frekuensi natural teredam (ω_d), maka sistem akan menunjukkan respon getaran yang maksimum (resonansi).

Pada saat sistem diberi massa DVA pada pusat massa sistem utama ($r_l = 0$), jumlah resonansi dari *translational displacement* menjadi 2 puncak. Sementara untuk resonansi dari *angular displacement* tetap hanya ada 1 puncak. Resonansi dari simulasi ini diwakili oleh garis merah di kedua grafik di atas. Perbedaan jumlah ω_d antara hasil simulasi pada arah translasi dan rotasi karena tidak terkopolnya antara greak translasi dan rotasi.

Sedangkan pada saat sistem diberi massa DVA dengan nilai $r_l = 2.21$, yang terjadi adalah jumlah resonansi dari *translational displacement* dan *rotational displacement* menjadi 2 puncak. Hal ini juga terjadi pada sistem saat diberi massa DVA dengan nilai $r_l = 4.42$. Perbedaannya adalah jarak antara puncak resonansi dengan r_l yang berbeda.

Saat nilai $r_l = 2.21$ dimana di kedua grafik tersebut diwakili oleh garis berwarna hijau, terdapat 3 puncak resonansi. Puncak pertama lebih jauh dan lebih rendah dari 2 puncak yang lainnya. Rasio frekuensi (r_f) dari kedua puncak tersebut sebesar 0.3445; 0.8739 dan 1.193 untuk *translational displacement*. Tetapi jarak antara puncak kedua dan ketiga memiliki *gap* yang tidak terlalu jauh. Di bagian bawahnya tidak setajam dan serendah grafik berwarna merah ($r_l = 0$). Rasio frekuensi (r_f) untuk *angular displacement* berada pada nilai 0.976; 2.499 dan 3.357. *Gap* antara ketiga puncak tersebut tidak terlalu jauh jika dibandingkan dengan grafik berwarna biru, yaitu saat $r_l = 4.42$ yang akan dibahas pada paragraph berikut.

Nilai (r_f) yang dihasilkan saat $r_l = 4.42$ pada *translational displacement* sebesar 0.3109; 0.9075 dan 1.244. Sedangkan pada *angular displacement* nilai dari (r_f) sebesar 0.88081; 2.595 dan 3.525. Dari kedua grafik menunjukkan bahwa saat nilai $r_l = 4.42$ yang diwakili oleh warna biru, puncak resonansi yang dihasilkan lebih tinggi dan *gap* yang dihasilkan lebih jauh. Pada grafik *translational displacement*, bagian bawah yang berada di antara 2 puncak resonansi tertinggi lebih tinggi daripada grafik berwarna hijau dan merah.

Dari ketiga variasi r_l pada gambar 2.16 di atas, kesimpulan yang didapat adalah semakin besar nilai r_l yang didapat (semakin jauh jarak antara pusat massa sistem utama dengan massa DVA), maka semakin besar juga jarak kedua resonansi yang diberikan. Hal ini yang dapat mereduksi getaran berlebih yang terjadi pada sistem.

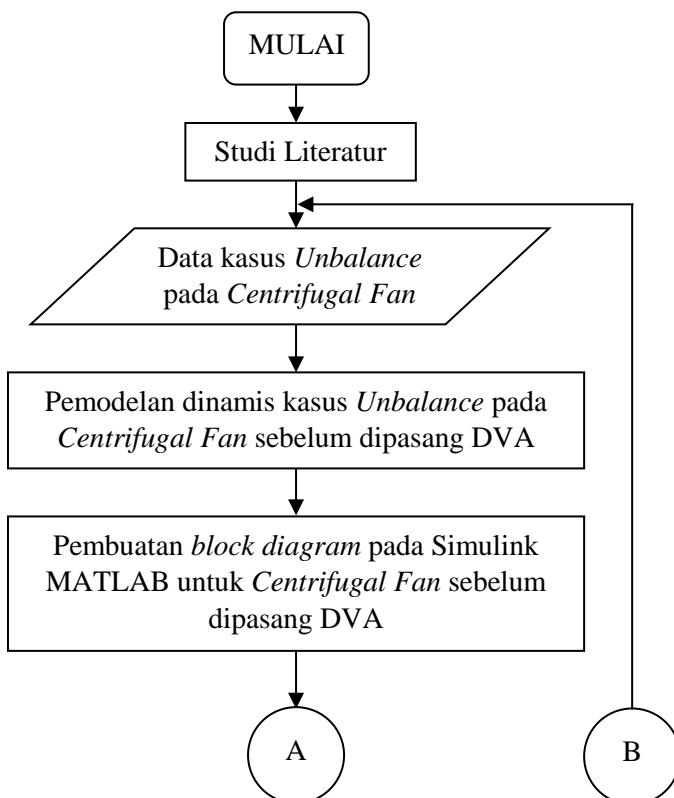
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

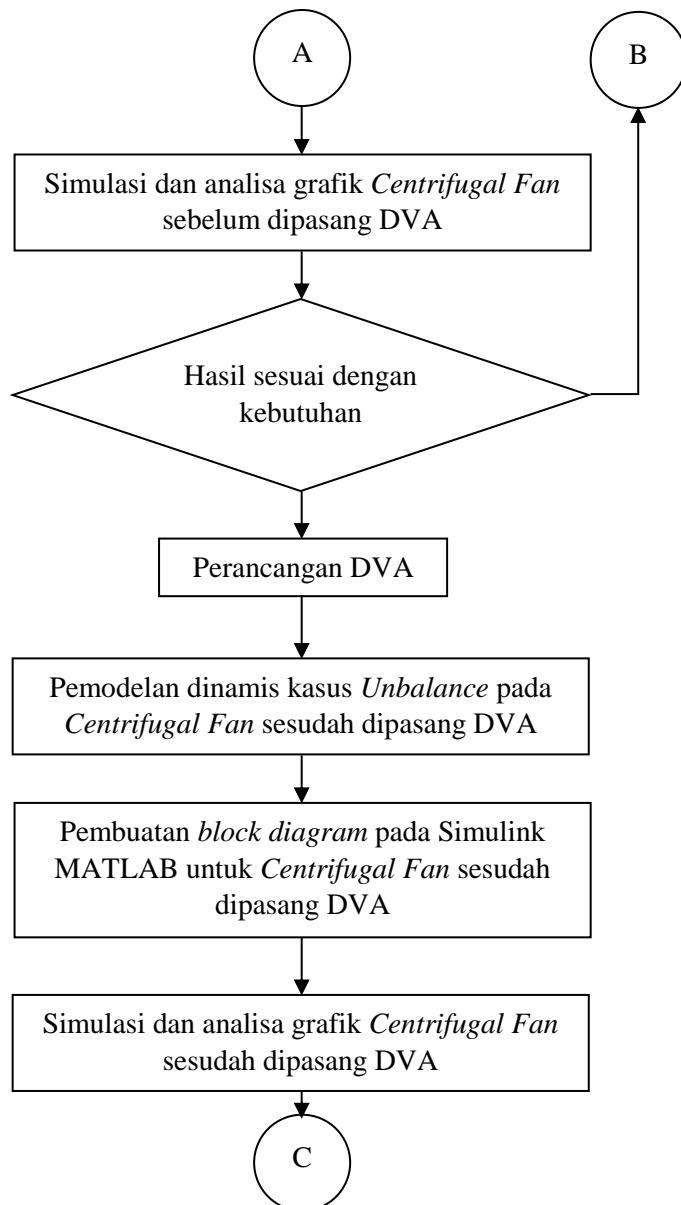
BAB III

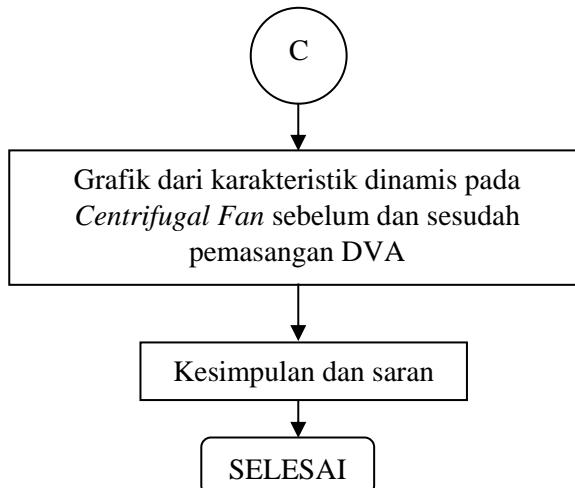
METODOLOGI

3.1. Metodologi Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan dan percepatan pada Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* saat sebelum dan sesudah pemasangan DVA. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar berikut ini.

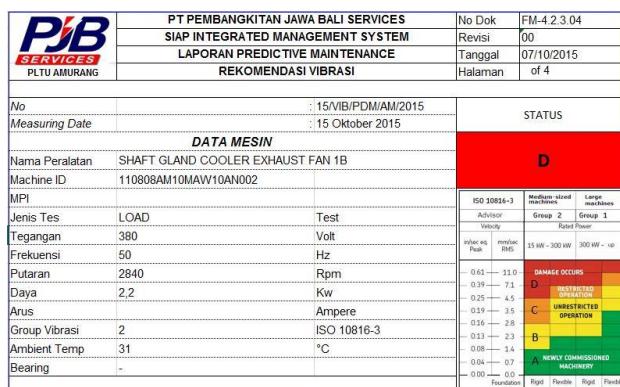




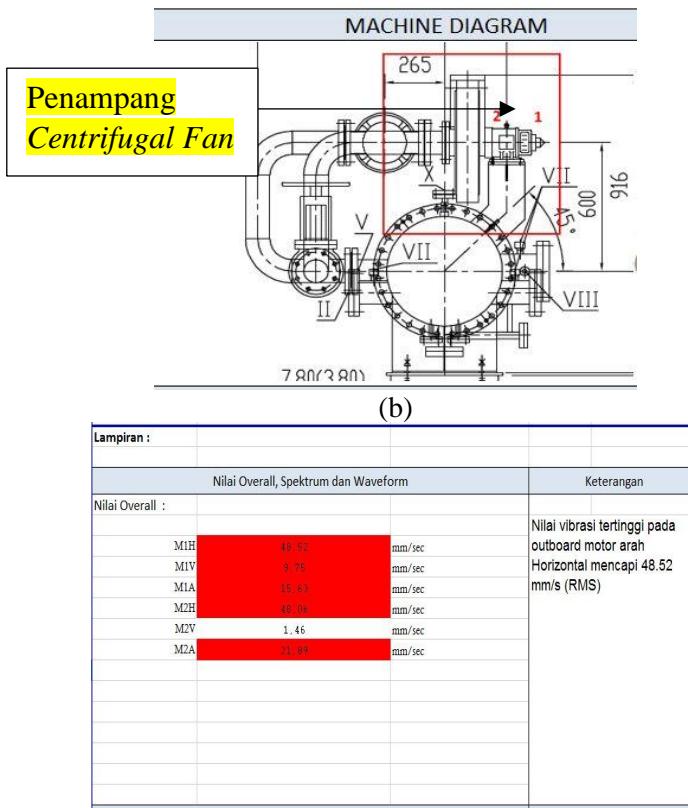


Gambar 3.1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari Studi Literatur mengenai Dynamic Vibration Absorber (DVA). Selanjutnya dilanjutkan dengan pengambilan data kasus *unbalance* pada obyek, yaitu: *Centrifugal Fan*. Gambar 3.2 (a), (b) dan (c) merupakan data dari PT. PJB Services PLTU Amurang.



(a)



Gambar 3.2 Data Vibrasi PT. PJB Services PLTU Amurang untuk Data Pengukuran *Shaft Gland Cooler Exhaust Fan* (a), Posisi Pengukuran (b) dan Nilai Overall, Spektrum dan Waveform (c)

Gambar 3.2 (b) menunjukkan lokasi dari *Centrifugal Fan* secara jelas beserta ukuran-ukurannya, namun ukuran yang dicantumkan pada *Centrifugal Fan* tidak semuanya lengkap. Kemudian dari data yang telah diambil tersebut dilakukan pemodelan dinamis kasus *unbalance* pada *Centrifugal Fan*. Pemodelan dinamis tersebut dilakukan dalam keadaan DVA belum terpasang terlebih dahulu. Setelah itu, dibuat block diagram pada

Simulink MATLAB yang dilanjutkan dengan simulasi dan analisa grafik. Jika hasil yang diperoleh tidak sesuai dengan kebutuhan, maka penggerjaan harus diulangi lagi mulai dari langkah pemodelan dinamis kasus *unbalance*. Namun, jika hasil yang diperoleh dari simulasi dan analisa grafik sudah sesuai dengan kebutuhan, maka langkah selanjutnya yang dilakukan adalah perancangan DVA. Setelah DVA sudah dirancang, dilakukan pemodelan dinamis kasus *unbalance* pada *centrifugal fan* dalam keadaan DVA sudah dipasang. Kemudian dibuat block diagram pada Simulink MATLAB. Setelah itu dilakukan simulasi dan analisa grafik dari *Centrifugal Fan* sesudah dipasang DVA. Lalu Grafik dari karakteristik dinamis pada *Centrifugal Fan* dibandingkan antara sebelum dan sesudah pemasangan DVA. Setelah semua langkah tersebut selesai dilakukan, kesimpulan dan saran baru bisa dilakukan dan penggerjaan tugas akhir selesai dilakukan.

3.2. Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan beberapa referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* saat sebelum dan sesudah dipasang DVA. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literature yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu Mekanika Getaran Dasar, Pemodelan Sistem Dinamis, Dynamic Vibration Absorber dan pembuatan block diagram pada Simulink MATLAB. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter dari Shaft Gland Cooler Exhaust Fan 1B yang meliputi jenis tes, frekuensi, dan putaran mesin.

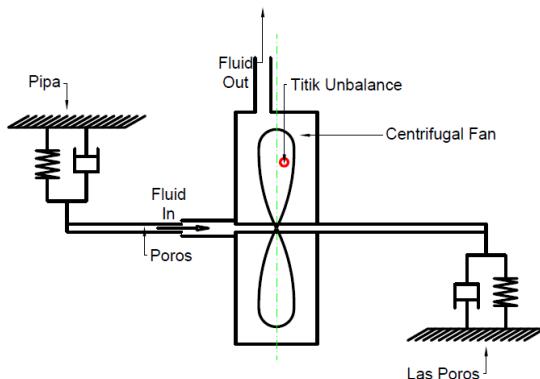
Referensi untuk studi literature didapat dari beberapa buku, jurnal ilmiah, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan materi. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.3. Pemodelan dan Simulasi Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA

Mula-mula, untuk mengetahui karakteristik getaran *Centrifugal Fan* tanpa DVA dalam keadaan *Unbalance*, dibuat pemodelan fisik terlebih dahulu. Setelah pemodelan fisik dibuat, kemudian tahap selanjutnya gambar pemodelan fisik dirubah ke dalam bentuk model matematis. Dalam model matematis ini, dijabarkan *free body diagram* (FBD) *Centrifugal Fan* untuk membuat persamaan dari sumbu x dan sumbu θ . Kemudian parameter-parameter dari data maupun dari hasil perhitungan melalui katalog dijabarkan dalam bentuk table. Lalu simulasi bisa dimulai dan dilakukan analisa.

3.3.1. Pemodelan Fisik *Centrifugal Fan* tanpa DVA

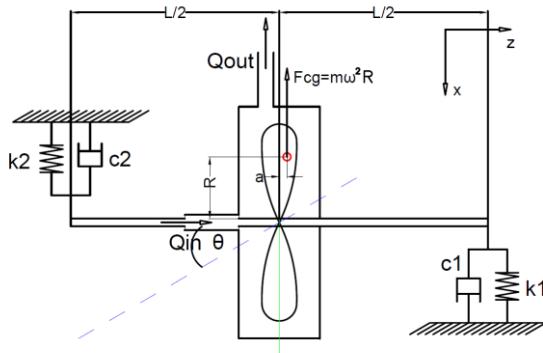
Berikut adalah pemodelan fisik dari *Centrifugal Fan* tanpa DVA.



Gambar 3.3 Skematik *Centrifugal Fan* tanpa DVA arah vertikal dan rotasi

Pada gambar 3.2 dapat dilihat model fisik dari *Centrifugal Fan* sebelum dipasang DVA. Penggambaran skematik tersebut diambil pandangan dari samping kiri.

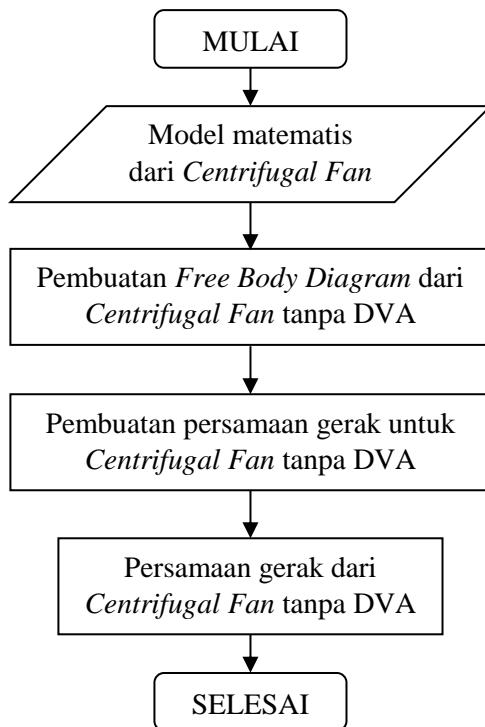
3.3.2. Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA



Gambar 3.4 Model matematis *Centrifugal Fan* tanpa DVA

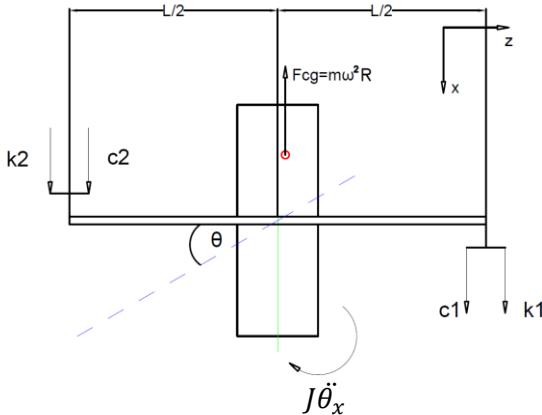
Gambar skematik untuk *Centrifugal Fan* tanpa DVA seperti yang terlihat pada gambar 3.3, meliputi *centrifugal fan*, poros, las poros, pipa titik *unbalance*, dan pipa aliran masuk dan keluar fluida pada *Centrifugal Fan*. Sumbu x berada pada garis vertikal dan sumbu θ berada pada arah rotasi.

Setelah didapatkan model matematis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.4.



Gambar 3.5 Diagram alir pembuatan persamaan gerak dari *Centrifugal Fan* tanpa DVA arah vertikal dan rotasi

3.3.3. Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Vertikal (Sumbu x) pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA
Dari model matematis di atas, didapatkan FBD sebagai berikut:



Gambar 3.6 FBD *Centrifugal Fan* tanpa DVA arah vertikal (Sumbu x)

Dari gambar 3.6 didapatkan 2 persamaan gerak, yaitu: persamaan gerak dari sumbu x (vertikal).

- Pada sumbu x:

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$\begin{aligned}
 & F_{cg} - M\ddot{x} - c_1(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - k_1(x + 0.5l\theta) - c_2(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - \\
 & k_2(x + 0.5l\theta) = 0 \\
 & M\ddot{x} + c_1(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + k_1(x + 0.5l\theta) + c_2(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + \\
 & k_2(x + 0.5l\theta) = F_{cg} \\
 & M\ddot{x} + (c_1 + c_2)\dot{x} + (k_1 + k_2)x + (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\dot{\theta} + \\
 & (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\theta = F_{cg} \tag{3.1}
 \end{aligned}$$

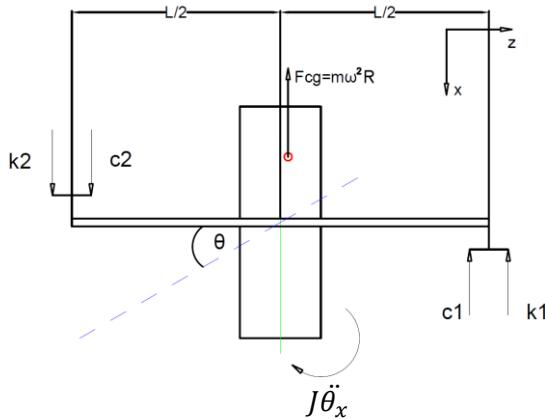
State variable:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [F_{cg} - (c_1 + c_2)\dot{x} - (k_1 + k_2)x - (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\dot{\theta} - \\
 (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\theta] \tag{3.2}$$

3.3.4. Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Rotasi (Sumbu θ) pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA

Dari model matematis sebelumnya, didapatkan FBD sebagai berikut:



Gambar 3.7 FBD *Centrifugal Fan* tanpa DVA arah rotasi (Sumbu θ)

- Pada sumbu θ_x :

$$\begin{aligned} \cup J\ddot{\theta}_x &= 0 \\ J\ddot{\theta}_x - c_1 \frac{l}{2}(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - k_1 \frac{l}{2}(x + 0.5l\theta) - c_2 \frac{l}{2}(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - \\ k_2 \frac{l}{2}(x + 0.5l\theta) - F_{cg}a &= 0 \\ F_{cg}a + c_1 \frac{l}{2}(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + k_1 \frac{l}{2}(x + 0.5l\theta) + c_2 \frac{l}{2}(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + \\ k_2 \frac{l}{2}(x + 0.5l\theta) &= J\ddot{\theta}_x \end{aligned} \quad (3.3)$$

State variable:

$$\ddot{\theta}_x = \frac{1}{J} \left[F_{cg}a + \left(c_1 \frac{l}{2} + c_2 \frac{l}{2} \right) \dot{x} + \left(k_1 \frac{l}{2} + k_2 \frac{l}{2} \right) x + \left(c_1 0.5l \frac{l}{2} + c_2 0.5l \frac{l}{2} \right) \dot{\theta} + \left(k_1 0.5l \frac{l}{2} + k_2 0.5l \frac{l}{2} \right) \theta \right] \quad (3.4)$$

Setelah didapat persamaan gerak, didapat juga *state variable*. *State variable* ini berguna untuk simulasi pada Simulink MATLAB

untuk mengetahui karakteristik getaran pada sistem saat sebelum dipasang DVA.

3.3.5. Pembuatan Block Simulasi Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA Arah Vertikal (Sumbu x) dan Rotasi (Sumbu θ)

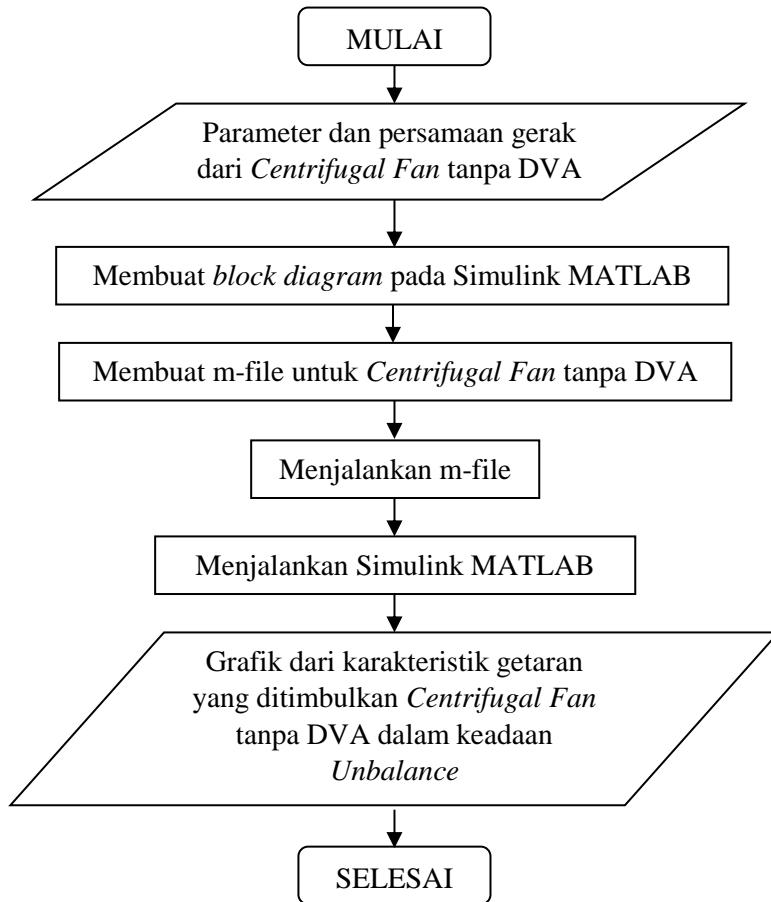
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk membuat simulasi *Centrifugal Fan* tanpa DVA:

Tabel 3.1 Parameter *Centrifugal Fan* tanpa DVA

Parameter	Nilai	Keterangan
$m_{centrifugal fan}$	400.521 kg	Untuk $W_{centrifugal fan}$
$m_{unbalanced}$	0.12 kg	Untuk massa $unbalanced$
R	622.3 mm	Untuk F_{cg}
ω	297.404 rad/s	Untuk F_{cg}
a	2 mm	
$k_{centrifugal fan}$	2,827,002.443 N/mm	
$c_{centrifugal fan}$	1.260 Ns/mm	
$I_{centrifugal fan}$	46,369,907.57 kgmm ²	

Beberapa parameter untuk *Centrifugal Fan* diatas diperoleh dari perhitungan dimensi *Centrifugal Fan* pada skema yang diperoleh dari PT. PJB Services PLTU Amurang. Setelah didapatkan dimensi dari *Centrifugal Fan* kemudian dicari dimensi yang cocok pada catalog *Twin City Fan and Blower Airfoil Fans BAE-SW and BAE-DW* [6]. Proses pembuatan blok diagram pada

Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.5. *Input* yang digunakan yaitu input sinusoidal dengan amplitude 48.52 mm/sec dan frekuensi 50 Hz. Kedua *input* ini didapat dari data PT. PJB Services PLTU Amurang yang ada pada gambar 3.2 (a) dan (c).



Gambar 3.8 Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink MATLAB *Centrifugal Fan* tanpa DVA dalam keadaan *Unbalance*

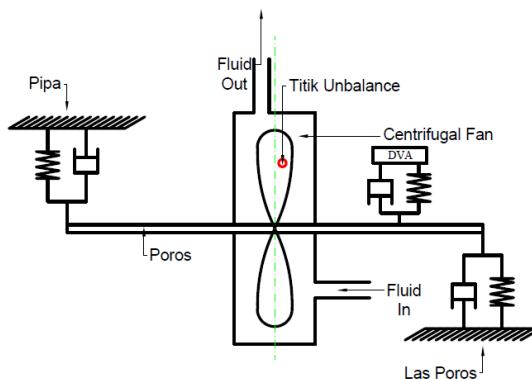
3.3.6. Analisa Grafik Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk *Centrifugal Fan* tanpa DVA akan didapatkan grafik respon dinamis sistem berupa perpindahan ke arah sumbu x dan perpindahan θ .

3.4. Pemodelan dan Simulasi Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Setelah didapatkan pemodelan dan simulasi kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA, pemodelan dan simulasi dengan DVA bisa didapatkan dengan cara mensubstitusikan beberapa rumus dan parameter yang sudah ada dari pemodelan tanpa DVA.

3.4.1. Pemodelan Fisik *Centrifugal Fan* dengan DVA

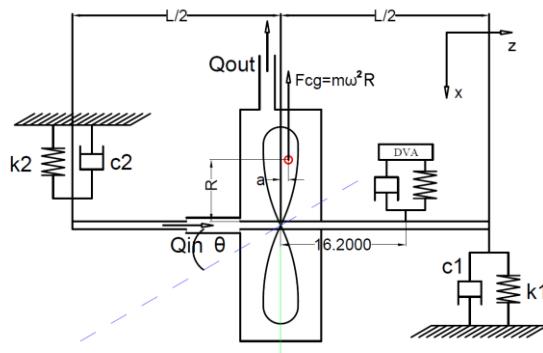


Gambar 3.9 Skematik *Centrifugal Fan* dengan DVA

Pada gambar 3.2 dapat dilihat model fisik dari *Centrifugal Fan* sesudah dipasang DVA. Penggambaran skematis tersebut diambil pandangan dari samping kiri. Sebenarnya letak DVA bisa berada di samping kanan atau kiri *Centrifugal Fan*. Tetapi, dalam kasus ini titik *Unbalance* tidak diketahui dimana pastinya dan pada akhirnya letak titik *Unbalance* diasumsikan di ujung *blade* dari *fan*. Di bagian bawah sebelah kanan terdapat pipa aliran masuk fluida.

Pada simulasi ini, debit aliran pipa masuk dan keluar fluida pada *Centrifugal Fan* dianggap konstan. Namun, dalam realitanya hal ini pasti diperhitungkan. Agar lebih *feasible* jika rancangan DVA ini diaplikasikan ke dalam realita, maka letak DVA diletakkan di sebelah kanan *Centrifugal Fan*, tepat di atas pipa masuk fluida untuk menetralkan getaran yang bisa saja tidak hanya berasal dari titik *Unbalance*, tetapi juga dari debit aliran pipa masuk fluida.

3.4.2. Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

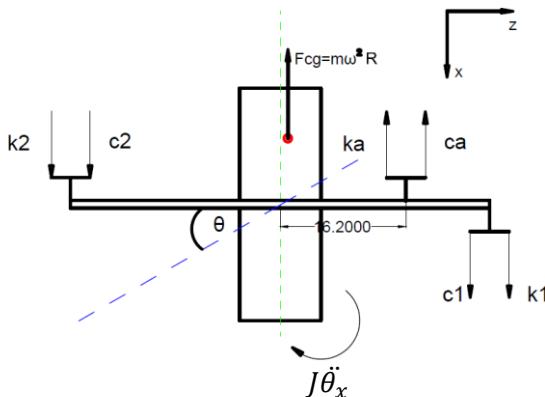


Gambar 3.10 Model matematis *Centrifugal Fan* dengan DVA

Pemodelan matematis untuk *Centrifugal Fan* tanpa DVA seperti yang terlihat pada gambar 3.3, meliputi massa DVA, pegas DVA, peredam DVA, *Centrifugal Fan*, poros, las poros, pipa titik *unbalance*, dan pipa aliran masuk dan keluar fluida pada *Centrifugal Fan*. Pada gambar 3.8, jarak dari DVA ke *center of gravity* *Centrifugal Fan* sebesar $0.3l$, dimana $l = 540 \text{ mm}$.

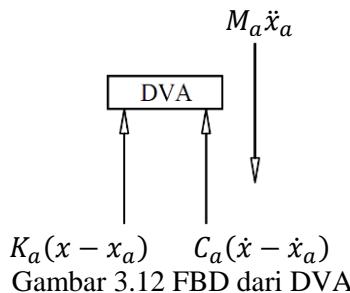
3.4.3. Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Vertikal (Sumbu x) pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Dari model matematis di atas, didapatkan *free body diagram* (FBD) sebagai berikut:



Gambar 3.11 FBD *Centrifugal Fan* dengan DVA arah vertical (Sumbu x)

Gambar di atas merupakan FBD dari Centrifugal Fan secara keseluruhan. Untuk FBD dari DVA akan dijelaskan pada gambar berikut ini.



Gambar 3.12 FBD dari DVA

Persamaan gerak dari DVA di atas adalah sebagai berikut:

- Sumbu x:

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$M_a \ddot{x}_a - c_a(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + c_a(\dot{x}_a + 0.5l\dot{\theta}) - k_a x(x + 0.5l\theta) + k_a x_a(x_a + 0.5l\theta) = 0 \quad (3.5)$$

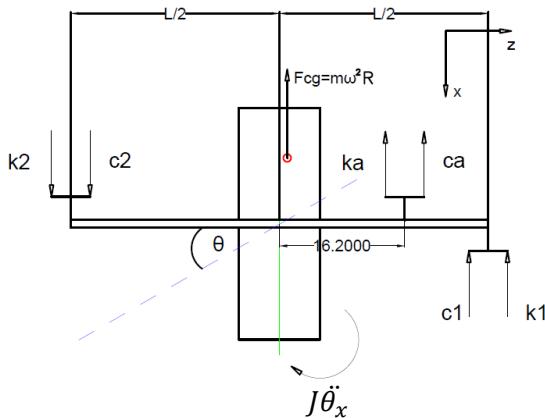
- Sumbu θ :

$$J\ddot{\theta}x_a - c_a(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta})x \frac{l}{2} + c_a(\dot{x}_a + 0.5l\dot{\theta})x_a \frac{0.3l}{2} + k_a(x + 0.5l\theta)x_a \frac{0.3l}{2} - k_a(x_a + 0.5l\theta)x \frac{l}{2} = 0 \quad (3.6)$$

Setelah didapatkan persamaan gerak dari DVA, maka persamaan gerak dari *Centrifugal Fan* saat belum dipasang DVA, yaitu persamaan 3.2 dan 3.3 dapat menerima substitusi dari persamaan 3.4. Terdapat 2 hasil persamaan gerak, yaitu: persamaan gerak dari sumbu x (vertikal) dan sumbu θ (rotasi). Untuk sumbu θ , titik pusat momen berada tepat di tengah-tengah poros ($l/2$).

3.4.4. Persamaan Gerak dari Model Matematis Arah Rotasi (Sumbu θ) pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Dari model matematis di atas, didapatkan *free body diagram* (FBD) sebagai berikut:



Gambar 3.13 FBD *Centrifugal Fan* dengan DVA arah rotasi (Sumbu θ)

- Sumbu x:

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$M\ddot{x} + c_1(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - c_2(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - c_a(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + c_a(\dot{x}_a + 0.5l\dot{\theta}) + k_1(x + 0.5l\theta) - k_2(x + 0.5l\theta) - k_a(x + 0.5l\theta) + k_a(x_a + 0.5l\theta) = F_{cg}$$

State variable:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [F_{cg} - (c_1 - c_2 - c_a)\dot{x} - (k_1 - k_2 - k_a)x - (c_1 - c_2 - c_a)0.5l\dot{\theta} - (k_1 - k_2 - k_a)0.5l\theta - c_a\dot{x}_a - k_a x_a - c_a 0.5l\dot{\theta} - k_a 0.5l\theta] \quad (3.7)$$

- Sumbu θ :

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

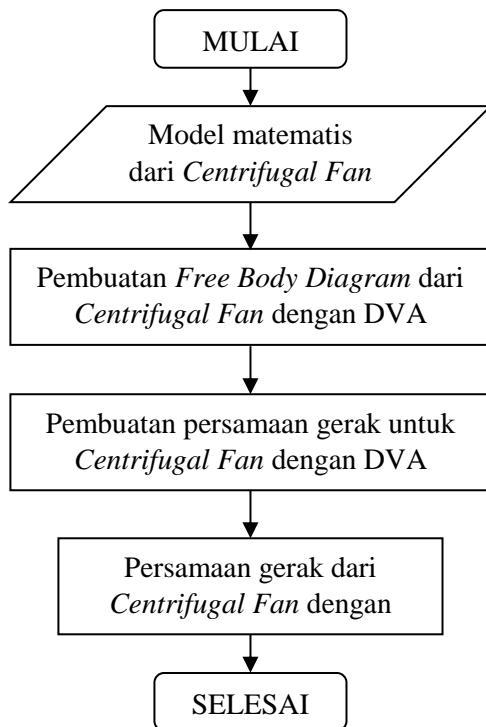
$$J\ddot{\theta}_x - F_{cg}a - \frac{c_1\dot{\theta}l}{2} - k_1\theta\frac{l}{2} - \frac{c_2\dot{\theta}l}{2} - k_2\theta\frac{l}{2} - c_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} - k_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} = 0 \\ F_{cg}a + c_1\dot{\theta}\frac{l}{2} + k_1\theta\frac{l}{2} + c_2\dot{\theta}\frac{l}{2} + k_2\theta\frac{l}{2} + c_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} + k_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} = J\ddot{\theta}_x \quad (3.8)$$

State variable:

$$\ddot{\theta}_x = \frac{1}{J} [F_{cg}a + (c_1\frac{l}{2} + c_2\frac{l}{2} + c_a x_a \frac{0.3l}{2})\dot{\theta} + (k_1\frac{l}{2} + k_2\frac{l}{2} + k_a x_a \frac{0.3l}{2})\theta] \quad (3.9)$$

Jika persamaan gerak sudah didapat, maka didapat juga *state variable*. *State variable* ini berguna untuk simulasi pada Simulink MATLAB untuk mengetahui karakteristik getaran pada sistem saat sebelum dipasang DVA.

Setelah didapatkan model matematis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.8.



Gambar 3.14 Diagram alir pembuatan persamaan gerak dari *Centrifugal Fan* dengan DVA

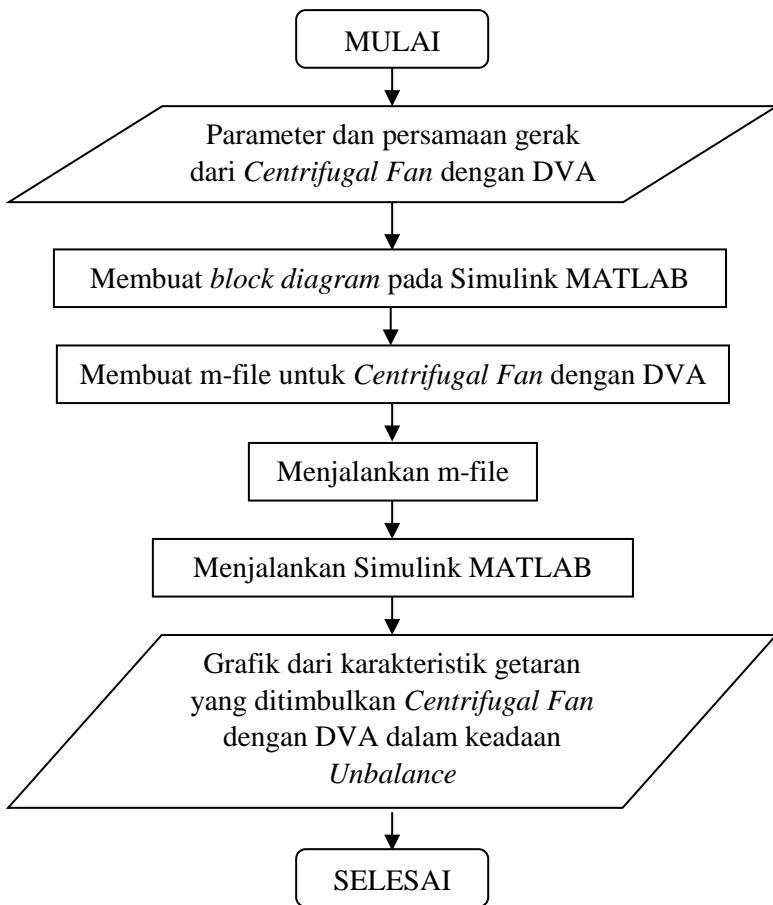
3.4.5. Pembuatan Block Simulasi Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA Arah Vertikal (Sumbu x) dan Rotasi (Sumbu θ)

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut merupakan parameter yang digunakan untuk membuat simulasi *Centrifugal Fan* dengan DVA:

Tabel 3.2 Parameter *Centrifugal Fan* dengan DVA

Parameter	Nilai	Keterangan
$m_{centrifugal\ fan}$	400.521 kg	Untuk $W_{centrifugal\ fan}$
$m_{DVA\ 1}$	10.013 kg	1/40 dari massa system
$m_{DVA\ 2}$	40.0521 kg	1/10 dari massa system
$m_{DVA\ 3}$	100.13025 kg	1/4 dari massa system
$m_{DVA\ 4}$	400.521 kg	Massa DVA = massa system
$m_{DVA\ 5}$	801.042 kg	2 kali dari massa sistem
R	622.3 mm	Untuk F_{cg}
W	297.404 rad/s	Untuk F_{cg}
A	2 mm	

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.5. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dengan amplitude 48.52 mm/sec dan frekuensi 50 Hz.



Gambar 3.15 Diagram alir pembuatan blok diagram Simulink MATLAB *Centrifugal Fan* dengan DVA dalam keadaan *Unbalance*

3.4.6. Analisa Grafik Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk *Centrifugal Fan* dengan DVA akan didapatkan grafik respon dinamis sistem berupa perpindahan ke arah sumbu x dan perpindahan θ . Kemudian grafik

dari hasil simulasi *Centrifugal Fan* tanpa DVA dibandingkan dengan grafik hasil simulasi *Centrifugal Fan* dengan DVA dengan cara kedua grafik dibentuk *superimposed*.

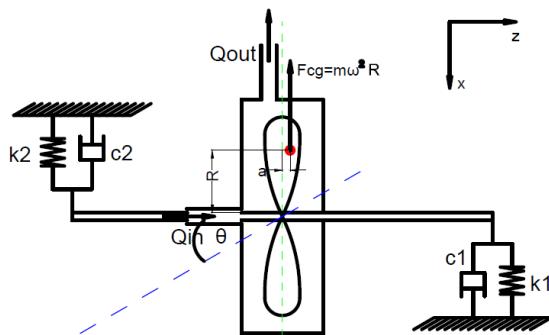
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

PEMODELAN SISTEM

4.1. Pemodelan Dinamis Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA

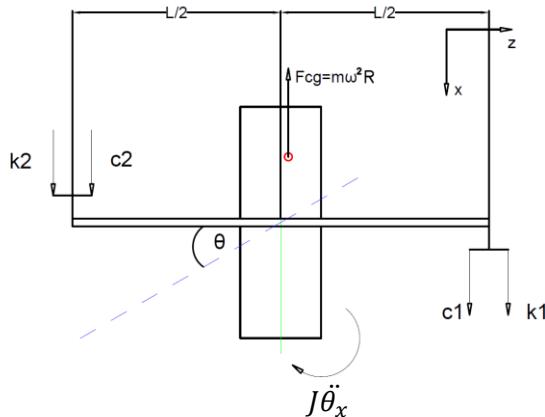
Pada gambar 4.1, *Centrifugal Fan* terletak di tengah-tengah poros. Sedangkan k_2 dan c_2 merupakan pipa *Centrifugal Fan* yang sebenarnya terletak di atas *Centrifugal Fan*. Posisi pipa tersebut dipindah ke sebelah kiri untuk mempermudah perhitungan. Lalu k_1 dan c_1 merupakan las dari bodi *Centrifugal Fan*. Titik *unbalance* yang diwakili oleh titik berwarna merah pada *Centrifugal Fan* dan tidak diketahui letak pastinya. Oleh karena itu, diasumsikan bahwa titik *unbalance* berada di ujung *blade* dari *Centrifugal Fan*. Karena nilai vibrasi yang tertinggi berada pada arah Vertikal, maka pada gambar di atas gambar model matematis yang dipakai dilihat dari atas sistem. Hal ini juga mengakibatkan perubahan penetapan arah, yaitu: sumbu x yang jika dilihat dari samping sistem merupakan arah Vertikal, namun jika dilihat dari atas menjadi arah vertical. Sedangkan, untuk sumbu z tetap mewakili arah axial.



Gambar 4.1 Model matematis *Centrifugal Fan* tanpa DVA

4.1.1. Persamaan Gerak *Centrifugal Fan* tanpa DVA dari Arah Vertikal (Sumbu x)

Dari model matematis pada Gambar 4.1 didapatkan (FBD) sebagai berikut:



Gambar 4.2 FBD *Centrifugal Fan* tanpa DVA arah vertical (Sumbu x)

Gambar 4.2 menghasilkan persamaan gerak, yaitu: persamaan gerak dari sumbu x (vertical). Persamaan dibuat dengan asumsi sumbu x positif ke arah atas, didapatkan persamaan gerak sebagai berikut:

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$\begin{aligned}
 & F_{cg} - M\ddot{x} - c_1(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - k_1(x + 0.5l\theta) - c_2(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - \\
 & k_2(x + 0.5l\theta) = 0 \\
 & M\ddot{x} + c_1(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + k_1(x + 0.5l\theta) + c_2(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + \\
 & k_2(x + 0.5l\theta) = F_{cg} \\
 & M\ddot{x} + (c_1 + c_2)\dot{x} + (k_1 + k_2)x + (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\dot{\theta} + \\
 & (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\theta = F_{cg} \tag{4.1}
 \end{aligned}$$

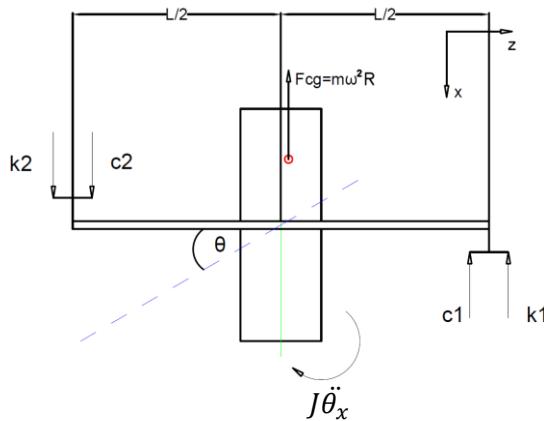
Persamaan *State variable* berikut dihasilkan dari persamaan (4.1):

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [F_{cg} - (c_1 + c_2)\dot{x} - (k_1 + k_2)x - (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\dot{\theta} - (0.5lc_1 + 0.5lc_2)\theta] \quad (4.2)$$

4.1.2. Persamaan Gerak *Centrifugal Fan* tanpa DVA dari Arah Rotasi (Sumbu θ)

Dari model matematis pada gambar 4.1 didapatkan (FBD) sebagai berikut:



Gambar 4.3 FBD *Centrifugal Fan* tanpa DVA arah rotasi (Sumbu θ)

Gambar 4.3 menghasilkan persamaan gerak, yaitu: persamaan gerak dari sumbu $0x$ (rotasi). Persamaan dibuat dengan asumsi arah *clockwise* menghasilkan tanda positif, didapatkan persamaan gerak sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \circlearrowleft J\ddot{\theta}_x &= 0 \\ J\ddot{\theta}_x - c_1 \frac{l}{2} (\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - k_1 \frac{l}{2} (x + 0.5l\theta) - c_2 \frac{l}{2} (\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - \\ k_2 \frac{l}{2} (x + 0.5l\theta) - F_{cg}a &= 0 \\ F_{cg}a + c_1 \frac{l}{2} (\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + k_1 \frac{l}{2} (x + 0.5l\theta) + c_2 \frac{l}{2} (\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + \\ k_2 \frac{l}{2} (x + 0.5l\theta) &= J\ddot{\theta}_x \end{aligned} \quad (4.3)$$

Persamaan *State variable* dari persamaan (4.3) adalah:

$$\ddot{\theta}_x = \frac{1}{J} \left[F_{cg} a + \left(c_1 \frac{l}{2} + c_2 \frac{l}{2} \right) \dot{x} + \left(k_1 \frac{l}{2} + k_2 \frac{l}{2} \right) x + \left(c_1 0.5l \frac{l}{2} + c_2 0.5l \frac{l}{2} \right) \dot{\theta} + \left(k_1 0.5l \frac{l}{2} + k_2 0.5l \frac{l}{2} \right) \theta \right] \quad (4.4)$$

4.2. Diagram Blok

Persamaan gerak yang sudah diperoleh dari perhitungan di atas, kemudian diubah menjadi *state variable*. Diagram blok yang akan dibuat pada kasus ini berdasarkan pada *state variable* yang sudah didapatkan dari perhitungan. Diagram blok tersebut akan menghasilkan grafik respon dari masing-masing sistem dan dapat dilihat pula perbedaan dari tiap sistem.

4.2.1. Input yang Digunakan

Kasus *unbalance* pada *Centrifugal Fan* ini membutuhkan kecepatan sudut (RPM) yang satunya sudah dikonversikan ke dalam rad/s sebagai sinyal inputnya. Input yang digunakan berupa gaya *centrifugal*.

Source-code berikut merupakan parameter input untuk Simulink MATLAB pada *Centrifugal Fan*.

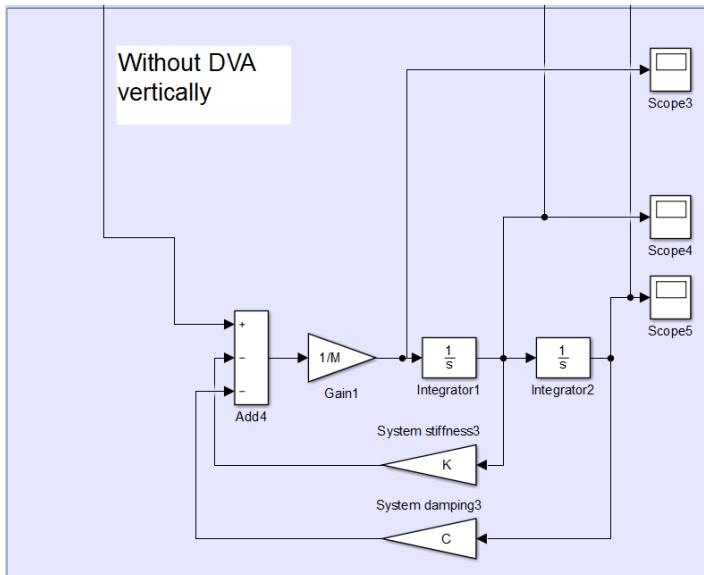
```
clc
clear all
%Given unbalance condition
m      = 0.12; %Unbalance mass (kg)
angle  = 156; %Radial position (degree)
R      = 316; %Unbalance eccentricity (mm)
Omega  = 297.404; %Constant operating speed
(rad/s)
a      = 10; %Distance from unbalance to center
of geometri (mm)
```

Pada *Source-code* terdapat massa *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan massa sebesar 0.12 kg. *Constant operating speed* di atas merupakan frekuensi kerja *Centrifugal Fan* yang didapat dari data yang tersedia yaitu: 2840 rpm. Angka tersebut dikonversikan ke dalam rad/s menjadi 297.404 rad/s. Hal ini dilakukan untuk

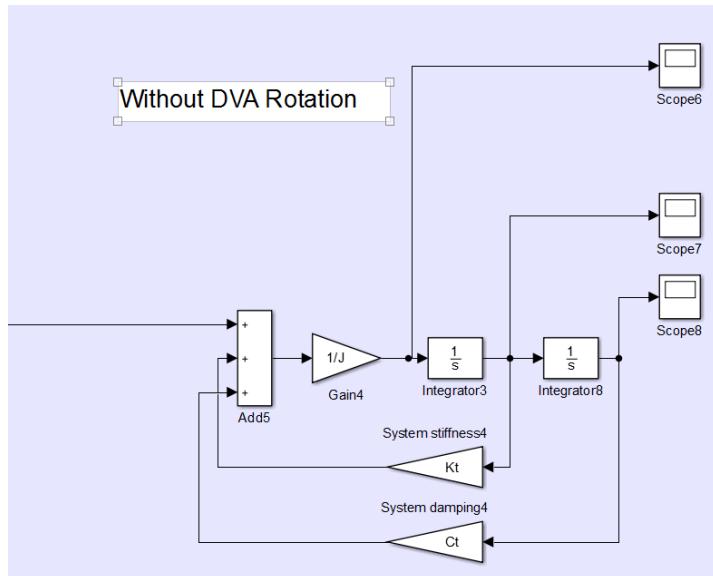
mempermudah perhitungan dan menyesuaikan satuan dengan *natural frequency* pada sistem.

4.2.2. Diagram Blok untuk Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA

Diagram blok pada kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA terdiri dari subsistem *Without DVA vertically* yang berisi beberapa blok yang merepresentasikan gaya-gaya yang bekerja pada koordinat perpindahan sumbu x dan subsistem *Without DVA rotation* yang berisi beberapa blok yang merepresentasikan momen yang bekerja pada sistem *Centrifugal Fan* sebelum dipasang DVA. Diagram blok tersebut ditunjukkan pada gambar 4.4 dan gambar 4.5.



Gambar 4.4 Diagram blok untuk kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA secara vertical



Gambar 4.5 Diagram blok untuk kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA secara rotasi

4.2.3. Perhitungan *Natural Frequency* (ω_n) Sistem *Centrifugal Fan* sebelum Dipasang DVA

Perhitungan *Natural Frequency* (ω_n) [1] sistem *Centrifugal Fan* sebelum dipasang DVA bertujuan untuk mengetahui berapa besar *natural frequency* pada *Centrifugal Fan* agar bisa dijadikan sebagai tolok ukur keberhasilan dari pemasangan DVA.

Di dalam perhitungan ini, terdapat dua persamaan, yaitu: persamaan translasi dan persamaan rotasi.

- Persamaan translasi

$$M\ddot{x} + (c_1 + c_2)\dot{x} + (k_1 + k_2)x - F_{cg} = 0$$

$$M\ddot{x} + (c_1 + c_2)\dot{x} + (k_1 + k_2)x = F_{cg}$$

$$M\ddot{x} + (k_1 + k_2)x = 0 \quad (4.5)$$

- Persamaan rotasi

$$J\ddot{\theta}_x - c_1\dot{\theta}\frac{l}{2} - k_1\theta\frac{l}{2} - c_2\dot{\theta}\frac{l}{2} - k_2\theta\frac{l}{2} - F_{cg}a = 0 \quad (4.6)$$

Dalam persamaan rotasi untuk mempermudah perhitungan, persamaan 4.6 dikonversikan menjadi persamaan translasi. Hal ini dilakukan dengan mengubah variable θ menjadi $\frac{x}{l}$ atau $\theta = \frac{x}{l}$.

$$\begin{aligned} J\frac{\ddot{x}}{l} - c_1\frac{\dot{x}}{l^2} - k_1\frac{x}{l^2} - c_2\frac{\dot{x}}{l^2} - k_2\frac{x}{l^2} &= F_{cg}a \\ J\frac{\ddot{x}}{l} - \frac{(c_1 + c_2)\dot{x}}{2} - \frac{(k_1 + k_2)x}{2} &= F_{cg}a \\ -J\frac{\ddot{x}}{l} + \frac{(c_1 + c_2)\dot{x}}{2} + \frac{(k_1 + k_2)x}{2} &= -F_{cg}a \\ -J\frac{\ddot{x}}{l} + \frac{(k_1 + k_2)x}{2} &= 0 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Kemudian, diasumsikan bahwa M dan J mempunyai *harmonic motion* pada frekuensi ω dan sudut fase ϕ yang sama, maka solusinya adalah sebagai berikut:

$$x = X \cos(\omega t + \phi) = 0$$

Persamaan di atas disubstitusikan ke dalam persamaan translasi dan persamaan rotasi system *Centrifugal Fan* sebelum dipasang DVA.

$$\{-M\omega^2 + (k_1 + k_2)X\} = 0 \quad (4.8)$$

$$\left\{J\frac{\omega^2}{l} + \frac{(k_1 + k_2)X}{2}\right\} = 0 \quad (4.8)$$

Kemudian, kedua persamaan di atas dimasukkan ke dalam determinan matriks, dimana determinan tersebut harus sama dengan nol:

$$\det \begin{bmatrix} -M\omega^2 + (k_1 + k_2) & 0 \\ 0 & \frac{J\omega^2}{l} + \left\{\frac{(k_1 + k_2)}{2}\right\} \end{bmatrix}$$

Determinan matriks di atas dijabarkan menjadi persamaan berikut ini:

$$-\frac{mJ\omega^4}{l} - \frac{m\omega^2(k_1 + k_2)}{2} + \frac{J\omega^2(k_1 + k_2)}{l} + \frac{(k_1 + k_2)^2}{2} = 0 \quad (4.9)$$

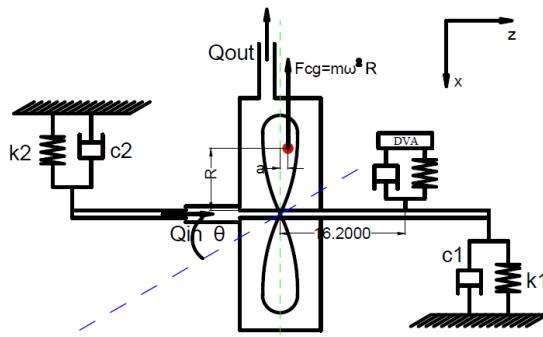
Persamaan karakteristik di atas kemudian diakarkan dan akan menghasilkan *natural frequency* yang dicari.

$$\begin{aligned}\omega_1^2, \omega_2^2 &= \frac{1}{2} \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{l} + \frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\} \mp \left[\left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{l} + \frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\}^2 - \right. \\ &\quad \left. \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)(k_1+k_2)}{l} - 0^2}{JM} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.10) \\ \omega_1^2 &= \frac{1}{2} \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{l} + \frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\} - \left[\left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{l} + \frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\}^2 - \right. \\ &\quad \left. \left\{ 4 \frac{\frac{(k_1+k_2)(k_1+k_2)}{l} - 0^2}{JM} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \\ \omega_1^2 &= -12.041 \\ \omega_1 &= 3.470 \frac{\text{rad}}{\text{sec}} \\ \omega_2^2 &= \frac{1}{2} \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{l} + \frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\} + \left[\left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{l} + \frac{(k_1+k_2)J + (k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\}^2 - \right. \\ &\quad \left. \left\{ 4 \frac{\frac{(k_1+k_2)(k_1+k_2)}{l} - 0^2}{JM} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \\ \omega_2^2 &= 38.473 \frac{\text{rad}}{\text{sec}} \\ \omega_2 &= 6.202 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}\end{aligned}$$

Pada hasil akar *natural frequency* pertama (ω_1) yang dihasilkan sebesar 3.470 rad/sec, sedangkan akar *natural frequency* kedua (ω_2) yang dihasilkan sebesar 6.202 rad/sec. Sedangkan frekuensi kerja yang diaplikasikan pada *Centrifugal Fan* sebesar 2840 rpm atau 297.404 rad/sec. Angka tersebut cukup jauh dari kedua *natural frequency* system dan hal ini akan dibahas pada bab selanjutnya.

4.3. Pemodelan Dinamis Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Pada gambar berikut, system utama *Centrifugal Fan* telah dipasang DVA pada bagian kanan atas. DVA tersebut terdiri atas 3 bagian yaitu: massa DVA, pegas DVA (k_a) dan peredam DVA (c_a). Variasi dari bagian-bagian tersebut telah dibahas pada subbab sebelumnya.



Gambar 4.6 Model matematis *Centrifugal Fan* dengan DVA

Jarak antara DVA dan *Center of Gravity* (CG) telah ditetapkan sejak awal, yaitu: 30% dari panjang system secara keseluruhan. Titik pemasangan DVA diambil dari CG, sehingga jarak antara CG dan DVA sejauh 16.2 cm. Panjang pipa yang dipasang pada *Centrifugal Fan* sepanjang 54 cm dengan *Centrifugal Fan* terletak di tengah-tengah pipa tersebut.

Pemasangan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dilakukan untuk mengurangi getaran berlebihan yang terjadi pada *Centrifugal Fan* akibat *unbalance*. Terdapat beberapa variasi dari massa DVA (m_{DVA}) yang akan disimulasikan untuk system ini. Variasi massa DVA tersebut diambil dari sebagian dari massa sistem, yaitu: 1/20 dari massa sistem, 1/10 dari massa sistem, 1/4 dari massa sistem, sama dengan massa sistem, dan 2 kali dari

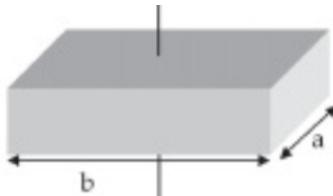
massa system. Perhitungan *stiffness* (k_{DVA}) dan *damping* (c_{DVA}) dihitung secara manual.

4.3.1. Perhitungan Variasi Massa DVA (M_{DVA}), *Stiffness DVA* (k_{DVA}) dan *Damping* (c_{DVA})

Dalam perhitungan ini, jika massa DVA dihitung dengan besar; misal: 1/20 dari massa system, maka bukan berarti *stiffness* dan *damping* juga mengikuti perhitungan tersebut. *Stiffness* dan *damping* didapatkan dari perhitungan yang melibatkan massa DVA itu sendiri.

- **Dimensi DVA**

Dimensi DVA yang dirancang dalam tugas akhir ini berupa balok padat seperti gambar di bawah ini.



Gambar 4.7 Dimensi DVA balok padat

DVA pada system ini akan mengalami getaran secara terus-menerus akibat dari getaran yang disalurkan dari system utama, yaitu: *Centrifugal Fan*. Oleh karena itu, material yang dipakai harus *fatigue proof* atau tahan terhadap gaya yang diberikan secara berulang-ulang. Material yang memenuhi kriteria tersebut adalah AISI 1144 *Carbon Steel* dengan densitas 7.85 gr/cm^3 atau sama dengan 0.000785 kg/mm^3 .

- **Contoh Perhitungan DVA**

DVA dirancang dengan beberapa variasi massa. Berikut adalah contoh tahap perhitungan massa DVA, *stiffness* DVA dan *damping* DVA:

1. Massa DVA (m_{DVA}) = $1/40$ Massa Sistem

Massa DVA divariasikan untuk diteliti responnya dari grafik yang dihasilkan. Berikut adalah beberapa massa yang akan dihitung:

- 1/40 dari massa sistem
- 1/10 dari massa sistem
- 1/4 dari massa sistem
- massa DVA sama besarnya dengan massa system ($m_{DVA} = m_{sistem}$)
- massa DVA sebesar 2 kali massa system ($m_{DVA} = 2 \times m_{sistem}$).

$$m_{DVA} = \frac{1}{40} m_s$$

Perhitungan $m_{DVA} = \frac{1}{40} m_s$ merupakan salah satu contoh perhitungan dari perhitungan massa DVA. Tabel berikut menjabarkan hasil perhitungan lengkap dari semua massa DVA yang telah dihitung:

Tabel 4.1 Hasil perhitungan massa DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)
1/40 m_{sistem}	10.013
1/10 m_{sistem}	40.0521
1/4 m_{sistem}	100.13025
$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521
$2 \times m_{sistem}$	801.042

2. Volume DVA

Pada langkah sebelumnya massa DVA didapatkan hasilnya, selanjutnya perhitungan Volume dari DVA. Perhitungan volume ini berasal dari rumus:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Dimana m merupakan massa dari DVA dan ρ merupakan massa jenis dari jenis material DVA. Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya, jenis material DVA yaitu: AISI 1144 *Carbon Steel* dengan densitas sebesar 0.000785 kg/mm^3 .

$$V_{DVA} = \frac{m_{DVA}}{\rho}$$

$$V_{DVA} = \frac{10.013}{0.000785}$$

$$V_{DVA} = 12,755.414 \text{ mm}^3$$

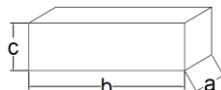
Tabel 4.2 berikut merupakan hasil perhitungan dari Volume DVA seperti perhitungan di atas.

Tabel 4.2 Hasil perhitungan volume DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)	V_{DVA} (mm^3)
1/40 m_{sistem}	10.013	12,755.414
1/10 m_{sistem}	40.0521	51,021.783
1/4 m_{sistem}	100.13025	127,554.458
$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521	457,736.46
$2 \times m_{sistem}$	801.042	854,374.236

3. Dimensi DVA

Dimensi DVA dirancang dengan sedikit berbeda-beda, tergantung dari volume yang dihasilkan perhitungan sebelumnya.



Gambar 4.8 Dimensi DVA

Berikut adalah table hasil perancangan dimensi DVA pada masing-masing massa DVA:

Tabel 4.3 Hasil perhitungan dimensi DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)	V_{DVA} (mm^3)	a (mm)	b (mm)	c (mm)
1/40 m_{sistem}	10.013	12,755.414	15	170	5.002
1/10 m_{sistem}	40.0521	51,021.783	50	200	5.102
1/4 m_{sistem}	100.13025	127,554.458	50	200	12.755
$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521	457,736.46	100	200	22.886
$2 \times m_{sistem}$	801.042	854,374.236	100	200	42.718

4. Inersia DVA

Setelah dimensi DVA dirancang, tahap selanjutnya adalah menghitung Inersia DVA pada masing-masing massa DVA. Perhitungan di bawah ini adalah salah satu contoh perhitungan Inersia pada massa DVA 1/40 dari massa system.

$$I_{DVA} = \frac{m_{DVA}}{12} (a^2 + b^2)$$

$$I_{DVA} = \frac{10.013}{12} (15^2 + 170^2)$$

$$I_{DVA} = 24,302.385 \text{ kgmm}^2$$

Hasil perhitungan Inersia pada masing-masing massa DVA dijabarkan pada table berikut:

Tabel 4.4 Hasil perhitungan Inersia DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)	I_{DVA} (kgmm^2)
1/40 m_{sistem}	10.013	24,302.385
1/10 m_{sistem}	40.0521	141,851.187
1/4 m_{sistem}	100.13025	354,627.968
$m_{DVA} = m_{\text{sistem}}$	400.521	2,086,046.875
2 x m_{sistem}	801.042	9,679,257.5

5. Stiffness DVA

Pada perhitungan *stiffness* DVA dibutuhkan Modulus Young (E) dari material DVA yang akan dibuat. Material DVA pada tugas akhir ini yaitu: AISI 1144 *Carbon Steel*. Modulus Young (E) dari material tersebut sebesar 200 GPA atau 200,000 N/mm².

Berikut adalah rumus dasar dari perhitungan *stiffness*:

$$k = \frac{48 \times \text{GPA} \times I}{b^3}$$

Contoh perhitungan *stiffness* pada DVA dengan massa 1/40 dari massa system, yakni:

$$k_{DVA} = \frac{48 \times \text{GPA} \times I_{DVA}}{b^3}$$

$$k_{DVA} = \frac{48 \times 200,000 \times 24,302.385}{170^3}$$

$$k_{DVA} = 70,675.061 \frac{N}{mm}$$

Tabel berikut berisi hasil perhitungan *stiffness* pada tiap massa DVA.

Tabel 4.5 Hasil perhitungan *Stiffness* DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)	k_{DVA} (N/mm)
1/40 m_{sistem}	10.013	47,486.850
1/10 m_{sistem}	40.0521	170,221.424
1/4 m_{sistem}	100.13025	425,553.561
$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521	2,503,256.25
$2 \times m_{sistem}$	801.042	27,532,110.22

6. *Damping* DVA

Perhitungan *damping* DVA menggunakan rumus sebagai berikut:

$$c_{DVA} = 0.0075 \times 2 \times \sqrt{\frac{k_{DVA}}{M_{DVA}}}$$

$$c_{DVA} = 0.0075 \times 2 \times \sqrt{\frac{47,486.850}{10.013}}$$

$$c_{DVA} = 1.032 \frac{Ns}{mm}$$

Tabel berikut hasil perhitungan *damping coefficient* pada DVA dengan massa tiap DVA:

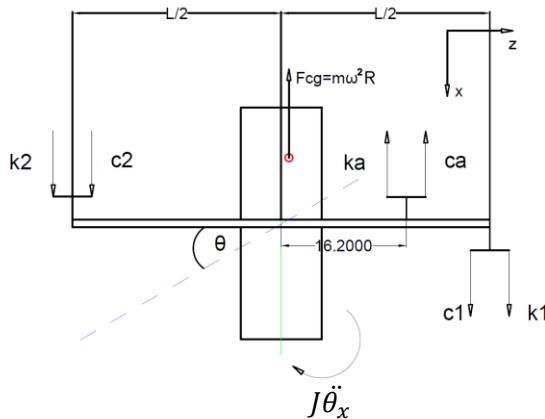
Tabel 4.6 Hasil perhitungan *Damping* DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)	c_{DVA} (Ns/mm)
1/40 m_{sistem}	10.013	1.032
1/10 m_{sistem}	40.0521	0.977
1/4 m_{sistem}	100.13025	0.977

$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521	1.185
$2 \times m_{sistem}$	801.042	2.780

4.3.2. Persamaan Gerak *Centrifugal Fan* dengan DVA

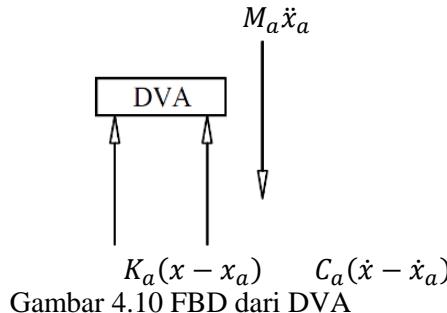
Dari model matematis pada subbab sebelumnya, didapatkan *Free Body Diagram* (FBD) pada gambar 4.8. Dari gambar 4.8 didapatkan 2 persamaan gerak, yaitu: persamaan gerak dari sumbu x (vertical) dan sumbu θ_x (rotasi). Untuk mendapatkan persamaan gerak secara keseluruhan dari FBD di atas diperlukan persamaan gerak pada DVA sendiri dari sumbu x (vertical) dan sumbu θ_x (rotasi). Setelah persamaan gerak pada DVA tersebut didapatkan, selanjutnya persamaan tersebut disubstitusikan ke persamaan 4.1 dan persamaan 4.3.



Gambar 4.9 FBD *Centrifugal Fan* dengan DVA

4.3.2.1. Persamaan Gerak DVA

Persamaan gerak DVA dicari terlebih dahulu agar mempermudah perhitungan berikutnya pada *Centrifugal Fan* dengan DVA. Gambar 4.9 di bawah ini merupakan FBD dari DVA.



Setelah FBD didapatkan, selanjutnya persamaan DVA dibangun baik dari sumbu x (vertical) maupun sumbu θx (rotasi).

- **Arah Vertikal (Sumbu x)**

Pada perhitungan ini asumsi sumbu x positif ke arah atas dan didapatkan persamaan gerak sebagai berikut:

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$M_a \ddot{x}_a - c_a(\dot{x} - \dot{x}_a) - k_a(x - x_a) = 0 \quad (4.11)$$

- **Arah Rotasi (Sumbu θx)**

Berikut adalah persamaan gerak dari sumbu θx:

$$J\ddot{\theta}x_a - c_a\dot{\theta}\frac{l}{2} + c_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} + k_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} - k_a\dot{\theta}x\frac{l}{2} = 0 \quad (4.12)$$

4.3.2.2. Persamaan Gerak Centrifugal Fan dengan DVA dari Arah Vertikal (Sumbu x)

Persamaan gerak DVA yang sudah didapat akan digabungkan dengan persamaan sistem secara keseluruhan. Itulah sebabnya, sistem DVA ditentukan terlebih dahulu persamaannya, baik dari sumbu x maupun dari sumbu θx. Seperti pada subbab sebelumnya, asumsi yang digunakan adalah sumbu x positif ke arah atas.

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

$$M\ddot{x} + c_1(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - c_2(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) - c_a(\dot{x} + 0.5l\dot{\theta}) + c_a(\dot{x}_a + 0.5l\dot{\theta}) + k_1(x + 0.5l\theta) - k_2(x + 0.5l\theta) - k_a(x + 0.5l\theta) + k_a(x_a + 0.5l\theta) = F_{cg} \quad (4.13)$$

State variable:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v} = \frac{1}{M} [F_{cg} - (c_1 - c_2 - c_a)\dot{x} - (k_1 - k_2 - k_a)x - (c_1 - c_2 - c_a)0.5l\dot{\theta} - (k_1 - k_2 - k_a)0.5l\theta - c_a\dot{x}_a - k_a x_a - c_a 0.5l\dot{\theta} - k_a 0.5l\theta] \quad (4.14)$$

4.3.2.3. Persamaan Gerak *Centrifugal Fan* dengan DVA dari Arah Rotasi (Sumbu Θ)

Perhitungan *Centrifugal Fan* dengan DVA dari arah rotasi sumbu θ_x adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \cup J\ddot{\theta}_x &= 0 \\ J\ddot{\theta}_x - F_{cg}a - \frac{c_1\dot{\theta}l}{2} - k_1\theta\frac{l}{2} - \frac{c_2\dot{\theta}l}{2} - k_2\theta\frac{l}{2} - c_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} - \\ k_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} &= 0 \\ F_{cg}a + c_1\dot{\theta}\frac{l}{2} + k_1\theta\frac{l}{2} + c_2\dot{\theta}\frac{l}{2} + k_2\theta\frac{l}{2} + c_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} + \\ k_a\dot{\theta}x_a\frac{0.3l}{2} &= J\ddot{\theta}_x \end{aligned} \quad (4.15)$$

State variable:

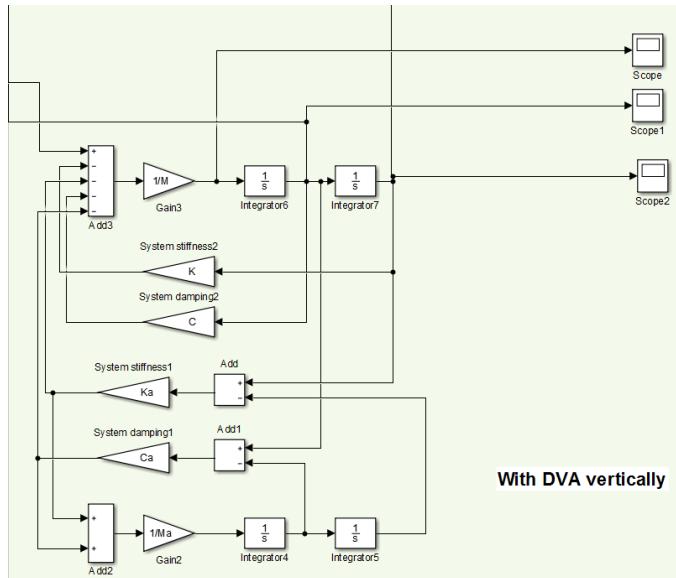
$$\ddot{\theta}_x = \frac{1}{J} \left[-F_{cg}a - \left(c_1\frac{l}{2} + c_2\frac{l}{2} - c_a x_a \frac{0.3l}{2} \right) \dot{\theta} - \left(k_1\frac{l}{2} + k_2\frac{l}{2} - k_a x_a \frac{0.3l}{2} \right) \theta \right] \quad (4.16)$$

Pada persamaan (4.7) dan (4.9) tidak memerlukan variable massa DVA (M_a), karena pada pemodelan ini yang ditinjau adalah sistem utama *Centrifugal Fan* saja. Sedangkan untuk *stiffness* dan *damping* dari DVA tetap ada dalam kedua persamaan tersebut, karena kedua variable dari DVA tersebut gerakannya relative sama dengan gerakan *stiffness* dan *damping* dari *Centrifugal Fan*.

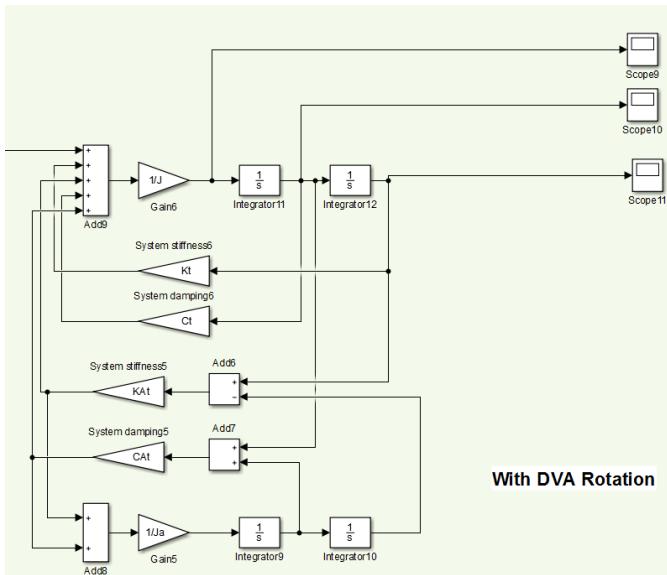
4.3.3. Diagram Blok untuk Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Diagram blok pada kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA terdiri dari subsistem *With DVA vertically* yang berisi beberapa blok yang merepresentasikan gaya-gaya yang bekerja pada koordinat perpindahan sumbu x dan subsistem *With DVA rotation* yang berisi beberapa blok yang merepresentasikan momen yang bekerja pada sistem *Centrifugal Fan* setelah dipasang DVA. Diagram blok tersebut ditunjukkan pada gambar 4.4 dan gambar 4.5.

Blok K_a dan C_a pada blok diagram di bawah merepresentasikan *stiffness* DVA dan *damping* DVA. Sedangkan M_a merupakan massa dari DVA.



Gambar 4.11 Diagram blok untuk *Centrifugal Fan* dengan DVA secara vertikal



Gambar 4.12 Diagram blok untuk *Centrifugal Fan* dengan DVA secara rotasi

4.4. Pembuatan Grafik Efek DVA pada Respon *Centrifugal Fan*

Pada subbab sebelumnya, dilakukan pembuatan *m-file* untuk simulasi pada *Centrifugal Fan* baik sebelum pemasangan DVA maupun sesudah pemasangan DVA. Masing-masing massa memberikan output yang berbeda-beda. Maka dari itu, agar masing-masing massa DVA dapat dianalisa dan dibandingkan dengan respon getaran *Centrifugal Fan* saat sebelum dipasang DVA dengan mudah, dibuatlah grafik *transmissibility*. Grafik ini berisi grafik tiap massa DVA yang memberikan efek terhadap *Centrifugal Fan* dengan X_{1r} sebagai getaran amplitudo versus ω/ω_n sebagai rasio frekuensi kerja. Perhitungan rasio frekuensi kerja sebagai berikut:

$$g = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}}$$

Dimana:

$$g = \text{rasio frekuensi kerja}$$

$$\mu = \text{ratio massa DVA dengan massa system}$$

Berikut adalah *source-code m-file* yang digunakan pada Matlab untuk membuat grafik *transmissibility*:

```

f = 0.975;
zeta = 0.008;
mu = 0.025;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ; %--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 = (g^2-
f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+(muf
2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'b')
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.909;
zeta = 0.002;
mu = 0.1;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ; %--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 = (g^2-
f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;

```

```
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+(mu
2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'r')
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.8;
zeta = 0.00078;
mu = 0.25;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;%--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 = (g^2-
f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+(mu
2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'y')
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.5;
zeta = 0.00024;
```

```

mu = 1;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;%--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 = (g^2-
f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+(muf
2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'c')
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('x1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.333;
zeta = 0.00028;
mu = 2;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;%--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 = (g^2-
f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+(muf
2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'g')

```

```

hold on

f = 0;
zeta = 0.75;
mu = 0;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;% --- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 = (g^2-
f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+(muf
2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'-.');
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('x1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

```

Source-code di atas dimasukkan ke dalam *m-file* MATLAB kemudian dijalankan. Grafik yang akan dihasilkan berupa perbandingan dari grafik respon amplitude getaran (X_{1r}) pada system *Centrifugal Fan*. Hal ini dilakukan agar perbandingan saat sebelum dan sesudah pemasangan DVA terlihat lebih jelas dan dapat dianalisa dengan mudah. Selain itu, di dalam grafik ini muncul juga *invariant points*, dimana titik yang muncul ini bisa mempunyai nilai yang berbeda-beda atau bahkan sama pada tiap grafiknya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari *Centrifugal Fan* pada 2 kondisi, yaitu: sebelum dipasang DVA dan sesudah dipasang DVA. Penambahan DVA tersebut terdiri dari massa DVA (m_a), pegas DVA (k_a) dan peredam DVA (c_a). Kondisi pertama, yakni, *Centrifugal Fan* sebelum dipasang DVA dibentuk ke dalam blok diagram, kemudian disimulasikan berdasarkan parameter pada tabel 3.1. Kemudian *Centrifugal Fan* dipasang DVA, kemudian disimulasikan lagi berdasarkan parameter dari tabel 4.1, table 4.2, tabel 4.3, table 4.4, table 4.5, dan table 4.6. Output dari seluruh simulasi yang akan dibahas adalah respon *displacement* dan *velocity* pada arah vertical (sumbu x) dan arah rotasi (sumbu θ_x). Pada gambar di bawah ditampilkan standar level vibrasi menurut ISO 10816-3 sebagai acuan untuk perbandingan amplitude vibrasi *Centrifugal Fan* saat sebelum dan sesudah dipasang DVA.

5.1. Standar Level Vibrasi ISO 10816-3

ISO 10816-3 merupakan standar yang digunakan oleh pihak PT. PJB Services sebagai acuan evaluasi monitoring level vibrasi pada *Centrifugal Fan* dalam satuan *velocity RMS*. Setiap level getaran dibagi menjadi beberapa zona berdasarkan tingkat keparahan dan maksimum putaran kerja, seperti yang ditunjukkan pada tabel 5.1.

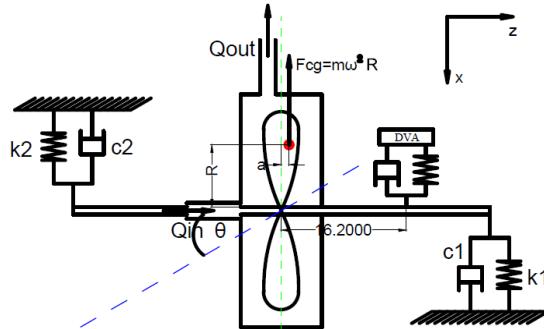
Tabel 5.1 Standar Evaluasi Vibrasi ISO 10816-3

ISO 10816-3:2009 Vibration Standard Evaluation

Velocity severity (mm/s RMS)	Machinery Group2		Machinery Group1	
	Rigid	Flexible	Rigid	Flexible
0.71	A	A	A	A
1.4		B		
2.3	B			
2.8			B	
3.5	C	B	B	
4.5		C	C	B
7.1	D	D	D	C
11.0				D
Foundation	Rigid	Flexible	Rigid	Flexible

A:Good B:Satisfactory C:Unsatisfactory(alert) D:Unacceptable(danger)

5.2. Analisa Respon Dinamis Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* Sebelum dan Sesudah Dipasang DVA

Gambar 5.1 Skematik *Centrifugal Fan* dengan DVA arah vertikal dan rotasi

Pada gambar 5.1 dapat dilihat gambar skematis *Centrifugal Fan* dengan DVA pada arah vertical (sumbu x) dan arah rotasi (sumbu θx). Parameter yang dimasukkan ke dalam blok diagram *Centrifugal Fan* saat sebelum dipasang DVA, yakni:

Tabel 5.2 Parameter *Centrifugal Fan* tanpa DVA

Parameter	Nilai	Keterangan
$m_{centrifugal\ fan}$	400.521 kg	Untuk $W_{centrifugal\ fan}$
$m_{unbalanced\ mass}$	0.12 kg	Untuk massa <i>unbalanced</i>
R	622.3 mm	Untuk F_{cg}
W	297.404 rad/s	Untuk F_{cg}
a	2 mm	
$k_{centrifugal\ fan}$	2,827,002.443 N/mm	
$c_{centrifugal\ fan}$	1.260 Ns/mm	
$I_{centrifugal\ fan}$	46,369,907.57	

Selanjutnya, analisa akan dilakukan dengan membandingkan grafik hasil simulasi antara grafik respon dinamis pada *Centrifugal Fan* saat sebelum dipasang DVA dan sesudah dipasang DVA. Kedua grafik akan dihasilkan dalam satu gambar yang sama. Analisa respon akan bervariasi sesuai dengan variasi massa DVA dengan rasio tertentu dari massa system.

5.2.1. Hasil Simulasi Respon Dinamis Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Pada table – table berikut merupakan data parameter yang sudah dihitung pada bab 4. Tabel tersebut berisi parameter massa, inersia, *stiffness* dan *damping* DVA yang akan dipasang pada *Centrifugal Fan*.

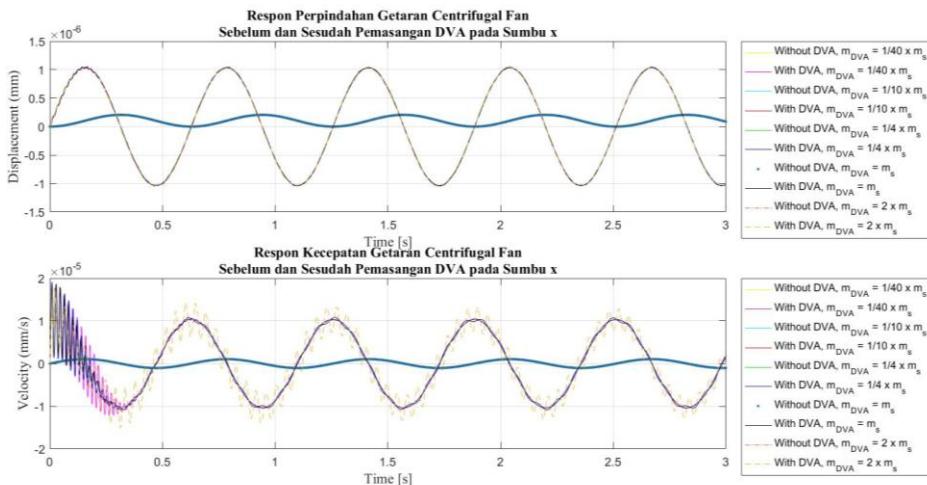
Tabel 5.3 Parameter DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)	I_{DVA} (kgmm ²)	k_{DVA} (N/mm)	c_{DVA} (Ns/mm)
$1/40 \times m_{System}$	10.013	24,302.385	47,486.850	1.032
$1/10 \times m_{System}$	40.0521	141,851.187	170,221.424	0.977
$\frac{1}{4} \times m_{System}$	100.13025	354,627.968	425,553.561	0.977
$m_{CF} = m_{System}$	400.521	2,086,046.875	2,503,256.25	1.185
$2 \times m_{System}$	801.042	9,679,257.5	27,532,110.22	2.780

Parameter-parameter di atas dimasukkan ke dalam m-file pada Matlab dan berikut adalah hasil analisa respon yang dihasilkan:

5.2.2. Analisa Hasil Simulasi Respon Dinamis Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA

Berikut adalah 2 gambar grafik yang merupakan hasil simulasi respon dinamis kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan variasi massa DVA. Ke-5 grafik hasil simulasi dari *Centrifugal Fan* dengan DVA tersebut digabung menjadi 1 grafik dengan kategori sumbu x dan sumbu θ_x . Hal ini dilakukan untuk mempermudah perbandingan dan penjelasan pada grafik tersebut.



Gambar 5.2 Grafik respon perpindahan dan kecepatan *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu x

Pada gambar 5.2 dapat dilihat bahwa ke-5 grafik dari semua variasi massa DVA dijadikan dalam satu grafik. Hal ini dilakukan untuk mempermudah penjelasan dan perbandingan pada grafik hasil respon saat sebelum dan sesudah dipasang DVA. Untuk mempermudah identifikasi masing-masing variasi DVA, grafik-grafik tersebut diwakili masing-masing warna. Berikut adalah table hasil simulasi respon perpindahan dari Simulink Matlab dan persamaan *Centrifugal Fan* saat sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu x:

Tabel 5.4 Hasil simulasi grafik respon perpindahan getaran *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu x:

Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)
1/40 x m _s	Kuning	Magenta	2.071 × 10 ⁻⁷	1.055 × 10 ⁻⁶
1/10 x m _s	Biru muda	Jingga	2.071 × 10 ⁻⁷	1.055 × 10 ⁻⁶
1/4 x m _s	Hijau	Biru tua	2.071 × 10 ⁻⁷	1.048 × 10 ⁻⁶
m _a x m _s	Titik biru	Hitam	2.071 × 10 ⁻⁷	1.046 × 10 ⁻⁶
2 x m _s	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	2.073 × 10 ⁻⁷	1.064 × 10 ⁻⁶

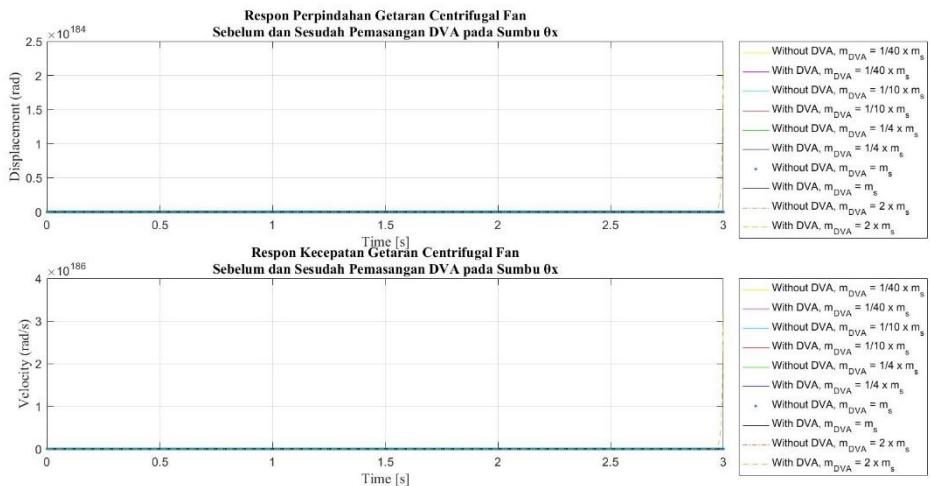
Pada table di atas dapat dilihat bahwa nilai amplitude pada grafik respon perpindahan menurun seiring bertambah besarnya massa DVA yang diberikan saat simulasi. Akan tetapi, nilai amplitude pada massa DVA 2 kali dari massa system mengalami sedikit kenaikan dibandingkan nilai amplitude pada rasio massa DVA sebelumnya. Jika grafik respon perpindahan tersebut diamati, maka dapat dilihat perbedaan saat system *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah dipasang DVA. Saat sebelum dipasang DVA, respon perpindahan yang dihasilkan cenderung mengalami getaran yang cukup stabil. Sedangkan saat sesudah dipasang DVA, getaran yang dihasilkan justru mengalami kenaikan yang cukup tajam dan tidak menunjukkan adanya reduksi getaran. Pada table berikut merupakan nilai amplitude dari grafik respon kecepatan pada sumbu x:

Tabel 5.5 Hasil simulasi grafik respon kecepatan getaran *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu x:

Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (mm/s)	Dengan DVA (mm/s)
1/40 x m _s	Kuning	Magenta	1.036 $\times 10^{-6}$	1.916 $\times 10^{-5}$
1/10 x m _s	Biru muda	Jingga	1.036 $\times 10^{-6}$	1.917 $\times 10^{-5}$
¼ x m _s	Hijau	Biru tua	1.036 $\times 10^{-6}$	1.901 $\times 10^{-5}$
m _a x m _s	Titik biru	Hitam	1.036 $\times 10^{-6}$	1.847 $\times 10^{-5}$
2 x m _s	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	1.036 $\times 10^{-6}$	1.815 $\times 10^{-5}$

Pada table di atas dapat dilihat bahwa nilai amplitudo pada grafik respon kecepatan menurun seiring bertambah besarnya massa DVA yang diberikan saat simulasi. Sedangkan nilai amplitudo pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA memiliki nilai yang sama. Dapat dilihat pada table 5.5 respon kecepatan sesudah dipasang DVA, untuk massa DVA 1/10, ¼ dari massa system, sama dengan massa system dan 2 kali dari massa system mengalami penurunan pada nilai amplitudennya. Sedangkan jika dilihat pada gambar 5.5, rentang waktu 0-0.5 sekon mengalami getaran yang cukup besar. Setelah melewati 0.5 sekon, getaran kembali stabil, namun tetap lebih besar daripada sebelum dipasang DVA.

Hal ini bertentangan dengan teori dan rumus yang dijadikan acuan. Karena, pada teori yang disampaikan pada beberapa referensi, getaran yang dialami pada mesin setelah dipasang DVA bisa tereduksi hingga 90% dari getaran awal. Hal ini kemungkinan disebabkan karena system *Centrifugal Fan* tersebut sudah rusak dan tidak bisa diperbaiki lagi.



Gambar 5.3 Grafik respon perpindahan dan kecepatan *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ

Gambar 5.3 merupakan grafik hasil dari simulasi respon *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ . Pada table berikut merupakan nilai amplitudo respon perpindahan hasil simulasi dari Simulink Matlab dan persamaan *Centrifugal Fan* saat sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ x berdasarkan gambar 5.3:

Tabel 5.6 Hasil simulasi grafik respon perpindahan getaran *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ x:

Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (rad)	Dengan DVA (rad)
1/40 $\times m_s$	Kuning	Magenta	6.769×10^{12}	7.561×10^{12}
1/10 $\times m_s$	Biru muda	Jingga	6.793×10^{12}	1.283×10^{13}

$\frac{1}{4} x m_s$	Hijau	Biru tua	6.788×10^{12}	3.603×10^{13}
$m_a x m_s$	Titik biru	Hitam	6.777×10^{12}	1.12×10^{18}
$2 x m_s$	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	6.740×10^{12}	2.116×10^{184}

Pada table di atas dapat dilihat bahwa nilai amplitude pada grafik respon perpindahan terus mengalami kenaikan pada massa DVA dari rasio 1/40 dari massa sistem hingga massa DVA sebesar 2 kali dari massa system. Nilai amplitude dari rasio massa DVA 2 kali dari massa system termasuk terlalu tinggi jika dibandingkan dengan nilai amplitude dari rasio massa DVA yang sebelumnya. Hal ini kemungkinan disebabkan karena massa DVA yang beratnya melebihi dari massa system, sehingga getaran yang dihasilkan lebih besar daripada sebelum dipasang DVA. Jika massa DVA dengan rasio tersebut tetap dipasang, maka system *Centrifugal Fan* akan mengalami kerusakan yang lebih parah dari sebelumnya.

Pada table berikut merupakan nilai amplitude respon kecepatan hasil simulasi dari Simulink Matlab dan persamaan *Centrifugal Fan* saat sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ_x :

Tabel 5.7 Hasil simulasi grafik respon kecepatan getaran *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ_x :

Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (rad/s)	Dengan DVA (rad/s)
$1/40 x m_s$	Kuning	Magenta	1.087×10^{14}	1.218×10^{14}
$1/10 x m_s$	Biru muda	Jingga	1.09×10^{14}	2.089×10^{14}
$\frac{1}{4} x m_s$	Hijau	Biru tua	1.09×10^{14}	5.993×10^{14}

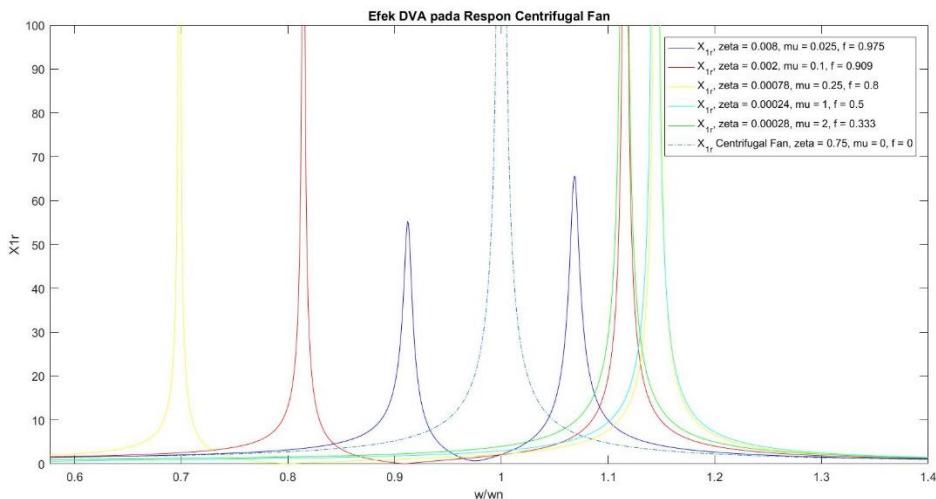
m_a	Titik biru	Hitam	1.089×10^{14}	2.26×10^{19}
$2 \times m_s$	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	1.083×10^{14}	3.159×10^{186}

Dari ke-4 table simulasi di atas, semuanya bertentangan dengan teori dan perumusan acuan. Penyebab terjadinya fenomena tersebut kemungkinan disebabkan karena massa DVA yang dipasang pada system *Centrifugal Fan* tidak cocok dengan system ini. Kemungkinan respon yang didapatkan akan berbeda apabila DVA yang dirancang berupa DVA tak teredam. Sedangkan pada kasus ini, besar *stiffness* DVA dan *damping* DVA tergantung dari besar massa DVA, seperti pada perhitungan bab sebelumnya. Getaran yang dialami oleh *Centrifugal Fan* berupa getaran dari arah horizontal (pada *Free Body Diagram* (FBD) dianggap vertical, karena penampang FBD dilihat dari atas) dan arah rotasi. Getaran dari 2 arah tersebut bergerak secara serentak. Jika DVA dipasang pada masing-masing sumbu yaitu dipasang pada arah horizontal dan rotasi, maka DVA tersebut semakin memperberat system. Oleh karena itu, hasil dari simulasi ini bertentangan dengan teori dan rumus yang dijadikan acuan. Karena pada eksperimen-eksperimen sebelumnya, system yang sudah dipasang DVA teredam getarannya dapat tereduksi hingga 90% dari getaran awal.

5.3. Grafik Efek DVA pada Respon *Centrifugal Fan*

Pada bab sebelumnya, dilakukan simulasi pada MATLAB untuk menghasilkan grafik perbandingan efek masing-masing DVA terhadap system *Centrifugal Fan*.

Gambar 5.7 menunjukkan grafik rasio amplitudo (X_{1r}) sebagai fungsi pada rasio frekuensi kerja (*forcing frequency ratio*) pada beberapa variasi rasio *damping*.



Gambar 5.4 Grafik efek DVA pada respon *Centrifugal Fan*

Pada grafik pertama yaitu, grafik rasio amplitude dengan garis putus-putus untuk system *Centrifugal Fan* sendiri dengan *tuning ratio* (f) sebesar 0, rasio damping (ζ) sebesar 0.75 dan tanpa massa DVA. Jika dilihat pada sumbu x yang mewakili *forcing frequency ratio* (g) dengan rentang 0.4-1.4, maka pada tiap ujung dari range masing-masing grafik tersebut adalah *invariant points*. *Invariant points* adalah titik-titik yang berada pada nilai yang berbeda pada tiap grafiknya, baik titik yang berada di sebelah kanan grafik, maupun di sebelah kiri grafik. Di dalam gambar 5.7 menunjukkan bahwa nilai *invariant points* yang didapat dari tiap grafik berbeda-beda. Berikut adalah nilai dari *invariant points* untuk setiap grafik yang mewakili masing-masing massa DVA:

Tabel 5.8 Nilai-nilai *invariant points* pada grafik efek DVA pada respon *Centrifugal Fan*

<i>Damping ratio (ζ)</i>	<i>Invariant points</i>	
	$g = 0.4$	$g = 1.4$
0.75 (<i>Centrifugal Fan</i>)	1.499	1.042
0.008 (DVA_1)	1.528	1.098
0.002 (DVA_2)	1.636	1.233
0.00078 (DVA_3)	2.026	1.39
0.00024 (DVA_4)	0.5985	1.485
0.00028 (DVA_5)	1	1.379

Dapat dilihat dari table di atas, nilai-nilai dari tiap masing-masing grafik berbeda. Hal ini menunjukkan bahwa *invariant points* pada grafik tersebut bergantung pada sistem DVA yang disimulasikan.

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa pada *Centrifugal Fan* saat sebelum dan sesudah pemasangan DVA, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. DVA dipasang dengan jarak optimal sebesar 30% dari *center of gravity* system utama. Dari semua 5 variasi massa DVA, tidak ada satupun DVA yang dapat mereduksi getaran yang terjadi pada system utama. Getaran yang terjadi justru semakin bertambah seiring dengan bertambah besarnya massa DVA yang dipasang.
2. Respon amplitude getaran tidak bisa direduksi hingga mencapai angka nol. Karena, berdasarkan referensi, semakin besar massa DVA, maka semakin besar juga reduksi getaran yang terjadi pada system utama. Tapi, pada kasus ini, DVA bukan solusi yang cocok untuk mengurangi getaran yang terjadi pada *Centrifugal Fan*.
3. Getaran pada *Centrifugal Fan* tidak bisa direduksi kemungkinan disebabkan oleh desain DVA yang kurang sempurna dan mesin-mesin pada *Centrifugal Fan* tersebut sudah harus diganti. Karena, kemungkinan besar DVA yang diperlukan pada system ini adalah DVA tak teredam (tanpa peredam).

6.2. Saran

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

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mensimulasikan DVA tak teredam pada *Centrifugal Fan*.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk menggunakan metode balancing untuk mereduksi getaran pada *Centrifugal Fan*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

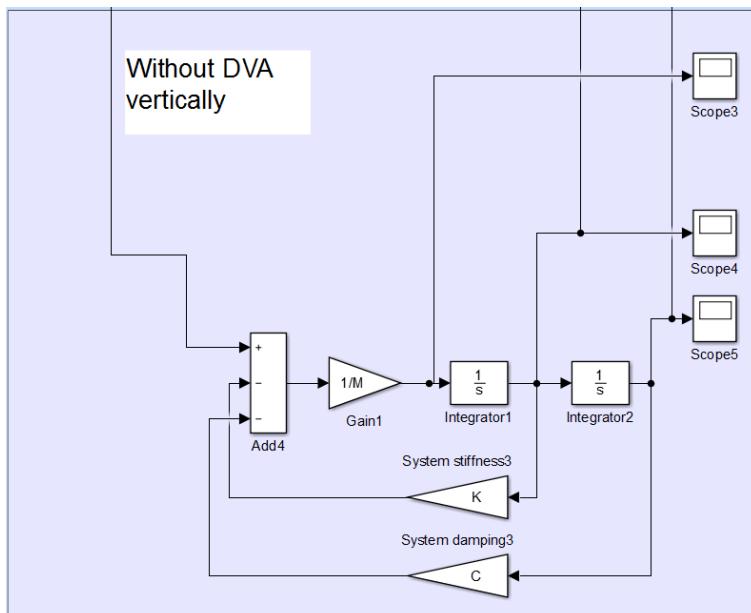
DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rao, S.S. (2010). Mechanical Vibration. Fifth Edition. Miami. Prentice Hall.
- [2] Bonsel, J.H. (2003). Application of A Dynamic Vibration Absorber to A Piecewise Linear Beam System. Master's thesis of Department of Mechanical Engineering Eindhoven University of Technology: tidak diterbitkan.
- [3] Fox, Randy. Dynamic Absorbers for Solving Resonance Problems. Houston, TX. Entek IRD International Corp.
- [4] Pachpute, A.Z., P.B.Bawa. Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber – A Simulation Approach. International Journal of Recent Engineering Research and Development. Late G.N.Sapkal College of Engineering Nashik India: tidak diterbitkan.
- [5] Susastro. (2015). Pengaruh Perubahan Posisi Massa SDVA dari Titik Berat Massa Utama Terhadap Karakteristik Getaran Translasi dan Rotasi Sistem Utama 2 DOF. Surabaya. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

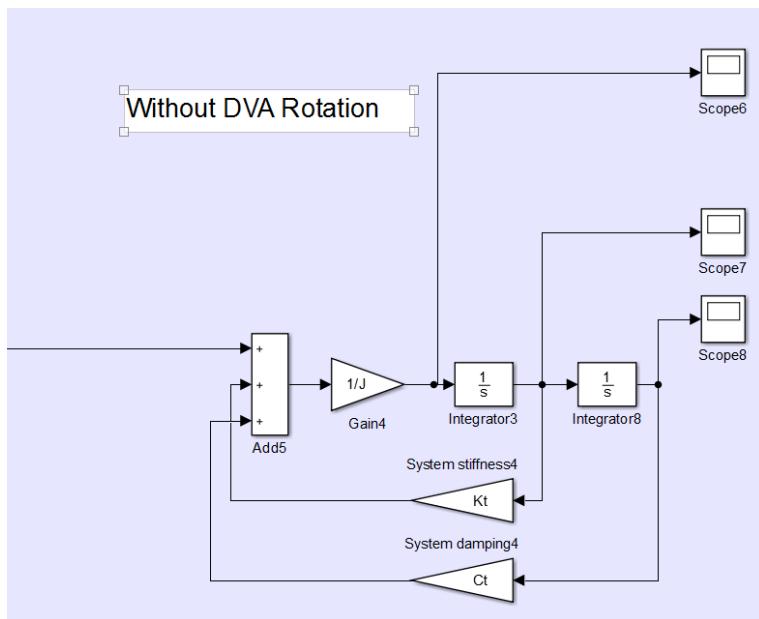
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

Lampiran 1. Diagram Blok untuk Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA



Gambar Lampiran 1 Diagram blok untuk kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* tanpa DVA secara vertical



Gambar Lampiran 2 Diagram blok untuk kasus
Unbalance pada Centrifugal Fan tanpa DVA secara rotasi

Lampiran 2. Perhitungan *Natural Frequency* (ω_n) Sistem Centrifugal Fan sebelum Dipasang DVA

Di dalam perhitungan ini, terdapat dua persamaan, yaitu: persamaan translasi dan persamaan rotasi.

- Persamaan translasi

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + (c_1 + c_2)\dot{x} + (k_1 + k_2)x - F_{cg} &= 0 \\ M\ddot{x} + (c_1 + c_2)\dot{x} + (k_1 + k_2)x &= F_{cg} \\ M\ddot{x} + (k_1 + k_2)x &= 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

- Persamaan rotasi

$$J\ddot{\theta}_x - c_1\dot{\theta}\frac{l}{2} - k_1\theta\frac{l}{2} - c_2\dot{\theta}\frac{l}{2} - k_2\theta\frac{l}{2} - F_{cg}a = 0 \quad (4.6)$$

Dalam persamaan rotasi untuk mempermudah perhitungan, persamaan 4.6 dikonversikan menjadi persamaan translasi. Hal ini dilakukan dengan mengubah variable θ menjadi $\frac{x}{l}$.

$$\begin{aligned} J\frac{\ddot{x}}{l} - c_1\cancel{\frac{\dot{x}}{l^2}} - k_1\cancel{\frac{x}{l^2}} - c_2\cancel{\frac{\dot{x}}{l^2}} - k_2\cancel{\frac{x}{l^2}} &= F_{cg}a \\ J\frac{\ddot{x}}{l} - \frac{(c_1 + c_2)}{2}\cancel{\dot{x}} - \frac{(k_1 + k_2)}{2}\cancel{x} &= F_{cg}a \\ -J\frac{\ddot{x}}{l} + \frac{(c_1 + c_2)\dot{x}}{2} + \frac{(k_1 + k_2)x}{2} &= -F_{cg}a \\ -J\frac{\ddot{x}}{l} + \frac{(k_1 + k_2)x}{2} &= 0 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Kemudian, diasumsikan bahwa M dan J mempunyai *harmonic motion* pada frekuensi ω dan sudut fase \emptyset yang sama, maka solusinya adalah sebagai berikut:

$$x = X \cos(\omega t + \emptyset) = 0$$

Persamaan di atas disubstitusikan ke dalam persamaan translasi dan persamaan rotasi system *Centrifugal Fan* sebelum dipasang DVA.

$$\{-M\omega^2 + (k_1 + k_2)X\} = 0 \quad (4.8)$$

$$\left\{ J \frac{\omega^2}{l} + \frac{(k_1+k_2)X}{2} \right\} = 0 \quad (4.9)$$

Kemudian, kedua persamaan di atas dimasukkan ke dalam determinan matriks, dimana determinan tersebut harus sama dengan nol:

$$\det \begin{bmatrix} -M\omega^2 + (k_1 + k_2) & 0 \\ 0 & \frac{J\omega^2}{l} + \left\{ \frac{(k_1 + k_2)}{2} \right\} \end{bmatrix}$$

Determinan matriks di atas dijabarkan menjadi persamaan berikut ini:

$$-\frac{mJ\omega^4}{l} - \frac{m\omega^2(k_1+k_2)}{2} + \frac{J\omega^2(k_1+k_2)}{l} + \frac{(k_1+k_2)^2}{2} = 0 \quad (4.10)$$

Persamaan karakteristik di atas kemudian diakarkan dan akan menghasilkan *natural frequency* yang dicari.

$$\omega_1^2, \omega_2^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J}{l} + \frac{(k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\} \mp \left[\left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J}{l} + \frac{(k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\}^2 - \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)(k_1+k_2)}{l} - 0^2}{JM} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.11)$$

$$\omega_1^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J}{l} + \frac{(k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\} - \left[\left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J}{l} + \frac{(k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\}^2 - \left\{ 4 \frac{\frac{(k_1+k_2)(k_1+k_2)}{l} - 0^2}{JM} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\omega_1^2 = -12.041$$

$$\omega_1 = 3.470 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

$$\omega_2^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J}{l} + \frac{(k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\} + \left[\left\{ \frac{\frac{(k_1+k_2)J}{l} + \frac{(k_1+k_2)M}{2}}{JM} \right\}^2 - \right.$$

$$\left. \left\{ 4 \frac{\frac{(k_1+k_2)(k_1+k_2)}{l} - 0^2}{JM} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\omega_2^2 = 38.473 \frac{rad}{sec}$$

$$\omega_2 = 6.202 \frac{rad}{sec}$$

Lampiran 3. Perhitungan Variasi Massa DVA (M_{DVA}), *Stiffness* DVA (k_{DVA}) dan *Damping* (c_{DVA})

1. Massa DVA

Massa DVA divariasikan untuk diteliti responnya dari grafik yang dihasilkan. Berikut adalah beberapa massa yang akan dihitung:

- 1/40 dari massa sistem
- 1/10 dari massa sistem
- ¼ dari massa sistem
- massa DVA sama besarnya dengan massa system ($m_{DVA} = m_{sistem}$)
- massa DVA sebesar 2 kali massa system ($m_{DVA} = 2 \times m_{sistem}$).

$$m_{DVA} = \frac{1}{40} m_s$$

Tabel Lampiran 1 Hasil perhitungan massa DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)
1/40 m_{sistem}	10.013
1/10 m_{sistem}	40.0521
¼ m_{sistem}	100.13025
$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521
$2 \times m_{sistem}$	801.042

2. Volume DVA

Perhitungan volume ini berasal dari rumus:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Dimana m merupakan massa dari DVA dan ρ merupakan massa jenis dari jenis material DVA. Seperti yang sudah disebutkan sebelumnya, jenis material DVA yaitu: AISI

1144 Carbon Steel dengan densitas sebesar 0.000785 kg/mm³.

$$V_{DVA} = \frac{m_{DVA}}{\rho}$$

$$V_{DVA} = \frac{10.013}{0.000785}$$

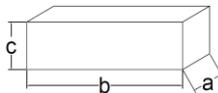
$$V_{DVA} = 12,755.414 \text{ mm}^3$$

Tabel Lampiran 2 Hasil perhitungan volume DVA

Rasio	m _{DVA} (kg)	V _{DVA} (mm ³)
1/40 m _{sistem}	10.013	12,755.414
1/10 m _{sistem}	40.0521	51,021.783
1/4 m _{sistem}	100.13025	127,554.458
m _{DVA} = m _{sistem}	400.521	457,736.46
2 x m _{sistem}	801.042	854,374.236

3. Dimensi DVA

Dimensi DVA dirancang tergantung dari volume yang dihasilkan perhitungan sebelumnya.



Gambar Lampiran 3 Dimensi DVA

Tabel Lampiran 3 Hasil perhitungan dimensi DVA

Rasio	m _{DVA} (kg)	V _{DVA} (mm ³)	a (mm)	b (mm)	c (mm)
1/40 m _{sistem}	10.013	12,755.414	15	170	5.002
1/10 m _{sistem}	40.0521	51,021.783	50	200	5.102
1/4 m _{sistem}	100.13025	127,554.458	50	200	12.755
m _{DVA} = m _{sistem}	400.521	457,736.46	100	200	22.886
2 x m _{sistem}	801.042	854,374.236	100	200	42,718

4. Inersia DVA

Setelah dimensi DVA dirancang, tahap selanjutnya menghitung Inersia DVA pada masing-masing massa DVA.

$$I_{DVA} = \frac{m_{DVA}}{12} (a^2 + b^2)$$

$$I_{DVA} = \frac{10.013}{12} (15^2 + 170^2)$$

$$I_{DVA} = 24,302.385 \text{ kgmm}^2$$

Tabel Lampiran 4 Hasil perhitungan Inersia DVA

Rasio	m_{DVA} (kg)	I_{DVA} (kgmm^2)
$1/40 m_{\text{sistem}}$	10.013	24,302.385
$1/10 m_{\text{sistem}}$	40.0521	141,851.187
$1/4 m_{\text{sistem}}$	100.13025	354,627.968
$m_{DVA} = m_{\text{sistem}}$	400.521	2,086,046.875
$2 \times m_{\text{sistem}}$	801.042	9,679,257.5

5. Stiffness DVA

Pada perhitungan *stiffness* DVA dibutuhkan Modulus Young (E) dari material DVA yang akan dibuat. Material DVA pada tugas akhir ini yaitu: AISI 1144 *Carbon Steel*. Modulus Young (E) dari material tersebut sebesar 200 GPA atau 200,000 N/mm².

Berikut adalah rumus dasar dari perhitungan *stiffness*:

$$k = \frac{48 \times \text{GPA} \times I}{b^3}$$

Contoh perhitungan *stiffness* pada DVA dengan massa $1/40$ dari massa system, yakni:

$$k_{DVA} = \frac{48 \times \text{GPA} \times I_{DVA}}{b^3}$$

$$k_{DVA} = \frac{48 \times 200,000 \times 24,302.385}{170^3}$$

$$k_{DVA} = 70,675.061 \frac{N}{mm}$$

Tabel Lampiran 5 Hasil perhitungan *Stiffness DVA*

Rasio	m_{DVA} (kg)	k_{DVA} (N/mm)
1/40 m_{sistem}	10.013	47,486.850
1/10 m_{sistem}	40.0521	170,221.424
1/4 m_{sistem}	100.13025	425,553.561
$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521	2,503,256.25
2 x m_{sistem}	801.042	27,532,110.22

6. Damping DVA

Perhitungan *damping* DVA menggunakan rumus sebagai berikut:

$$c_{DVA} = 0.0075 \times 2 \times \sqrt{\frac{k_{DVA}}{M_{DVA}}}$$

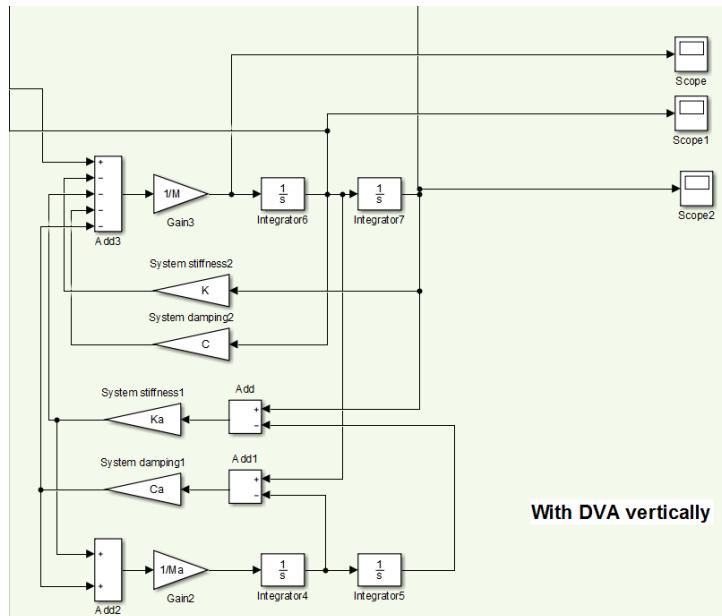
$$c_{DVA} = 0.0075 \times 2 \times \sqrt{\frac{47,486.850}{10.013}}$$

$$c_{DVA} = 1.032 \frac{Ns}{mm}$$

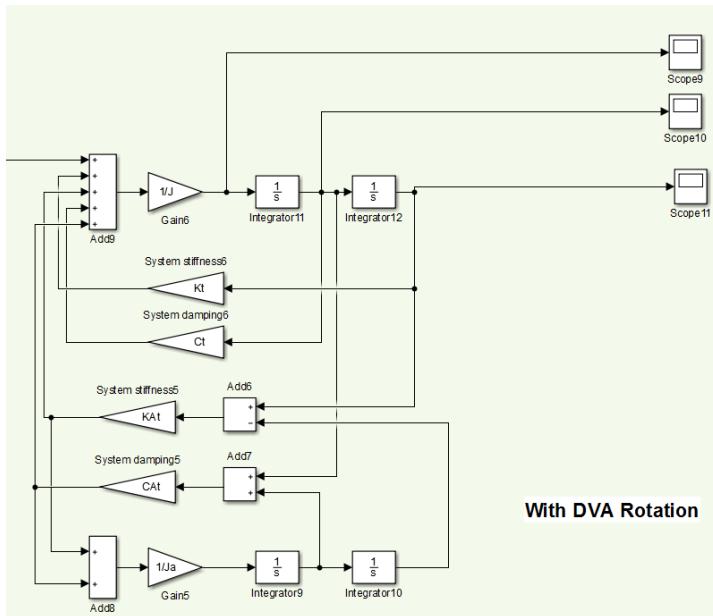
Tabel Lampiran 6 Hasil perhitungan *Damping DVA*

Rasio	m_{DVA} (kg)	c_{DVA} (Ns/mm)
1/40 m_{sistem}	10.013	1.032
1/10 m_{sistem}	40.0521	0.977
1/4 m_{sistem}	100.13025	0.977
$m_{DVA} = m_{sistem}$	400.521	1.185
2 x m_{sistem}	801.042	2.780

Lampiran 4. Diagram Blok untuk Kasus *Unbalance* pada *Centrifugal Fan* dengan DVA



Gambar Lampiran 3 Diagram blok untuk *Centrifugal Fan* dengan DVA secara vertical



Gambar Lampiran 4 Diagram blok untuk *Centrifugal Fan* dengan DVA secara rotasi

Lampiran 5. Pembuatan Grafik Efek DVA pada Respon
Centrifugal Fan

Source-code berikut dimasukkan ke dalam *m-file* MATLAB kemudian dijalankan.

```
f = 0.975;
zeta = 0.008;
mu = 0.025;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;%--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 =
(g^2-f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+
(muf2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'b')
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.909;
zeta = 0.002;
mu = 0.1;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;%--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
```

```

g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 =
(g^2-f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+
(muf2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'r')
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.8;
zeta = 0.00078;
mu = 0.25;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 =
(g^2-f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+
(muf2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'y')
hold on

```

```
xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.5;
zeta = 0.00024;
mu = 1;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;%--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 =
(g^2-f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+
(muf2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'c')
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

f = 0.333;
zeta = 0.00028;
mu = 2;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;%--- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
```

```

g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 =
(g^2-f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+
(muf2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'g')
hold on

f = 0;
zeta = 0.75;
mu = 0;
g = 0.577:0.001:2.3;
tzg2 = (2.*zeta.*g).^2 ;% --- tzg2 =
(2*zeta*g)^2
g2_f2_2 = (g.^2-f.^2).^2 ;% g2_f2_2 =
(g^2-f^2)^2
g2_1mug2_2 = (g.^2-1+mu.*g.^2).^2;
muf2g2 = mu.*f.^2*g.^2;
g2_1 = g.^2-1 ;
g2_f2 = g.^2-f.^2 ;
x1r
=sqrt((tzg2+g2_f2_2)./(tzg2.*g2_1mug2_2+
(muf2g2-g2_1.*g2_f2).^2));
plot(g,x1r,'-.');
hold on

xlabel('w/wn')
ylabel('X1r')
axis ([0.577 1.4 0 100])

```

Lampiran 6. Parameter yang dimasukkan ke *block diagram*.

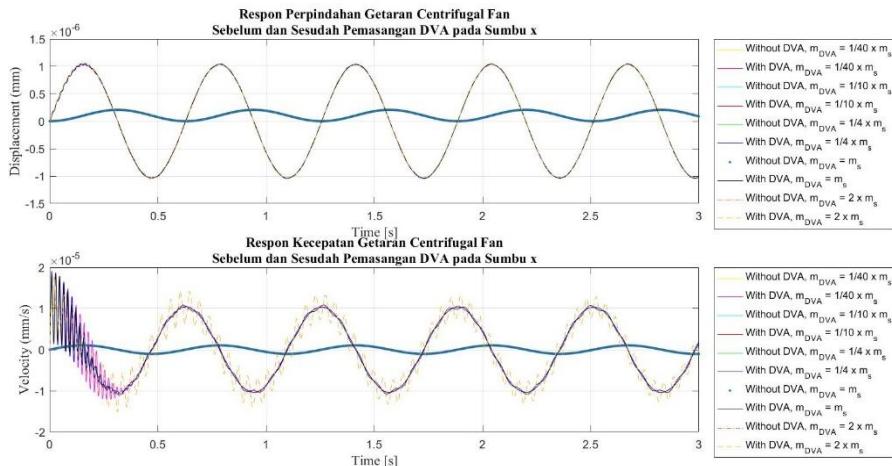
Table Lampiran 7 Parameter *Centrifugal Fan*

Parameter	Nilai	Keterangan
$m_{centrifugal\ fan}$	400.521 kg	Untuk $W_{centrifugal\ fan}$
$m_{unbalanced\ mass}$	0.12 kg	Untuk massa <i>unbalanced</i>
R	622.3 mm	Untuk F_{cg}
W	297.404 rad/s	Untuk F_{cg}
a	2 mm	
$k_{centrifugal\ fan}$	2,827,002.443 N/mm	
$c_{centrifugal\ fan}$	1.260 Ns/mm	
$I_{centrifugal\ fan}$	46,369,907.57	

Table Lampiran 8 Parameter dari variasi DVA.

Rasio	m_{DVA} (kg)	I_{DVA} (kgmm ²)	k_{DVA} (N/mm)	c_{DVA} (Ns/mm)
1/40 x m_{System}	10.013	24,302.385	47,486.850	1.032
1/10 x m_{System}	40.0521	141,851.187	170,221.424	0.977
1/4 x m_{System}	100.13025	354,627.968	425,553.561	0.977
$m_{CF} = m_{System}$	400.521	2,086,046.875	2,503,256.25	1.185
2 x m_{System}	801.042	9,679,257.5	27,532,110.22	2.780

Lampiran 7. Gambar grafik dan table hasil simulasi pada sumbu x



Gambar Lampiran 5 Grafik respon perpindahan dan kecepatan *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu x

Table Lampiran 9 Hasil Simulasi Grafik Respon Perpindahan Getaran *Centrifugal Fan* Sebelum dan Sesudah Pemasangan DVA pada Sumbu x.

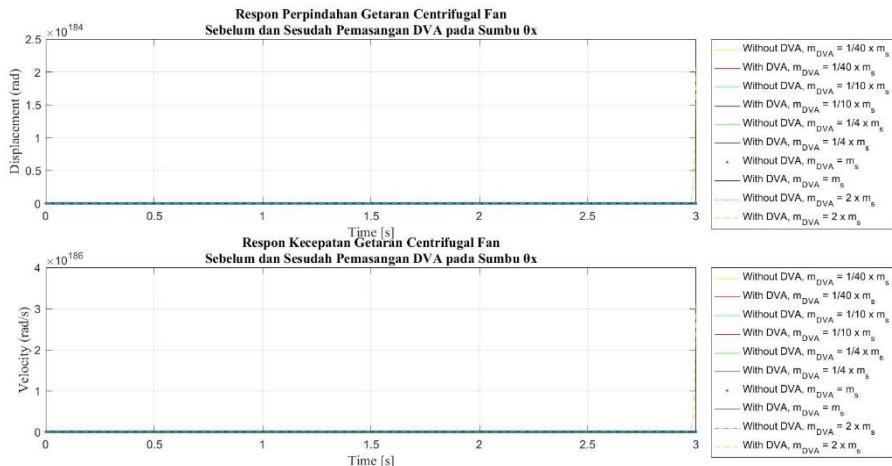
Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)
1/40 x m _s	Kuning	Magenta	2.071 × 10 ⁻⁷	1.055 × 10 ⁻⁶
1/10 x m _s	Biru muda	Jingga	2.071 × 10 ⁻⁷	1.055 × 10 ⁻⁶
1/4 x m _s	Hijau	Biru tua	2.071 × 10 ⁻⁷	1.048 × 10 ⁻⁶

m_a	Titik biru	Hitam	2.071×10^{-7}	1.046×10^{-6}
$2 \times m_s$	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	2.073×10^{-7}	1.064×10^{-6}

Table Lampiran 10 Hasil Simulasi Grafik Respon Kecepatan Getaran *Centrifugal Fan* Sebelum dan Sesudah Pemasangan DVA pada Sumbu x.

Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (mm/s)	Dengan DVA (mm/s)
$1/40 \times m_s$	Kuning	Magenta	1.036×10^{-6}	1.916×10^{-5}
$1/10 \times m_s$	Biru muda	Jingga	1.036×10^{-6}	1.917×10^{-5}
$\frac{1}{4} \times m_s$	Hijau	Biru tua	1.036×10^{-6}	1.901×10^{-5}
$m_a \times m_s$	Titik biru	Hitam	1.036×10^{-6}	1.847×10^{-5}
$2 \times m_s$	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	1.036×10^{-6}	1.815×10^{-5}

Lampiran 8. Gambar grafik dan table hasil simulasi pada sumbu θ .



Gambar Lampiran 6 Grafik respon perpindahan dan kecepatan *Centrifugal Fan* sebelum dan sesudah pemasangan DVA pada sumbu θ .

Table Lampiran 11 Hasil Simulasi Grafik Respon Perpindahan Getaran *Centrifugal Fan* Sebelum dan Sesudah Pemasangan DVA pada Sumbu $0x$:

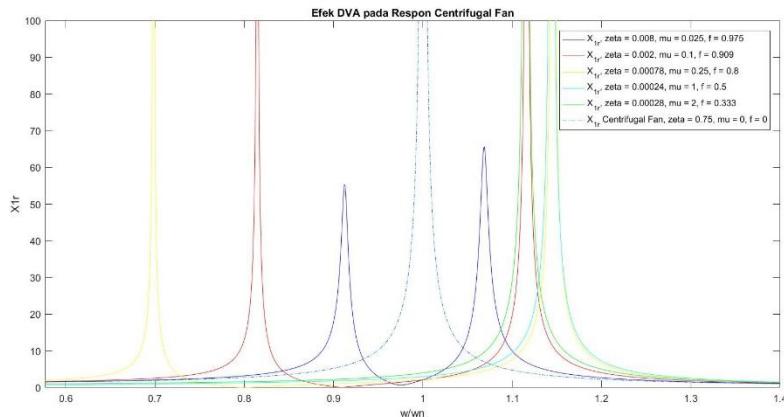
Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (rad)	Dengan DVA (rad)
1/40 x m _s	Kuning	Magenta	6.769×10^{12}	7.561×10^{12}
1/10 x m _s	Biru muda	Jingga	6.793×10^{12}	1.283×10^{13}
1/4 x m _s	Hijau	Biru tua	6.788×10^{12}	3.603×10^{13}

m_a $\times m_s$	Titik biru	Hitam	6.777×10^{12}	1.12×10^{18}
2 $\times m_s$	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	6.740×10^{12}	2.116×10^{184}

Table Lampiran 12 Hasil Simulasi Grafik Respon Kecepatan Getaran *Centrifugal Fan* Sebelum dan Sesudah Pemasangan DVA pada Sumbu θ_x :

Rasio	Warna grafik		Nilai Amplitudo	
	Tanpa DVA	Dengan DVA	Tanpa DVA (rad/s)	Dengan DVA (rad/s)
$1/40$ $\times m_s$	Kuning	Magenta	1.087×10^{14}	1.218×10^{14}
$1/10$ $\times m_s$	Biru muda	Jingga	1.09×10^{14}	2.089×10^{14}
$\frac{1}{4}$ $\times m_s$	Hijau	Biru tua	1.09×10^{14}	5.993×10^{14}
m_a $\times m_s$	Titik biru	Hitam	1.089×10^{14}	2.26×10^{19}
2 $\times m_s$	Garis putus-putus jingga	Garis putus-putus kuning	1.083×10^{14}	3.159×10^{186}

Lampiran 9 Grafik Transmissibility



Gambar Lampiran 7 Grafik efek DVA pada respon *Centrifugal Fan*

Table Lampiran 13 Nilai-nilai *Invariant Points* pada Grafik Efek DVA pada Respon *Centrifugal Fan*

Damping ratio (ζ)	<i>Invariant points</i>	
	$g = 0.4$	$g = 1.4$
0.75 (<i>Centrifugal Fan</i>)	1.499	1.042
0.008 (DVA ₁)	1.528	1.098
0.002 (DVA ₂)	1.636	1.233
0.00078 (DVA ₃)	2.026	1.39
0.00024 (DVA ₄)	0.5985	1.485
0.00028 (DVA ₅)	1	1.379

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Hilaliyah Nur Shabrina adalah anak ke-4 dari 4 bersaudara. Lahir di Surabaya, 18 Februari 1993. Penulis memulai pendidikan di TK Yaa Bunayya Hidayatullah Surabaya. Lalu melanjutkan pendidikan dasar ke SD Muhammadiyah 4 Surabaya. Kemudian SMP Negeri 19 Surabaya. Selanjutnya SMA Negeri 20 Surabaya. Setelah itu, penulis terinspirasi untuk melanjutkan perguruan tinggi di S-1 Teknik Mesin FTI-ITS.

Semasa kuliah, penulis aktif di berbagai kepanitiaan dan organisasi. Penulis tergabung di Departemen Kewirausahaan (KWU) Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) FTI-ITS. Penulis juga tertarik untuk membuat Tugas Akhir di bidang Vibrasi dan Sistem Dinamis, meskipun penulis lebih suka untuk bercengkerama di laboratorium Mekanika Fluida.

Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat menghubungi penulis melalui e-mail hnsabrina@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”