

THESIS - TM 142501

PENGARUH PERUBAHAN POSISI MASA SDVA DARI TITIK BERAT MASA UTAMA TERHADAP KARAKTERISTIK GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI SISTEM UTAMA 2 DOF.

SUSASTRO NRP. 2113 205 009

DOSEN PEMBIMBING: Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T, M.Eng

PROGRAM MAGISTER BIDANG KEAHLIAN DESAIN SISTEM MEKANIKAL JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA 2015



TESIS - TM 142501

The Influence of the SDVA Mass Position Changes From the Primary Mass center of grafity toward Rotational and Translational Vibration Characteristics of 2 DOF Primary System

SUSASTRO NRP. 2113 205 009

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

MASTER PROGRAMME FIELD STUDY OF DESIGN OF MECHANICAL SYSTEM DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY SEPULUH NOPEMBER INSTITUT OF TECHNOLOGY SURABAYA 2015



PENGARUH PERUBAHAN POSISI MASA SDVA DARI TITIK BERAT MASA UTAMA TERHADAP KARAKTERISTIK GETARAN TRANSLASI & ROTASI SISTEM UTAMA 2 DOF

Nama Mahasiswa : SusastroNRP: 2113205009Pembimbing: Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng

ABSTRAK

Pada banyak kasus, SDVA (*single dynamic vibration absorber*) hanya digunakan untuk mengurangi getaran translasi saja. Sementara pada kasus yang kompleks sistem juga mengalami getaran rotasi. Beberapa peneliti telah melakukan penelitian terkait penggunaan SDVA untuk mengurangi getaran translasi. Tetapi penelitian terkait penggunaan SDVA untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi belum banyak dilakukan. Pada penelitian dilakukan study pengaruh perubahan posisi masa SDVA dari titik berat sistem utama terhadap karakteristik getaran translasi dan rotasi sistem utama. Penelitian dimulai dengan membangun prototype sistem getaran 2 DOF, translasi–rotasi dengan penambahan SDVA. Prototype dimodelkan secara matematis dan dilakukan simulasi untuk mengetahui perubahan karakteristik getaran yang terjadi. Dalam simulasi diberikan perubahan pada jarak lengan momen masa SDVA terhadap pusat masa sistem utama, frekuensi eksitasi dan besar masa absorber yang digunakan untuk mereduksi getaran. Untuk mengetahui kebenaran dari simulasi maka dilakukan eksperimen.

Dari penelitian ditunjukan bahwa pemberian SDVA mampu meredam getaran pada resonansi mode pertama $(r_{fr}=1)$ adalah sebesar 87,51% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar $m_s/10$ dengan $r_l = 4,42$. Penurunan getaran maksimum pada resonansi mode kedua $(r_{f}=1)$ adalah sebesar 98,8% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar ms/10 dengan $r_l = 0$. Sedangkan berdasarkan optimasi yang dilakukan ditunjukan bahwa penurunan getaran translasi dan rotasi yang paling optimum adalah sebesar 80,5% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar $m_s/10$ dengan $r_l = 3,5$.

Kata kunci : Single dynamic vibration absorber, Getaran Rotasi, Getaran translasi

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

The Influence of the SDVA Mass Position Changes From the Primary Mass center of grafity toward Rotational and Translational Vibration Characteristics of 2 DOF Primary System

Name	: Susastro
NRP	: 2113205009
Advisor	: Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng

ABSTRACT

In many cases, SDVA (single dynamic vibration absorber) is only used to reduce translational vibration. Meanwhile, in more complex cases, the system also experiences rotational vibration. Some researchers have done some researches about how to reduce translational vibration by using SDVA. But the researches about SDVA usage to reduce translational vibration and rotation have not been widely used. This researches performed the study of the influence in SDVA mass position changes from the main system emphasis toward the rotational and translational vibration characteristics of the main system. The researches started from building the prototype of 2 DOF vibrational system, translation-rotation, and adding SDVA. The prototype is modeled mathematically, and performs the simulation to find out any changes in the vibration. Changes is given to the simulation in the distance between SDVA mass toward the center of grafity system, excitational frequency, and the volume of absorber mass. To discoover the simulation truth, an experiment is needed.

The research shows that SDVA can reduce first mode vibration resonance $(r_{fr} = 1)$ for 87,5 %, which occurs when we given the primary system is given mass absorber for $m_s/10$ with $r_1 = 4,42$. The maximum degreement in the second mode resonance $(r_f = 1)$ is equal to 98,8% which occur when the primary system is given absorber mass for $m_s/10$ with $r_1 = 0$. Whereas based optimizations performed indicated that the decrease in translational and rotational vibration primary system most optimum amounted to 80.5%, which occurs when the given mass absorber by $m_s/10$ with $r_l = 3.5$.

Keywords : Single dynamic vibration absorber, rotational vibration, translational vibration.

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

KATA PENGANTAR

Puji syukur Segala puji syukur penulis panjatkan hanya bagi Allah SWT, Pemelihara seluruh alam raya, yang atas limpahan rahmat, taufik dan hidayah-Nya, penulis mampu menyelesaikan laporan Tesis dengan judul "Pengaruh perubahan posisi masa SDVA dari titik berat masa utama terhadap karakteristik getaran translasi dan rotasi sistem utama 2 DOF" ini.

Laporan tesis ini disusun demi memenuhi salah satu mata kuliah di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penulis menyadari bahwa laporan tesis ini bukanlah tujuan akhir dari belajar karena belajar adalah sesuatu yang tidak terbatas. Terselesaikannya laporan ini tentunya tak lepas dari dorongan dan uluran tangan berbagai pihak. Oleh karena itu, tak salah kiranya bila penulis mengungkapkan rasa terima kasih dan penghargaan kepada :

- 1. Bapak dan ibu saya tercinta yang selalu memberikan doanya untuk saya.
- 2. Iva tri wahyuanasari yang telah memberikan masukan kepada saya terkait penyusunan laporan ini.
- 3. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. Selaku dosen pembimbing thesis dan pemberi rekomendasi.
- 4. Ibu Dr. Wiwik Hendrowati, ST. MT Selaku dosen wali, dosen penguji thesis dan pemberi rekomendasi.
- 5. Bapak Prof. Ir. I N. Sutantra, M.Sc, Ph.D.Selaku dosen penguji thesis dan pemberi rekomendasi.
- 6. Bapak Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc. Selaku dosen penguji thesis dan pemberi rekomendasi.
- 7. Beasiswa *fresh graduate* yang telah memberikan sumber dana untuk menyelesaikan perkuliahan selama penulis menempuh S2.
- 8. Teman-teman DSM 2013, esthi, skriptyan, bapak made, yoga, ibu talifatim, bapak rachman, adri, ulum yang kocak dan aneh.
- 9. Adek-adek team DVA dari S1 lintas jalur yaitu imam dan prasetyo yang penuh semangat.

10. Semua pihak yang telah banyak membantu saya dan tidak saya sebutkan.

Semoga Allah SWT membalas kebaikan dan ketulusan semua pihak yang telah membantu menyelesaikan thesis ini dengan melimpahkan rahmat dan karunia-Nya. Semoga laporan thesis ini dapat memberikan manfaat dan kebaikan bagi banyak pihak demi kemaslahatan bersama serta bernilai ibadah di hadapan Allah SWT. Amien.

Surabaya, 9 Juli 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	V
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	XV
DAFTAR TABEL	xxi
DAFTAR NOTASI/SIMBOL	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Pengertian Getaran	5
2.2 Beberapa Cara Meredam Getaran Sistem	6
2.3 Dynamic Vibration Absorber	8
2.3.1 Dynamic absorber tanpa peredam	9
2.3.2 Dynamic absorber dengan peredam	11
2.4 Pengenalan Aplikasi DVA	14
2.4.1 Aplikasi DVA pada bangunan	14
2.4.2 Penggunaan DVA pada <i>beam</i>	17
2.5 Pengaruh Posisi DVA pada Beam	19
2.5.1 Kedua ujung <i>beam</i> dijepit	19
2.5.2 Salah Satu Ujung <i>beam</i> dijepit	20
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Langkah Dasar Penelitian	23
3.2 Studi Literatur	23
3.3 Mencari Parameter Prototype DVA	24
3.3.1 Kekakuan cantilever sistem utama ($K_1 dan K_2$)	26
3.3.2 Kekakuan cantilever <i>absorber</i> (K_a) & panjang cantilever	
absorber	28
3.3.3 Mengukur nilai redaman cantilever sistem utama ($C_1 \& C_2$)) 30
3.3.4 Mengukur nilai redaman cantilever absorber (C_a)	32
3.3.5 Menentukan inersia sistem utama (I)	34
3.4 Pemodelan Sistem Prototype DVA	35
3.4.1 Penyederhanaan model fisik prototype	35
3.4.2 Penurunan persamaan gerak	36
3.4.2.1 Tinjauan untuk masa <i>absorber</i>	37

3.4.2.2 Tinjauan untuk masa utama	37
3.5 Simulasi dan Pemrograman Proses Literasi	40
3.6 Validasi Block Diagram Simulasi	42
3.6.1 Pengukuran getaran pada <i>prototype</i> DVA	43
3.6.1.1 Peralatan pendukung	44
3.6.1.2 Penentuan posisi masa absorber pada beam	47
3.6.1.3 Pemasangan accelerometer pada balok beam	47
3.6.1.4 Penyetingan putaran motor & pengolahan data	
getaran	48
3.6.1.5 Pengolahan getaran hasil pengukuran	49
3.6.2 Membandingkan respon getaran hasil simulasi dan	
eksperimen	51
3.7 Analisa Hasil	51
BAB IV PEMBAHASAN	
4.1 Parameter Simulasi	53
4.1.1 Penentuan konstanta kekakuan cantilever sistem utama	
$(k_1 \operatorname{dan} k_2)$	53
4.1.2 Penentuan konstanta kekakuan cantilever <i>absorber</i> (k_a)	56
4.1.3 Penentuan konstanta redaman cantilever sistem utama	
$(C_1 \operatorname{dan} C_2)$	56
4.1.4 Penentuan konstanta redaman cantilever <i>absorber</i> (C_a)	59
4.1.5 Penentuan masa <i>absorber</i> (m_a)	62
4.2 Perhitungan Frekuensi Natural tak Teredam ($\omega_{\rm p}$) Sistem	62
4.2.1 Sebelum penambahan DVA	62
4.2.2 Setelah penambahan DVA	64
4.3 Hasil Simulasi tanpa DVA	68
4.4 Simulasi dengan DVA	71
4.4.1 Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = \frac{1}{10}m_s$	72
4.4.2 Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = \frac{1}{20}m_s$	79
4.4.3 Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = \frac{1}{40}m_s$	86
4.4.4 Pengaruh perubahan masa absorber (m_a) untuk $r_l = 0$	93
4.4.5 Fengarun perubanan masa <i>ubsorber</i> (m_a) ternadap karaktaristik DMS untuk $r_a = 2.21$	07
A 4 6 Dengaruh paruhahan masa ahsarbar (m) tarhadan	21
4.4.0 Fengarun perubanan masa absorber (m_a) ternadap karakteristik PMS untuk $r_a = 4.42$	103
15 Procentase Denguranga Getaran terhadan perubahan r. dan	105
4.5 Trosentase rengularga Octaran ternadap perubahan 77 dan Masa Absorber	100
A 5 1 Gerek Translasi	109
4.5.1 Octak Italislasi 4.5.2 Gerek Rotasi	1109
4.5.2 Octar Rolasi 1.5.2 Octar Rolasi 2.5 A Detimosi Penurupan Getaran Translasi & Rotasi	110
4.6 Validasi Hasil Simulasi terhadan Hasil Eksperimen	117
4.6.1 Penguijan kecenatan putar keluaran motor	112
4.6.2 Pengukuran panjang ekiyalen dari cantileyer absorbar	112
4 6 3 Hasil RMS percentan untuk sistem tanna DVA	114

4.6.4 Hasil RMS percepatan sudut untuk sistem tanpa DVA	116
4.6.5 Hasil RMS percepatan untuk sistem dengan DVA	118
4.6.6 Hasil RMS percepatan sudut untuk sistem dengan DVA	121
BAB V KESIMPULAN	
5.1 Kesimpulan	125
5.2 Saran	125
DAFTAR PUSTAKA	127

LAMPIRAN

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

DAFTAR TABEL

Nomor	Judul Tabel	Halaman
Tabel 3.1	Spesifikasi Prototype DVA	25
Tabel 3.2	Tabel Pengolahan Data	50
Tabel 3.3	Jadwal Kegiatan Penelitian	51
Tabel 4.1	Pengujian Kekakuan Cantilever	54
Tabel 4.2	Pengujian Redaman Cantilever (C_1 dan C_2)	59
Tabel 4.3	Pengujian Redaman Cantilever Absorber (C_a)	62
Tabel 4.4	Frekuensi Natural tak Teredam untuk $m_a = \frac{1}{10} m_s$	65
Tabel 4.5	Frekuensi Natural tak Teredam untuk $m_a = \frac{1}{20} m_s$	66
Tabel 4.6	Frekuensi Natural tak Teredam untuk $m_a = \frac{1}{40} m_s$	67
Tabel 4.7	Data Frekuensi setiap Set Point	112
Tabel 4.8	Perhitungan Kekakuan Ekivalen Cantilever pada 14 cm	113
Tabel 4.9	Perbandingan RMS Percepatan tanpa DVA	114
Tabel 4.10	Prosentase Error untuk Percepatan Sistem tanpa DVA	115
Tabel 4.11	Perbandingan RMS Percepatan Sudut tanpa DVA	116
Tabel 4.12	Prosentase Error untuk Percepatan Sudut Sistem tanpa DVA	118
Tabel 4.13	Perbandingan RMS Percepatan dengan DVA	118
Tabel 4.14	Prosentase Error Untuk Percepatan Sistem dengan DVA	120
Tabel 4.15	Perbandingan RMS Percepatan dengan DVA	121
Tabel 4.16	Prosentase Error untuk Percepatan Sudut Sistem dengan DVA	122

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

Nomor Gambar	Judul Gambar	Halaman
Gambar 1.1	Prototype DVA	2
Gambar 2.1	Respon perpindahan untuk Masa Pegas Sederhana dengan Peredam [1]	5
Gambar 2.2	Momen yang bekerja [3]	6
Gambar 2.3	Perbandingan momen sebelum dan sesudah dilakukan optimasi (a) arah Y (b) arah Z (c) arah X [3]	7
Gambar 2.4	Grafik respon getaran transien sebelum dan setelah diberikan DVA (<i>pasif control</i>) [4]	8
Gambar 2.5	Dynamic Vibration Absorber tanpa Peredam [1]	9
Gambar 2.6	Efek respon getaran mesin dari pemberian <i>Dynamic Absorber</i> tanpa peredam [1]	10
Gambar 2.7	Dynamic vibration absorber dengan peredam [1]	12
Gambar 2.8	Efek respon metaran mesin dari pemberian <i>dynamic absorber</i> dengan peredam [1]	12
Gambar 2.9	Variasi <i>transmisibility</i> karena perubahan ζ [8]	13
Gambar 2.10	Series-DVAs [5]	14
Gambar 2.11	Model HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [4]	16
Gambar 2.12	Model dari SADV (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [4]	16
Gambar 2.13	Grafik <i>Transmisibility</i> perbandingan DVA, SADVA & HADVA (a) Vertikal (b) Horizontal [4]	16
Gambar 2.14	<i>Beam</i> dengan rangkaian beban berjalan [7]	17
Gambar 2.15	Displacement transmisibility pada tengah beam [7]	18
Gambar 2.16	Perpindahan resonansi dan non resonansi pada vibration absorber [8]	18
Gambar 2.17	Pemodelan dari <i>mass absorber</i> pada struktur fleksibel [8]	18
Gambar 2.18	Pemberian masa DVA pada <i>beam</i> dengan kedua ujung yang terikat	19
Gambar 2.19	Penggunaan translasional DVA dan rotasional DVA	21
Gambar 2.20	<i>Fixed-free beam</i> dengan translasi dan rotasi DVA	21

Nomor	Judul Gambar	Halaman
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian secara umum	23
Gambar 3.2	Bentuk fisik dari prototype DVA	24
Gambar 3.3	Kekakuan pegas pengganti dari cantilever	26
Gambar 3.4	Diagram alir pengambilan data kekakuan cantilever sistem utama	27
Gambar 3.5	Diagram menentukan panjang cantilever absorber	29
Gambar 3.6	Proses untuk mengukur redaman sistem utama	30
Gambar 3.7	Diagram alir pengambilan data redaman cantilever sistem utama	31
Gambar 3.8	Proses mengukur redaman absorber	32
Gambar 3.9	Diagram alir pengambilan data redaman pada cantilever <i>absorber</i>	33
Gambar 3.10	Diagram alir pemodelan dinamis sistem	34
Gambar 3.11	Penyederhanaan prototype DVA	35
Gambar 3.12	Gambar displacement arah sumbu Y dari beam	36
Gambar 3.13	Free body diagram untuk masa absorber	37
Gambar 3.14	<i>Free body</i> diagram untuk gerak translasi sistem utama	37
Gambar 3.15	<i>Free body</i> diagram untuk gerak rotasi sistem utama	39
Gambar 3.16	Diagram alir proses validari secara umum	43
Gambar 3.17	Diagram alir pengukuran getaran	44
Gambar 3.18	Accelerometer sensor	45
Gambar 3.19	Osciloscope	45
Gambar 3.20	Power Supply	46
Gambar 3.21	Inverter	46
Gambar 3.22	Tachometer Infrared	47
Gambar 3.23	(a) Skema rangkaian dan (b) pemasangan Accelerometer untuk Mengukur getaran translasi	47
Gambar 3.24	(a) Skema rangkaian dan (b) pemasangan <i>Accelerometer</i> untuk mengukur getaran rotasi	48
Gambar 3.25	Pengambilan putaran keluaran dari motor	49
Gambar 4.1	Cantilever sistem utama sebelum diberikan pembebanan	53
Gambar 4.2	Pengujian kekakuan cantilever sistem utama	54
Gambar 4.3	Hasil pengukuran getaran bebas sistem utama	56

Nomor	Judul Gambar	Halaman
Gambar 4.4	Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem	57
Gambar 4.5	Grafik hasil pengukuran getaran bebas masa absorber	59
Gambar 4.6	Grafik hasil pengukuran getaran bebas masa <i>absorber</i> dengan <i>smoothing</i> dan <i>filtering</i>	60
Gambar 4.7	Grafik perbandingan respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran untuk <i>displacement</i> sistem utama (a) dan <i>angular displacement</i> sistem utama (b)	68
Gambar 4.8	Grafik pengaruh perubahan rasio frekuensi terhadap nilai RMS percepatan arah translasi (a) dan arah rotasi (b)	70
Gambar 4.9	Perubahan karakteristik RMS <i>displacement</i> dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/10$	72
Gambar 4.10	Perubahan karakteristik RMS angular displacement dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/10$	73
Gambar 4.11	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>displacement</i> dengan perubahan r_{f} daan r_{f} pada $m_{e}=m_{e}/10$	75
Gambar 4.12	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>angular displacement</i> dengan perubahan r_f dan r_l pada $m_a=m_a/10$	76
Gambar 4.13	Prosenatse pengurangan (a) <i>displacement</i> dengan $r_f = 1$ dan (b) <i>angular displacement</i> dengan $r_{fr} = 1$ dengan masa $m_a = m_s/10$	78
Gambar 4.14	Perubahan karakteristik RMS <i>displacement</i> dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/20$	79
Gambar 4.15	Perubahan karakteristik RMS angular displacement dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/20$	80
Gambar 4.16	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>displacement</i> dengan perubahan r_c dan r_c pada $m_c = m_c/20$	82
Gambar 4.17	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>displacement</i> dengan perubahan r_f dan r_f pada $m_s = m_s/20$	83
Gambar 4.18	Prosenatase pengurangan (a) displacement dengan $r_f = 1$ dan (b) angular displacement dengan $r_{fr} = 1$ dengan masa $m_a = m_s/20$	85
Gambar 4.19	Perubahan karakteristik RMS <i>displacement</i> dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/40$	86

Nomor	Judul Gambar	Halaman
Gambar 4.20	Perubahan karakteristik RMS angular displacement dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/40$	87
Gambar 4.21	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>displacement</i> dengan perubahan r_f dan r_l pada $m_a = m_s/40$	89
Gambar 4.22	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>angular displacement</i> dengan perubahan r_t daan r_l pada $m_c = m_s/40$	90
Gambar 4.23	Prosentase pengurangan (a) displacement dengan $r_f = 1$ dan (b) angular displacement dengan $r_{fr} = 1$ dengan masa $m_a = m_s/40$	92
Gambar 4.24	Perubahan karakteristik RMS angular displacement dengan perubahan m_a untuk $r_l = 0$	93
Gambar 4.25	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>angular displacement</i> pada $r_l = 0$ dengan perubahan r_{fr} dan m_a/m_s	94
Gambar 4.26	Perubahan karakteristik RMS displacement dengan perubahan m_a untuk $r_l = 0$	95
Gambar 4.27	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>displacement</i> pada $r_l = 0$ dengan perubahan r_f dan m_a/m_s	96
Gambar 4.28	Prosentase pengurangan (a) angular displacement dengan $r_{fr} = 1$ dan (b) displacement dengan $r_f = 1$ dengan $r_l = 0$	97
Gambar 4.29	Perubahan karakteristik RMS <i>displacement</i> dengan perubahan m_a untuk $r_l = 2,21$	98
Gambar 4.30	Perubahan karakteristik RMS angular displacement dengan perubahan m_a untuk $r_l = 2,21$	99
Gambar 4.31	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>displacement</i> pada $r_l = 2,21$ dengan perubahan r_f dan m_a/m_s	100
Gambar 4.32	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>angular displacement</i> pada $r_l = 2,21$ dengan perubahan r_{fr} dan m_a/m_s	101
Gambar 4.33	Prosentase pengurangan (a) angular displacement dengan $r_{fr} = 1$ dan (b) displacement dengan $r_f = 1$ dengan $r_l = 2,21$	102
Gambar 4.34	Perubahan karakteristik RMS <i>displacement</i> dengan perubahan m_a untuk $r_l = 4,42$	104
Gambar 4.35	Perubahan karakteristik RMS angular displacement dengan perubahan m_a untuk $r_l =$ 4,42	104
Gambar 4.36	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>displacement</i> pada $r_l = 4,42$ dengan perubahan r_f dan m_a/m_s	106

Nomor	Judul Gambar	Halaman
Gambar 4.37	Grafik <i>surface</i> nilai RMS <i>angular displacement</i> pada $r_l = 1$ dengan perubahan r_{fr} dan m_a/m_s pada $r_l = 4.42$	107
Gambar 4.38	P Prosentase pengurangan (a) angular displacement dengan $r_{fr} = 1$ dan (b) displacement dengan $r_f = 1$ dengan $r_l = 1$	108
Gambar 4.39	Prosentase pengurangan RMS <i>displacement</i> dengan $r_f = 1$	110
Gambar 4.40	Prosentase pengurangan RMS angular displacement dengan $r_{fr} = 1$	110
Gambar 4.41	Grafik kombinasi r_l dan rasio masa untuk menghasilkan getaran translasi dan rotasi optimum	111
Gambar 4.42	Pengujian nilai kekakuan ekivalen dari cantilever absorber pada jarak tertentu	113
Gambar 4.43	Grafik perbandingan percepatan hasil eksperiment dan hasil simulasi tanpa DVA	115
Gambar 4.44	Grafik perbandingan percepatan sudut hasil eksperiment dan hasil simulasi tanpa DVA	117
Gambar 4.45	Grafik perbandingan percepatan hasil eksperiment dan hasil simulasi dengan DVA	119
Gambar 4.46	Grafik perbandingan percepatan sudut hasil eksperiment dan hasil simulasi dengan DVA	122

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

DAFTAR NOTASI / ARTI LAMBANG

Daftar Arti Lambang

>	: lebih dari
<	: kurang dari
\geq	: lebih dari sama dengan
\leq	: kurang dari sama dengan
(: tanda kurung awal
)	: tanda kurung akhir
%	: persentase
m	: masa unbalance (kg)
m _a	: masa absorber (kg)
m_m	: masa motor (kg)
m_p	: masa piringan disc (kg)
m_{kp}	: masa kotak pemberat (kg)
m_b	: masa balok beam (kg)
m_s	: Masa sistem
r	: jari-jari rotasi dari masa unbalance pada piringan disc (m)
K ₁	: konstanta kekakuan cantilever 1 (N/m)
K ₂	: konstanta kekakuan cantilever 2 (N/m)
K _a	: konstanta kekakuan cantilever <i>absorber</i> (N/m)
<i>C</i> ₁	: konstanta peredam cantilever 1 (N.s/m)
<i>C</i> ₂	: konstanta peredam cantilever 2 (N.s/m)
Ca	: konstanta peredam cantilever absorber (N.s/m)
L_1	: Jarak cantilever 1 terhadap pusat masa balok beam (m)
L_2	: Jarak cantilever 2 terhadap pusat masa balok beam (m)
a	: Jarak CG balok beam ke motor listrik (m)
b	: Jarak CG balok beam ke cantilever absorber (m)
С	: Jarak CG balok beam ke kotak kopling (m)
ω	: kecepatan putaran motor (rad/s)
ω_{nt} atau ω_n	: frekuensi natural translasi
ω_{nr}	: frekuensi natural rotasi
l	: Panjang beam
r_f	: Rasio Frekuensi translasi
<i>r</i> _{fr}	: Rasio Frekuensi rotasi
r_l	: Rasio Lengan momen

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sebuah sistem yang bergerak tentunya akan mengalami getaran. Getaran yang berlebihan tentunya akan berakibat tidak baik pada sistem, sehingga diperlukanlah cara untuk mengurangi getaran yang terjadi. Beberapa penelitian telah telah dilakukan untuk mengurangi efek getaran, sebagai contoh adalah mereduksi getaran pada *engine* dengan cara merubah sudut dari poros engkol (Jeong-Geun Park). Dengan metode ini ternyata mampu mengurangi efek getaran hingga 88%.

Cara lain yang cukup populer dilakukan untuk mereduksi getaran adalah dengan penambahan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Awalnya DVA banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi untuk mengurangi efek negatif dari getaran yang diakibatkan saat bangunan mengalami gempa bumi, sebagaimana dalam penelitian Kazuo Yoshida. Meskipun telah banyak digunakan pada bangunan bertingkat namun prinsip kerja dari SDVA ini tetap dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran.

Secara prinsip DVA merupakan masa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang sedang bergetar, melalui sebuah pegas-peredam. Dengan adanya masa tambahan, tentunya jumlah DOF dari sistem utama menjadi semakin bertambah. Dengan semakin banyaknya jumlah dari DOF sistem maka sebagian dari energi getar yang ada pada sistem utama akan tersalurkan kepada masa tambahan. Masa tambahan kemudian akan bergetar dengan arah yang berlawanan dengan arah getar dari sistem utama untuk menetralisir/ mengurangi getaran yang ada pada sistem utama.

Pada banyak kasus, DVA hanya digunakan untuk melakukan pengurangan getaran pada arah gerak translasi saja. sementara pada kasus yang lebih kompleks seperti beam, maka getaran yang terjadi tidak hanya pada arah translasi saja namun juga gerak rotasi. beberapa peneliti seperti [9] dan [10] telah melakukan pengurangan getaran translasi atau rotasi pada beam, namun pengurangan getaran

hanya dilakukan hanya sebatas pada salah satu arah gerak saja. untuk dapat mengurangi getaran translasi dan rotasi secara bersamaan maka [11-13] memberikan dua buah jenis masa DVA yaitu translasional DVA dan rotasional DVA. Translasional DVA digunakan untuk mereduksi getaran translasi, sedangkan rotasional DVA digunakan untuk mereduksi getaran rotasi. Dengan demikian untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi secara bersamaan diperlukan dua buah masa DVA. Dari penelitian yang dilakukan oleh beberapa peneliti tersebut menunjukan bahwa penggunaan sebuah masa DVA (SDVA) untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi secara bersamaan belum pernah dilakukan.



Gambar 1.1 Prototype DVA

Dalam penelitian ini dilakukan proses mereduksi getaran arah translasi dan rotasi dari sebuah sistem utama. Proses reduksi getaran dilakukan dengan menambahkan sebuah SDVA (*Single Dynamic Vibration Absorber*) pada sistem utama. Jarak antara pusat masa dari sistem utama dan SDVA (panjang lengan momen *b*) dan besar masa SDVA dilakukan perubahan untuk mengetahui efek perubahan yang terjadi terhadap penurunan getaran translasi maupun rotasi. untuk mengetahui penurunan getaran translasi dan rotasi yang paling optimum maka dilakukan optimasi dengan jalan melakukan intersection antara grafik penurunan getaran translasi terhadap grafik penurunan getaran rotasi.

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

Untuk mengetahui kebenaran dari blok simulasi yang telah disusun maka dilakukan pengukuran getaran secara eksperimen, sehingga dapat dilakukan validari dengan cara membandingkan antara hasil yang diperoleh pada simulasi dan eksperimen. Blok simulasi yang telah tervalidasi kemudian digunakan untuk melakukan simulasi getaran rotasi maupun translasi dari sistem.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- 1. Bagaimana karakteristik getaran dari sistem dengan dua derajat kebebasan setelah penambahan DVA?
- 2. Bagaimana pengaruh perubahan lengan momen dan masa DVA terhadap perubahan respon getaran rotasional sistem 2 DOF?
- 3. Bagaimana cara melakukan pengurangan getaran translasi dan rotasi hanya dengan menggunakan sebuah masa *absorber* (SDVA)?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- 1. Mengetahui karakteristik getaran dari sistem dengan dua derajat kebebasan setelah penambahan DVA.
- 2. Mengetahui pengaruh perubahan lengan momen dan masa DVA terhadap perubahan respon getaran rotasional sistem 2 DOF.
- 3. melakukan pengurangan getaran translasi dan rotasi hanya dengan menggunakan sebuah masa *absorber* (SDVA)

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- 1. Gaya eksitasi yang terjadi hanya disebebkan masa unbalance.
- 2. Sudut masa unbalance yang digunakan adalah 90°.
- 3. Gerak translasi yang diamati hanya ke arah sumbu Y dari balok beam.
- 4. Parameter yang digunakan dalam simulasi merupakan parameter dari prototype DVA.
- Masa absorber yang digunakan dalam simulasi adalah 1/40 hingga 1/10 dari masa total sistem.
- Kekakuan absorber yang digunakan dalam simulasi adalah 1/40 hingga 1/10 dari kekakuan total sistem.
- Lengan momen *b* maksimum yang digunakan dalam penelitian ini adalah 0,265 meter, yang mana merupakan setengah dari panjang beam pada *prototype* DVA.
- 8. Letak pusat masa sistem pada arah sumbu Y terhadap pusat rotasi dari masa *unbalance* sangat kecil dan dapat dianggap berhimpit, sehingga gerak rotasi karena gerak arah horizontal dapat diabaikan.

1.5 Manfaat Penelitian

Dari penelitian yang dilakukan maka didapatkan manfaat sebagaimana berikut ini:

- 1. Dapat memberikan data-data karakteristik getaran sebagai fungsi dari perubahan jarak lengan momen dan masa absorber yang diberikan.
- 2. Memberikan data perbandingan kemampuan SDVA untuk mereduksi getaran dengan perubahan masa dan lengan momen yang diberikan
- 3. Dapat menjadi dasar untuk penelitian selanjutnya yang berhubungan dengan gerak translasi dan rotasi SDVA.
- 4. Dapat digunakan untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi sistem dengan hanya menggunakan sebuah masa tambahan

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Getaran

Getaran merupakan perpindahan bolak-balik dari suatu benda relatif terhadap titik kesetimbangannya. Apabila dalam sistem yang bergetar tidak terdapat faktor redaman, tentu amplitudo getaran yang dicapai oleh sistem akan selalu sama. 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. Dengan demikian tentunya amplitudo getaran akan semakin kecil dengan bertambahnya waktu sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 2.1



Gambar 2.1 Respon perpindahan untuk Masa Pegas Sederhana 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:

Dengan $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$

Dengan menggabungkan mensubstitusikan nilai ζ ke dalam persamaan 2.1 maka diperoleh nilai c dari sistem yang bergetar tersebut.

2.2 Beberapa Cara Meredam Getaran Sistem

Timbulnya getaran pada sebuah sistem dapat bersifat menguntungkan atau bahkan malah merugikan. Contoh dari getaran yang menguntungkan adalah getaran dawai pada senar gitar, sementara getaran yang tidak di inginkan keberadaanya karena bersifat merugikan diantaranya adalah gempa bumi dan getaran pada kendaraan yang justru dapat mengurangi kenyamanan bagi pengendara. Dengan demikian maka getaran yang bersifat merugikan tentunya haruslah direduksi keberadaannya dari sistem.



Gambar 2.2 Momen yang bekerja [3]

Beberapa penelitian terkait pengurangan getaran pada sistem telah dilakukan oleh peneliti terdahulu. Sebagai contoh adalah pengurangan getaran pada engine dengan cara melakukan perubahan pada dudukan mounting engine [2] atau bahkan dengan mengoptimasi pada sudut poros engkol [3]. Pemilihan dari sudut *crank* tidaklah seperti penentuan sudut *crank* pada umumnya, yang mana crank angle hanya dilakukan dengan cara membagi sudut 360 derajat terhadap silindernya. penelitian ini optimasi jumlah Dalam dilakukan dengan memperhatikan dua hal, yaitu untuk menghasilkan momen yang terjadi dan untuk memperkecil gaya yang tersalurkan pada mounting engine sebagaimana pada gambar 2.2. Setiap silinder awalnya telah memiliki sudut tertentu sebagai patokan awal. Setiap silinder kemudian diberikan perubahan sudut tertentu dan dilakukan simulasi getaran yang terjadi dengan komputasi dengan mempertimbangkan fungsi obyektif yang telah dibuat. Proses ini dilakukan pada silinder kedua dan

ketiga hingga diperoleh getaran yang paling minimal untuk perubahan sudut pada silinder kedua dan ketiga. Untuk silinder pertama tidak dilakukan perubahan sudut sebagaimana pada silinder ke 2 hingga ke 7. Dengan demikian sudut pada silinder pertama sebelum dan sesudah optimasi adalah tetap menggunakan 0°.



Gambar 2.3 Perbandingan momen sebelum dan sesudah dilakukan optimasi (a) arah Y (b) arah Z (c) arah X [3]

Dengan melakukan optimasi pada sudut *crank*, amplitudo getaran mampu berkurang secara signifikan. Momen ke arah sumbu Y (M_y) mampu berkurang hingga 72%, namum momen ke arah x (M_x) tidak mengalami banyak perubahan (Gambar 2.3). adapun arah sumbu koordinat yang digunakan diperlihatkan pada Gambar 2.2. Penyebab dari tidak banyaknya pengurangan momen pada arah sumbu x adalah karena momen pada arah ini sebagian besar diakibatkan oleh faktor tekanan gas dalam ruang bakar. Sehingga tidaklah mungkin mengurangi getaran karena faktor tersebut, kecuali dengan cara mengurangi kapastias ruang bakar. Untuk gaya-gaya yang ditransmisikan melalui dudukan mesin,

pengurangannya sebesar 88% dalam komponen transversal dan 35% dalam komponen longitudinal.

Cara lain mereduksi getaran pada sistem adalah menambahkan sebuah kontrol pasif berupa *dynamic vibration absorber* (DVA). Cara ini merupakan cara yang banyak dilakukan untuk mereduksi getaran pada bangunan tingkat tinggi karena adanya gempa bumi atau hempasan angin. DVA pada dasarnya adalah pasangan masa-pegas-peredam yang ditambahkan pada sebuah sistem utama, sehingga dengan demikian jumlah derajat kebebasan dari sistem utama menjadi bertambah. Dengan bertambahnya derajat kebebasan dari sistem, maka sebagian energi getaran dari sistem awal utama akan tersalurkan kepada masa tambahan sehingga amplitudo dari sistem utama akan tereduksi dan getaran yang terjadi akan lebih mudah mencapai respon transien dibandingkan ketika tidak diberikan DVA (Gambar 2.4). Dengan demikian kerusakan pada struktur bangunan karena adanya gaya eksitasi dari gempa bumi atau hempasan angin menjadi terminimalisir.



Gambar 2.4 Grafik respon getaran transien sebelum dan setelah diberikan DVA (*pasif control*) [4]

2.3 Dynamic Vibration Absorber

Sebuah sistem dapat mengalami getaran yang berlebihan jika frekuensi eksitasi yang bekerja padanya mendekati frekuensi natural dari sistem tersebut. Pada beberapa kasus getaran pada sebuah sistem dapat dikurangi dengan memasangkan dynamic vibration absorber yang terdiri atas masa yang dihubungkan dengan pegas-peredam. Dynamic vibration absorber didesain untuk menjauhkan frekuensi natural sistem dari frekuensi operasi dari sistem.

Pada dasarnya DVA bekerja dengan menciptakan interferensi destruktif antara getaran pada sistem dengan getaran yang tersalur pada masa absorber yang

digunakan. Sehingga timbulah antiresonansi pada frekuensi operasi dari sistem, dan getaran sistem pada frekuensi operasinya pun penjadi lebih kecil atau bahkan menghilang sama sekali.

2.3.1 Dynamic absorber tanpa peredam

Dalam kasus penambahan DVA pada sistem, tujuan utama yang harus diperoleh adalah mengurangi atau bahkan mentiadakan sama sekali amplitudo dari masa utama. Kondisi ini didapat dengan cara menambahkan sejumlah tertentu masa dan pegas pada sistem utama. Gambar 2.5 memperlihatkan sebuah masa dari sistem utama sebesar m_1 dan mengalami gaya sebesar $F_0.Sin(\omega.t)$. sistem terhubung dengan tanag melalui pegas dengan konstanta kekakuan k₁.



Gambar 2.5 Dynamic Vibration Absorber tanpa peredam [1]

Untuk mengurangi getaran pada frekuensi natural dari sistem maka [1] dalam bukunya menambahkan pegas (k_2) dan masa *absorber* (m_2) baru yang memiliki frekuensi natural sama dengan frekuensi natural awal dari sistem. Meski memiliki memiliki frekuensi natural yang sama dengan sistem utama, namun bukan berarti nilai masa dan kekakuan dari absorber yang digunakan harus sama persis dengan yang digunakan oleh sistem utama. Hal ini karena apabila masa *absorber* (m_2) yang digunakan terlalu besar maka justru malah akan mengganggu kinerja utama dari sistem utama. Oleh karenanya nilai kekakuan *absorber* dan masa *absorber* yang digunakan haruslah lebih kecil dari yang digunakan pada sistem utama. Adapun nilai kekakuan pegas kedua dan masa kedua yang diberikan pada sistem awal dihitung dengan menggunakan persamaan berikut sebagaimana dalam referensi [1]:

$$\frac{k_1}{m_1} = \frac{\mu \cdot k_2}{\mu \cdot m_2}.....(2.1)$$

Dengan μ merupakan perbandingan antara $\frac{k_2}{k_1}$ atau $\frac{m_2}{m_1}$. Dalam bukunya [1] menggunakan nilai μ hanya sebesar 1/20 saja.

Perubahan karakteristik getaran yang terjadi pada sistem utama setelah penambahan DVA dapat dilihat pada grafik *transmisibility* yang dihasilkannya. *Transmisibility* merupakan grafik yang menunjukan hubungan antara output dari sistem terhadap inputan yang diberikan kepadanya. *Transmisibility* biasanya ditunjukan sebagai grafik fungsi dari perbandingan frekuensi sistem terhadap frekuensi natural sistem tanpa DVA. Gambar 2.6 berikut menunjukan grafik *transmisibility* saat sebelum dan sesudah pemberian *dynamic vibration absorber* tanpa peredam. Dengan ditambahkannya DVA, maka akan terjadi dua kali resonansi yang terjadi pada dua frekuensi yang berbeda yaitu pada rasio frekuensi 1 (Ω_1) dan rasio frekuensi 2 (Ω_2). Selain terjadi resonansi, juga terjadi antiresonansi yang tejadi saat $\Omega = 1$, dengan nilai transmisibility sebesar nol.



Gambar 2.6 Efek Respon getaran Mesin dari Pemberian *Dynamic Absorber* tanpa Peredam [1]

Dalam sebuah sistem, selain diinginkan terjadi antiresonansi pada $\Omega = 1$ juga diinginkan agar jarak antar resonansi semakin jauh. Sehingga daerah range penurunan getaran menjadi semakin lebar. Dalam bukunya referensi [1] menuliskan persamaan persamaan 2.2 berikut ini.

$$\left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2, \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2 = \frac{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] \mp \sqrt{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]^2 - 4\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2}}{2\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2} \quad \dots (2.2)$$

Persamaan di 2.2 menunjukkan bahwa ruas kiri merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan ω_2/ω_1 . Dalam kasus DVA tanpa peredam ini terdapat catatan yang perlu untuk diperhatikan, diantaranya adalah sebagai berikut [3]:

- a. Ω_1 lebih kecil dan Ω_2 lebih besar daripada kecepatan operasi mesin (yg dalam hal ini sama dng frekuensi natural ω_1). Mesin harus melewati Ω_1 saat start-up atau stopping. Upayakan waktu yang diperlukan utk 'lewat' Ω_1 sesingkat mungkin.
- b. Karena absorber di-tune ke sebuah frekuensi eksitasi ω, amplitudo steadystate dari mesin bernilai nol hanya pada frekuensi tersebut. Jika mesin beroperasi pada frekuensi yg lain atau eksitasi memiliki sejumlah frekuensi, amplitudo getaran mesin bisa besar.
- c. Nilai $k_2 \text{ dan/atau } \omega_2$ tergantung pada nilai X_2 yg diijinkan / direncanakan
- d. Perbedaan antara Ω_1 dng Ω_2 bertambah dengan naiknya m₂/m₁

Persamaan sebagaimana dituangkan oleh referensi [1] dalam persamaan 2.2 di atas hanya berlaku untuk sistem utama yang terdiri dari 1 DOF saja. namun untuk sistem utama dengan MDOF maka persamaan 2.2 tidak dapat digunakan. Hal ini karena untuk sistem dengan multi DOF persamaan yang digunakan menjadi sangat banyak dan kompleks, sehingga persamaan 2.2 tidak lagi dapat digunakan.

2.3.2 Dynamic absorber dengan peredam

Dalam banyak kasus sangatlah sulit mendapati sebuah pegas yang tidak memiliki redaman sedikitpun. Sebuah pegas tentu tetap memiliki sejumlah kecil redaman yang diakibatkan oleh *internal dumping* dari material yang digunakan dalam pembuatan pegas sebagai konstanta kekakuan tambahan. Referensi [1] dalam bukunya juga menuliskan tentang penggunaan DVA dengan peredam terhadap perubahan karakteristik respon getaran sistem utama. Gambar 2.7 berikut ini ditunjukan sebuah sistem yang sedang diberikan DVA dengan peredam sebagaimana dalam referensi [1].



Gambar 2.7 Dynamic vibration absorber dengan Peredam [1]



Gambar 2.8 Efek Respon Metaran Mesin dari pemberian *dynamic absorber* dengan peredam [1]

Secara garis besar karakter yang didapatkan pada pemberian DVA dengan peredam ini adalah sama dengan DVA tanpa peredam. Namun nilai transmisibility yang diperoleh saat antiresonansi menjadi lebih besar dibandingkan ketika sistem diberikan DVA tanpa peredam. Meski demikian nilai transmisibility yang diperoleh saat resonansi menjadi lebih rendah jika dibandingkan ketika sistem diberikan DVA tanpa peredam. Hal ini tentu menjadi keuntungan bagi sistem, karena nilai transmisibility dari resonansi 1 yang harus dilewati sistem untuk mencapai frekuensi kerjanya menjadi lebih kecil. Gambar 2.8 merupakan grafik transmisibility pemberian DVA dengan peredam pada sistem utama.

Ketika sistem diberikan perubahan nilai konstanta redaman yang berbeda, tentu juga akan memberikan efek yang berbeda pula terhadap grafik transmisibility yang didapatkan. Referensi [8] dalam penelitiannya melakukan perubahan nilai redaman terhadap perubahan karakteristik getaran dari sistem utama 1 DOF.



Gambar 2.9 Variasi *transmisibility* karena perubahan ζ [8]

Dari gambar 2.9 terlihat bahwa ketika sistem diberikan masa DVA dengan nilai redaman yang sangat kecil maka seolah-olah sistem sedang diberikan masa DVA tanpa peredam. Sehingga diperolehlah nilai transmisibility pada kedua resonansi yang sama dengan ketika sistem diberi DVA tanpa peredam. Namun ketika sistem diberikan nilai rasio redaman yang sangat tinggi maka sistem hanya mengalami sekali resonansi. Hal ini dikarenakan untuk $\zeta \approx \infty$ maka seolah-olah masa dari absorber menyatu dengan masa sistem, sehingga jumlah resonansi yang terjadi hanya satu buah saja.

Penelitian yang dilakukan oleh [1] dan [8] hanya dilakukan pada sistem utama dengan 1 DOF saja, sehingga hasil penelitian yang didapatkan hanya berlaku untuk sistem utama dengan 1 DOF. Untuk sistem utama dengan MDOF tentu perlu dilakukan penelitian lebih lanjut.
2.4 Pengenalan Aplikasi DVA

Dalam kasus yang real sebuah sistem yang bergetar dapat mengalami getaran dalam berbagai arah, sehingga sistem utama tentu tak dapat lagi dimodelkan sebagai sistem dengan single DOF. Beberapa peneliti telah melakukan penelitian terkait penggunaan DVA pada sistem dengan multi DOF dan mengaplikasikannya pada dunia nyata. Adapun beberapa aplikasi DVA dalam dunia yang sering sekali dijumpai adalah pada bangunan dan pada beam/jembatan.

2.4.1 Aplikasi DVA pada bangunan

Seiring dengan berjalannya waktu, penelitian pengunaan DVA pada bangunan telah banyak mengalami kemajuan yang sangat pesat sebagaimana dilakukan oleh [4], [5] dan [11]. DVA pada bangunan telah banyak mengalami kemajuan dan modifikasi. Sebagai contoh modifikasi dari DVA yang telah diterapkan untuk mereduksi getaran pada bangunan adalah Series-DVAs.

Series-DVAs ini sebenarnya merupakan susunan dari beberapa masa tambahan DVA secara seri sebagaimana dalam gambar 2.10. DVAs pertama kali diterapkan untuk mengurangi gaya eksitasi pada bangunan bertingkat karena adanya angin yang menghempas bangunan tersebut. Pada dasarnya Series-DVAs merupakan beberapa masa tambahan dan pegas-peredam yang dihubungkan secara seri satu dengan yang lainnya [5]. dalam penelitian yang dilakukan oleh [5] susunan masa absorber kedua merupakan masa absorbre dengan diberikan control aktif.



Gambar 2.10 Series-DVAs [5]

Pada sebuah bangunan dengan masa total sebesar M_s tentunya akan mengalami gaya eksitasi dari arah samping oleh adanya angin yang menerpanya. Dengan demikian series-DVAs yang diberikan haruslah memiliki arah derajat kebebasan yang sama dengan arah gaya eksitasi yang bekerja (Gambar 2.13).

Dalam series-DVAs koefisien redaman optimal yang digunakan jauh lebih kecil dari DVA biasa (Kira-kira 2,23%), yang mana ini merupakan keuntungan yang lain dari menggunakan series-DVAs. Rasio masa (μ) yang digunakan dalam perhitungan merupakan perbandingan total masa tambahan terhadap masa utama dari sistem (dalam hal ini adalah masa bangunan).

Dengan menggunakan Series-DVAs amplitudo getaran yang terjadi menjadi 70,6% lebih kecil dibandingkan menggunakan DVA biasa. Dengan demikian series-DVAs ini ternyata mampu meredam getaran lebih baik lagi daripada hanya menggunakan DVA biasa.

Meski mampu meredam getaran, namun masa absorber yang digunakan dalam penelitian [5] merupakan DVA aktif. Apabila dalam masa absorber yang digunakan tidak diberikan control aktif, ternyata susunan DVA seri memiliki kemampuan yang lebih buruk daripada DVA konvensional dalam meredam getaran. Selain itu dalam penelitian [5] hanya mampu meredam getaran dalam arah translasional saja. sedangkan dalam kasus yang real sebuah gedung atau bangunan dapat mengalami getaran arah rotasi karena faktor lendutan dari bangunan yang sangat tinggi tersebut.

Sebuah metoda lain penggunaan DVA untuk mereduksi getaran arah translasi sekaligus rotasi diperkenalkan oleh [4]. Dalam penelitiannya [4] memperkenalkan *seesaw type active dynamic vibration* (SADVA), *Hybrid active dynamic vibration absorber* (HADV) dan gabungan dari keduanya sebagaimana ditunjukan dalam gambar 2.11 dan 2.12 untuk meredam kedua arah getaran tersebut.

SADVA sebenarnya merupakan DVA aktif yang tersusun dari frame yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasional sehingga dapat digunakan untuk mengkontrol response getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur.



Gambar 2.11 Model HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [4]



Gambar 2.12 Model dari SADV (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [4]

Setiap tipe dari absorber DVA tentunya akan memberikan besar efek peredaman yang berbeda-beda. Baik HADVA dan SADVA mampu memberikan efek redaman yang lebih baik daripada DVA (gambar 2.13). Meskipun tidak sebaik yang lainnya dalam meredam getaran, namun konstruksi dari HADVA dan SADVA lebih rumit dibandingkan dengan DVA konvensional yang hanya sebuah masa dan pegas saja.



Gambar 2.13 Grafik *Transmisibility* perbandingan DVA, SADVA & HADVA (a) Vertikal (b) Horizontal [4]

2.4.2 Penggunaan DVA pada beam



Gambar 2.14 *Beam* dengan rangkaian beban berjalan [7]

dasar dari dynamic vibration absorber Meskipun model adalah diperuntukkan bagi sistem dengan masa terpusat, tetapi hal ini ternyata juga dapat digunakan pada sistem struktur beam sebagaimana dalam penelitian yang telah dilakukan oleh [7-16]. Sebuah struktur jembatan bisa saja mengalami beban dinamis, sebagai contoh adalah ketika jembatan dilewati oleh kendaraan yang sedang melaju dengan kecepatan tertentu. karena adanya eksitasi berupa kendaraan yang melaju tersebut maka akan timbul lendutan dari beam, sehingga timbulah getaran pada beam tersebut. Berdasarkan kondisi ini maka referensi [6] melakukan pemodelan sebuah jembatan sebagai batang beam yang sedang mengalami getaran. Kendaraan yang sedang melaju di modelkan sebagai beban terdistribusi yang bergerak dengan kecepatan tertentu dan melintasi pada bagian atas dari *beam*. Untuk mengurangi getaran yang terjadi, pada jarak tertentu dari ujung beam diberikan dynamic vibration absorber sebagaimana terlihat pada gambar 2.14.

Pada dasarnya penambahan DVA akan merubah karakteristik getaran dari *beam*. Tanpa diberikan DVA maka *beam* hanya akan memiliki sebuah puncak *transmisibility* yang sangat tinggi pada sebuah frekuensi natural, Namun dengan penambahan DVA tanpa absorber maka *beam* akan menjadi memiliki dua buah puncak *transmisibility* pada frekuensi natural. Dengan diberikannya DVA berabsorber tentunya puncak trasmisibility pada kedua frekuensi natural yang awalnya tinggi akan jauh berkurang sebagaimana terlihat pada gambar 2.15.



Gambar 2.15 Displacement transmisibility pada tengah beam [7]

Displacement *beam* pada [7] hanya diakibatkan oleh defleksi dari *beam* itu sendiri. Sementara dalam kenyataan yang sebenarnya, apabila struktur *beam* cukup atau bahkan sangat fleksibel maka absorber juga akan mengalami perpindahan yang disebabkan oleh frekuensi mode lain yang lebih tinggi sebesar us [8] Dengan demikian tentunya perpindahan total yang dialami oleh absorber akan menjadi lebih besar lagi dibandingkan yang diperoleh pada [7] sebagaimana diperlihatkan pada gambar 2.16 dan 2.17.



Gambar 2.16 Perpindahan resonansi dan non resonansi pada *vibration absorber* [8]



Gambar 2.17 Pemodelan dari mass absorber pada struktur fleksibel [8]

Bentuk pemodelan dari pegas peredam yang menghubungkan antara masa utama dan masa tambahan tentunya juga berubah sebagaimana pada gambar 2.17. Berdasarkan pemodelan yang dilakukan oleh [8] nilai konstanta kekakan ekivalen pegas dan redaman ekivalen dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut berikut. Dengan K merupakan vaktor fleksibilitas dan apabila *beam* tidak cukup fleksibel maka nilai K dapat diasumsikan bernilai nol.

$$k_{\kappa} = \frac{k_a}{1+\kappa},$$
$$c_{\kappa} = \frac{c_a}{1+\kappa}.$$

2.5 Pengaruh Posisi DVA pada Beam

2.5.1 Kedua ujung *beam* dijepit

Pada batang dengan kedua ujungnya yang diberikan tumpuan jepit maka kedua ujung dari batang beam tidak dapat bergerak baik dalam arah translasi maupun rotasi. Sedangkan bagian lain dari ujung beam mampu mengalami getaran yang diakibatkan oleh lendutan dari beam tersebut.

Penambahan masa DVA dalam sistem beam ini tentu akan dapat mereduksi getaran. Perubahan posisi dari masa absorber yang berbeda juga akan memberikan perubahan pada efek pengurangan getaran yang terjadi untuk setiap posisi dari beam. Penelitian mengenai pengaruh variasi perubahan posisi dari DVA pada sebuah *beam* yang kedua ujungnya diberikan jepitan (gambar 2.18) telah dilakukan oleh [9-10]. Gambar 2.18 berikut ini merupakan gambar metode yang digunakan dalam penelitian [10].



Gambar 2.18 Pemberian masa DVA pada beam dengan kedua ujung yang terikat

Dalam penelitian [10] sebuah *beam* yang kedua ujungnya dijepit dikenai gaya terpusat F pada jarak tertentu dari panjang total *beam*. Perubahan posisi

DVA tentu akan berakibat pada perubahan respon getaran dari *beam* ini. dengan demikian dilakukan optimasi untuk mencari posisi peletakan dari DVA pada *beam*, sehingga diperoleh respon getaran yang paling minimal.

Meski mampu melakukan optimasi terhadap sistem yang digunakan dalam penelitiannya, namun apa yang diteliti oleh [10] hanya berlaku untuk kasus khusus saja. hal ini karena getaran yang terjadi merupakan fungsi dari lendutan beam, sehingga perbedaan material tentu akan memberikan perbedaan karakter getaran yang terjadi pada setiap titik dari beam. Selain itu optimasi yang dilakukan hanya pada satu frekuensi saja, sehingga pada frekuensi yang berbeda maka nilai titik optimasi peletakan dari DVA juga berbeda.

2.5.2 Salah satu ujung *beam* dijepit

Pada batang dengan salah satu ujungnya yang diberikan tumpuan jepit maka ujung dari batang beam yang tertumpu jepit tidak dapat bergerak baik dalam arah translasi maupun rotasi. sedangkan ujung yang bebas dapat bergerak dalam arah translasi maupun rotas. Adanya getaran pada ujung yang lain lebih diakibatkan oleh adanya lendutan yang terjadi pada batang saat batang beam tersebut diberikan getaran.

Untuk meredam getaran pada beam ini maka beberapa peneliti seperti [10-14] telah melakukan penelitian untuk mereduksi getaran baik untuk arah translasi maupun rotasi. untuk dapat mengurangi kedua jenis getaran ini maka dilakukan pemberian dua buah DVA, yaitu translasional DVA dan rotasional DVA senagaimana pada gambar 2.19. Translasional DVA diberikan untuk mengurangi getaran arah translasi, sementara untuk getaran arah rotasi dilakukan pengurangan dengan menggunakan rotasional DVA. Adapun penyederhanaan model dari penggunaan kedua jenis DVA ini ditunjukan sebagaimana pada gambar 2.20.



Gambar 2.19 Penggunaan translasional DVA dan rotasional DVA



Gambar 2.20Fixed-free beam dengan translasi dan rotasi DVA

dalam penelitian yang dilakukan oleh referensi [14] sistem diberikan beberapa kondisi, yaitu ketika diberikan sistem diberikan translasional DVA saja, sistem diberikan rotasional DVA saja, dan sistem diberikan translasional serta rotasional DVA. Dengan demikian pada penelitian ini tidak dilakukan study terhadap karakteristik getaran dari sistem ketika diberikan perubahan posisi dari masa DVA.

sebuah penelitian yang dilakukan oleh referensi [10] memiliki sistem yang hampir sama dengan yang dilakukan oleh referensi [14]. Namun dalam penelitian [14] dilakukan perubahan terhadap posisi dari translasional dan rotasional DVA pada beam yang akan direduksi getarannya. Dengan demikian dalam penelitian [10] dapat diketahui perubahan karakteristik getaran dari sistem ketika diberikan perubahan letak DVA yang digunakan.

2.6 Kesimpulan Literatur Review

Dalam semua literatur review yang telah dilakukan diatas, penelitian lebih banyak dilakukan pada batang yang cukup lentur dengan salah satu atau kedua ujung batang yang tidak bergerak bebas. Dalam kondisi yang demikian maka getaran yang terjadi dikarena lendutan pada *beam*. Dengan demikian pemodelan terkait beam dengan kedua ujungnya yang mampu bergerak bebas atau terhubung oleh pegas belum pernah dilakukan. Selain itu dalam penelitian terdahulu juga terlihat bahwa untuk mampu mereduksi getaran translasi dan rotasi secara bersamaan maka beberapa peneliti telah menggunakan dua jenis masa DVA, yaitu translasi DVA dan rotasi DVA. Dengan demikian penelitian terkait penggunaan sebuah masa DVA untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi secara bersamaan belum pernah dilakukan.

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Dasar Penelitian

Berikut ini adalah diagram alir yang menjelaskan langkah-langkah secara umum yang dilakukan dalam penelitian ini.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Secara Umum

3.2 Studi Literatur

Pada tahap ini dipelajari referensi-referensi dari buku-buku teks dan jurnal-jurnal untuk dijadikan dasar teori dan landasan berpikir dalam penelitian ini.

3.3 Mencari Parameter Prototype DVA

Sebelum mencari parameter dari *prototype* DVA, maka terlebih dahulu perlu diketahui bentuk fisik dan cara kerja dari *prototype* DVA yang telah ada. Gambar 3.2 berikut ini merupakan gambar *prototype* DVA pada laboraturium vibrasi & pemodelan dinamis jurusan teknik mesin ITS beserta nama- nama dari setiap bagiannya.



Gambar 3.2 Bentuk fisik dari prototype DVA

Keterangan:

- 1. Motor listrik
- 2. Disc
- 3. Masa *unbalance*
- 4. Masa *absorber*
- 5. Belt
- 6. Cantilever sistem utama
- 7. Kotak pemberat
- 8. Balok *beam*
- 9. Cantilever *absorber*
- 10. Base ground

Pada dasarnya alat ini berupa sebuah sistem masa dan pegas yang ingin diredam getarannya. Gambar 3.2 memperlihatkan sebuah masa sistem utama yang mana kedua ujung dari sistem utama tersebut dihubungkan dengan batang cantilever sebagai pengganti dari pegas yang diberikan pada sistem utama. Dengan demikian sistem utama yang ingin diredam getarannya adalah sebuah satu kesatuan dari gabungan masa *beam*, masa motor, masa kotak kopling, dan juga masa dua buah disk. Sistem utama kemudian digetarkan dengan jalan memberikan eksitasi yang berasal dari perputaran 2 buah masa unbalance. Kedua masa unbalance diputar dengan bantuan sebuah motor listrik melalui disk. Disk merupakan piringan dengan beberapa lubang yang berguna untuk meletakan masa unbalance sekaligus memberikan perbedaan fasa dari kedua masa unbalance. Untuk mempertahankan agar kedua masa unbalance memiliki perbedaan fasa yang tetap, maka kedua disk dihubungkan dengan sebuah belt. Dalam penelitian ini masa kedua masa unbalance diberikan perbedaan fasa sebesar 90°. Untuk mengurangu getaran sistem, maka pada bagian depan dari masa utama diberikan masa tambahan serta cantilever tambahan sebagai pengganti pegas.

Untuk lebih detailnya, maka tabel 3.1 berikut ini diperlihatkan spesifikasi dari *prototype* DVA yang digunakan dalam penelitian ini.

Tabel 3.1	Spesifikasi	Prototype D	VA
-----------	-------------	-------------	----

KETERANGAN	HARGA
Beam	
• Bahan	Aluminium
• Berat (mb)	3,88 Kg
• Panjang (1)	53 cm
• Lebar	11 cm
• Tebal	2 cm
Masa Absorber	
• Bahan	Stainles steel
• Berat (M _a)	0,694 Kg
Cantilever sistem utama:	
• Bahan	Stainles steel
Bentuk penampang	Bulat
Panjang	21,1 cm
• Diameter	1,2 cm
• Jarak CG <i>beam</i> - cantilever sistem utama (l_1 dan l_2)	6 cm

KETERANGAN	HARGA
Cantilever Absorber:	
• Bahan	Stainles steel
• Bentuk penampang	Balok plat tipis
• Panjang	6 cm
• Lebar	2,9 cm
• tebal	1 mm
Motor	
Putaran maksimum	50 Hz
• Daya maksimum	0,25 HP
• Berat (m _m)	5 Kg
• Jarak CG <i>beam</i> – CG motor	14,5 cm
<i>(a)</i>	
Kotak Kopling	
• Bahan	Baja
• Berat (m_{kk})	5 Kg
• Jarak CG <i>beam</i> – CG motor	14,5 cm
(c)	
Masa unbalance	
• Berat masa <i>unbalance</i> (m)	0,14 Kg
• Diameter Disk (r)	4,5 cm
• Beda fasa masa <i>unbalance</i>	90°
• Jarak CG sistem arah Y -	0,5 cm (data solid work)
pusat putar masa <i>unbalance</i>	

3.3.1 Kekakuan cantilever sistem utama (K₁ dan K₂)

Berdasarkan tabel 3.1 cantilever yang digunakan adalah berupa batang lurus dengan penampang berbentuk lingkaran yang terbuat dari bahan stainles steel. Batang cantilever ini berguna sebagai pengganti dari pegas pada sistem *prototype* DVA. Untuk mengetahui nilai konstanta kekakuan pengganti dari cantilever ini dapat dilakukan dengan cara memberikan beban pada sistem utama, kemudian dicatat perubahan defleksi (Δx).



Gambar 3.3 Kekakuan pegas pengganti dari cantilever

Pada pengujian untuk mencari konstanta pegas dilakukan 5 variasi beban massa. Pembebanan tersebut diberikan saat cantilever telah mengalami defleksi statis oleh adanya masa dari sistem utama (13,884 Kg). Adapun variasi pembebanan yang diberikan adalah antara 5 Kg hingga 25 kg

Langkah pengujian untuk mencari konstanta kekakuan pengganti dari cantilever yang digunakan pada *prototype* DVA dapat dilihat pada gambar 3.4 di bawah ini:



Gambar 3.4 Diagram alir pengambilan data kekakuan cantilever sistem utama

Sebagaimana dalam gambar 3.4, pengujian nilai kekakuan ini pertama- tama dilakukan dengan mengukur jarak antara base ground dan cantilever saat semua sistem utama terlepas (masa uji 0 Kg). Setelah dilakukan pengukuran pada kondisi tanpa beban, selanjutnya dilakukan pengukuran saat kondisi semua sistem utama terpasang (beban 13,88 Kg). Besarnya masa yang diberikan pada cantilever kemudian divariasikan hingga mencapai 38,88 kg, dan hasil yang diperoleh dicatat pada kertas.

Dari hasil pengukuran yang dilakukan kemudian dicari perubahan jarak yang terjadi karena pembebanan yang diberikan pada cantilever (Δx). Data perubahan jarah ini kemudian digunakan untuk mencari konstanta kekakuan dengan menggunakan hukum hoke. Dengan mengasumsikan kedua cantilever adalah identik, maka nikai kekakuan pengganti untuk masing- masing cantilvwe dapat dihitung dengan persamaan 3.1.

$$K_1 = K_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{\Delta m}$$
....(3.1)

3.3.2 Kekakuan cantilever *absorber* (*K*_a) & panjang cantilever *absorber*

Berdasarkan tabel 3.1 cantilever *absorber* yang digunakan adalah berupa batang stainles steel lurus dengan penampang berbentuk kotak pipih. Batang cantilever *absorber* ini berguna sebagai pengganti dari pegas *absorber*. Dalam penelitian ini terdapat 3 variasi nilai konstanta kekakuan *absorber* yang digunakan dalam simulasi. Besar dari kekakuan yang digunakan sangat bergantung pada nilai kekakuan pengganti dari sistem (K_1+K_2) . Adapun nilai kekakuan absorber (K_a) yang digunakan diantaranya adalah $(K_1+K_2)/40$, $(K_1+K_2)/20$, dan $(K_1+K_2)/10$.

Guna keperluan validasi maka dalam penelitian ini nilai kekakuan pengganti dari cantilever *absorber* pada *prototype* DVA diseting sedemikian rupa, sehingga memiliki nilai 1/20 dari kekakuan pengganti total pada batang cantilever sistem utama. Untuk mendapatkan kekakuan absorber pengganti yang sesuai, maka dilakukan pengujian terhadap kekakuan dari cantilever *absorber* (k_x) pada suatu jarak (l_x) yang telah diketahui terlebih dahulu.

Karena cantilever yang digunakan merupakan cantilever yang sama maka dapat dikatakan bahwa nilai inersia dan elastisitas bahan dari cantilever adalah sama. Sehingga untuk memperoleh nilai k_a yang setara dengan 1/20 dari kekakuan sistem diperlukan panjang cantilever sebagaimana dirumuskan dalam persamaan 3.2 berikut:

$$\frac{k_x}{k_a} = \frac{l_a^3}{l_x^3}...(3.2)$$

Langkah yang digunakan untuk mencari panjang ekivalen dari cantilever *absorber* dapat dilihat pada Gambar 3.5 di bawah ini:



Gambar 3.5 Diagram menentukan panjang cantilever absorber

3.3.3 Mengukur nilai redaman cantilever sistem utama ($C_1 \& C_2$)

Pengujian nilai redaman dilakukan dengan menggunakan persamaan *logaritmic degreement* sebagaimana pada persamaan 3.1.masa yang digunakan dalam persamaan 3.1 merupakan masa total sistem utama (m_s) , yang mana terdiri dari gabungan masa *beam* (m_b) , masa kotak pemberat (m_{kp}) , dan juga masa motor (m_m) . Sementara nilai kekakuan yang digunakan dalam persamaan merupakan kekakuan total dari sistem utama.

$$C = 2. (m). \sqrt{\frac{k}{m}}. \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}}....(3.3)$$

Keterangan:

a_n	:	besar amplitudo getaran ke-n
a_{n+1}	:	besar amplitudo getaran ke-n+1

Berdasarkan pada persamaan 3.3 maka diperlukan pengukuran respon getaran dari cantilever sistem utama ketika diberikan gaya eksitasi secara tibatiba (impulse). Respon diukur dengan memasangkan *accelerometer* pada cantilever, sebagaimana terlihat pada gambar 3.6. cantilever ini kemudian dipukul atau di berikan simpangan awal tertentu dan ditampilkan dengan menggunakan osciloscope.



Gambar 3.6 Proses untuk mengukur redaman sistem utama



Gambar 3.7 Diagram alir pengambilan data redaman cantilever sistem utama

Hasil pengukuran yang diperlihatkan oleh osciloscope berupa tegangan fungsi waktu. Grafik ini kemudian diolah dengan bantuan excel dan mathlab untuk dilakukan filter terhadap noise yang menganggu saat pengujian. Dari grafik hasil filterisasi tersebut kemudian diambil beberapa puncak getaran dari getaran tersebut untuk dilakukan analisa dengan persamaan 3.3 untuk mencari nilai konstanta redaman. Nilai redaman yang diperoleh dari proses ini merupakan redaman dari dua buah cantilever sistem utama, sehingga untuk memperoleh nilai redaman pada masing- masing batang maka perlu dibagi dengan dua. Langkah pengujian untuk mencari konstanta redaman dari cantilever sistem utama yang digunakan pada *prototype* DVA dapat dilihat pada Gambar 3.7.

3.3.4 Mengukur nilai redaman cantilever absorber (C_a)

Nilai redaman dari cantilever *absorber* diperoleh dengan menggunakan persamaan *logaritmic degreement*. Dengan demikian persamaan 3.2 juga digunakan untuk mencari redaman dari cantilever absorber, namun dengan merubah beberapa parameter yang digunakan dalam persamaan tersebut. Adapun beberapa parameter yang harus dirubah adalah masa dan konstanta kekakuan. Konstanta kekakuan yang digunakan dalam persamaan adalah koefisien kekakuan dari absorber (k_a), sementara masa yang digunakan adalah gabungan dari masa *accelerometer* dan masa absorber (m_a).

Berdasarkan pada persamaan 3.3 maka diperlukan pengukuran respon getaran dari cantilever *absorber* ketika diberikan gaya eksitasi secara tiba-tiba (*impulse*) atau simpangan awal tertentu. Respon diukur dengan memasangkan *accelerometer* pada cantilever, sebagaimana terlihat pada gambar 3.8. cantilever ini kemudian dipukul atau di berikan simpangan awal tertentu dan ditampilkan dengan menggunakan osciloscope.



Gambar 3.8 Proses mengukur redaman *absorber*

Hasil pengukuran yang diperlihatkan oleh osciloscope berupa tegangan fungsi waktu. Grafik ini kemudian diolah dengan bantuan excel dan mathlab untuk dilakukan filter terhadap *noise* yang menganggu saat pengujian. Dari grafik hasil filterisasitersebut kemudian diambil beberapa puncak getaran dari getaran tersebut untuk dilakukan analisa dengan persamaan 3.3 untuk mencari nilai konstanta redaman.

Langkah pengujian untuk mencari konstanta redaman dari cantilever *absorber* yang digunakan pada *prototype* DVA dapat dilihat pada gambar 3.9 di bawah ini:



Gambar 3.9 Diagram alir pengambilan data redaman pada cantilever absorber

3.3.5 Menentukan inersia sistem utama (I)

Karena kompleksnya bentuk dari sistem utama pada *prototype* DVA yang dibangun, maka dalam penelitian ini inersia sistem utama tidak dicari dengan menggunakan perhitungan matematis biasa. untuk mendapatkan nilai inersia yang lebih akurat, maka inersia yang digunakan dalam penelitian diperoleh dari gambar 3D yang telah dibangun pada software solid work.

3.4 Pemodelan Sistem Prototype DVA

Dari *prototype* DVA yang ada dilakukanlah pemodelan dengan terlebih dahulu dilakukan penyederhanaan terhadap bentuk fisik dari sistem. Dari bentuk sistem yang telah tersederhanakan, kemudian dilakukan penurunan persamaan gerak untuk setiap komponen dari sistem. Persamaan gerak inilah yang digunakan dalam simulasi dengan simulink untuk mencari respons dari sistem saat diberikan eksitasi. Gambar 3.10 berikut ini adalah diagram alir dari pemodelan dinamis *prototype* DVA.



Gambar 3.10 Diagram alir pemodelan dinamis sistem

3.4.1 Penyederhanaan model fisik prototype

Untuk mempermudah proses analisa maka terlebih dahulu perlu dilakukan penyederhanaan dari bentuk fisik *prototype* DVA menjadi bentuk yang lebih sederhana. Dengan demikian tentunya proses analisa akan menjadi lebih mudah. Gambar 3.11 berikut ini memperlihatkan bentuk penyederhanaan dari bentuk fisik DVA sebagaimana pada Gambar 3.2.



Gambar 3.11 Penyederhanaan prototype DVA

Keterangan:

m: masa unbalance (kg)

 m_a : masa *absorber* (kg)

 m_m : masa motor (kg)

 m_p : masa piringan disc (kg)

 m_{kp} : masa kotak pemberat (kg)

 m_b : masa balok *beam* (kg)

R : jari-jari rotasi dari masa unbalance pada piringan disc (m)

 K_1 : konstanta kekakuan cantilever 1 (N/m)

 K_2 : konstanta kekakuan cantilever 2 (N/m)

 K_a : konstanta kekakuan cantilever *absorber* (N/m)

 C_1 : konstanta peredam cantilever 1 (N.s/m)

 C_2 : konstanta peredam cantilever 2 (N.s/m)

 C_a : konstanta peredam cantilever *absorber* (N.s/m)

 L_1 : Jarak cantilever 1 terhadap pusat masa balok *beam* (m)

 L_2 : Jarak cantilever 2 terhadap pusat masa balok *beam* (m)

a : Jarak CG balok beam ke motor listrik (m)

b: Jarak CG balok beam ke cantilever absorber (m)

c : Jarak CG balok *beam* ke kotak kopling (m)

 ω : kecepatan putaran motor (rad/s)

Masa dari sistem utama (m_s) merupakan gabungan dari beberapa komponen, seperti masa motor (m_m) , masa *beam* (m_b) , masa kotak kopling (m_{kk}) , dan juga masa piringan disk (m_p) .

Gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik merupakan gaya dengan fungsi sinus. Adapun gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik dan *unbalance* mass 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.4 berikut:

$$F = m.\,\omega^2.\,R.\sin(\omega.\,t).$$

Sementara untuk kotak kopling dan *unbalance mass* 2 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.5.

$$F_2 = m\omega^2 R \sin(\alpha + 90)....(3.5)$$

Dengan m merupakan masa dari unbalance mass yaitu sebesar 0,14 kg

3.4.2 Penurunan persamaan gerak

Dari model fisik sistem yang telah disederhanakan, persamaan gerak dari sistem kemudian diturunkan dengan terlebih dahulu membangun *free body diagram*. Berdasarkan *free body diagram* yang telah dibentuk setiap komponen gaya dijumlahkan dengan menggunakan hukum newton baik untuk gerak translasi dan rotasi sebagai berikut.

Sebelum melakukan analisa lebih lanjut guna mencari persamaan gerak sistem, maka perlu dicari displacement dari *beam* karena rotasi dan translasi. Gambar 3.12 berikut ini merupakan gambar displacement pada batang *beam*.



Gambar 3.12 Gambar displacement arah sumbu Y dari beam

3.4.2.1 Tinjauan untuk masa absorber

Gambar 3.13 berikut ini merupakan free body diagram yang terjadi untuk masa *absorber*.

$$k_{a}(y_{s}-b\theta-y_{a}) \xrightarrow{C_{a}(\dot{y_{s}}-b\theta-\dot{y_{a}})} \underbrace{M_{a}}_{M_{a}, \ddot{y_{a}}} \xrightarrow{y_{a}} \underbrace{M_{a}}_{M_{a}, \ddot{y_{a}}}$$

Gambar 3.13 Free body diagram untuk masa absorber

$$\sum F = M_a \cdot \ddot{y}_a$$

$$C_a (\dot{y}_s - b\dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_a (y_s - b\theta - y_a) = M_a \cdot \ddot{y}_a$$

$$M_a \cdot \ddot{y}_a + C_a \dot{y}_a + k_a y_a = C_a \dot{y}_s - C_a b\dot{\theta} + k_a y_s - k_a b\theta \dots (3.6)$$

Dari persamaan 3.8 di atas maka dapat diturunkan persamaan state variable sebagaimana pada persamaan 3.9 berikut.

3.4.2.2 Tinjauan untuk masa utama

A. Displacement arah sumbu Y



Gambar 3.14 Free body diagram untuk gerak translasi dari sistem utama

Gambar 3.14 diatas merupakan free body diagram yang terjadi untuk masa sistem utama untuk gerak translasi pada arah sumbu Y. Dari gambar tersebut maka persamaan model untuk displacement ke arah sumbu Y adalah sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_s \cdot \ddot{y}_s$$

$$m_{s}. \ddot{y}_{s} + C_{1}. \dot{y}_{1} + K_{1}. y_{1} + C_{2}. \dot{y}_{2} + K_{2}. y_{2} + C_{a}(\dot{y}_{s} - b\dot{\theta} - \dot{y}_{a}) + k_{a}(y_{s} - b\theta - y_{a})$$

= $m\omega^{2}R\sin\alpha + m\omega^{2}R\sin(\alpha + 90)$

$$m_{s}. \ddot{y}_{s} + C_{1}. (\dot{y}_{s} + l_{1}\dot{\theta}) + K_{1}. (y_{s} + l_{1}\theta) + C_{2}. (\dot{y}_{s} - l_{2}\dot{\theta}) + K_{2}. (y_{s} - l_{2}\theta) + C_{a} (\dot{y}_{s} - b\dot{\theta} - \dot{y}_{a}) + k_{a} (y_{s} - b\theta - y_{a}) = m\omega^{2}R \sin\alpha + m\omega^{2}R \sin(\alpha + 90)$$

$$m_{s}. \ddot{y}_{s} + (C_{1} + C_{2} + C_{a})\dot{y}_{s} + (k_{1} + k_{2} + k_{a})y_{s} + (C_{1}l_{1} - C_{2}l_{2} - C_{a}b)\theta + (k_{1}l_{1} - k_{2}l_{2} - k_{a}b)\theta - C_{a}\dot{y}_{a} - k_{a}y_{a} = m\omega^{2}R\sin\alpha + m\omega^{2}R\sin(\alpha + 90)....(3.8)$$

Dari persamaan 3.7 di atas maka dapat diturunkan persamaan state variable sebagaimana pada persamaan 3.8 berikut.

$$\ddot{y}_{s} = \frac{1}{m_{s}} \left[m\omega^{2}R\sin\alpha + m\omega^{2}R\sin(\alpha + 90) + C_{a}\dot{y}_{a} + k_{a}y_{a} - (C_{1} + C_{2} + C_{a})\dot{y}_{s} - (k_{1} + k_{2} + k_{a})y_{s} - (C_{1}l_{1} - C_{2}l_{2} - C_{a}b)\dot{\theta} - (k_{1}l_{1} - k_{2}l_{2} - k_{a}b)\theta \right].$$
(3.9)

B. Angular Displacement

Gambar 3.15 berikut ini merupakan free body diagram untuk gerak rotasional pada sistem utama. Dalam free body diagram tersebut momen yang terjadi karena gaya arah horizontal diasumsikan tidak berpengaruh secara segnifikan kepada sistem. Penyebab diambilnya asumsi ini adalah karena lengan momen dari gaya arah sumbu X yang jauh lebih kecil dari lengan momen yang dimiliki gaya arah sumbu Y, sehingga momen yang terjadi lebih banyak diakibatkan oleh gaya pada arah sumbu Y. Adapun nilai perbandingan antara lengan momen dari gaya arah sumbu X terhadap lengan momen gaya arah sumbu Y dari spesifikasi yang ada adalah sebesar 1:29.



Gambar 3.15 Free body diagram untuk gerak rotasi sistem utama

Dari gambar 3.15 di atas maka persamaan gerak untuk rotasi pada sistem adalah sebagai berikut:

$$\sum M = I.\ddot{\theta}$$

$$I.\ddot{\theta} = -C_1 l_1 \dot{y}_1 - K_1 l_1 y_1 + C_2 l_2 \dot{y}_2 + K_2 l_2 y_2 + C_a b (\dot{y}_s - b\dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_a b (y_s - b\theta - y_a)$$

$$- mc\omega^2 R \sin(\alpha + 90) + ma\omega^2 R \sin(\alpha)$$

$$I.\ddot{\theta} = -C_1 l_1 (\dot{y_s} + l_1 \dot{\theta}) - K_1 l_1 (y_s + l_1 \theta) + C_2 l_2 (\dot{y_s} - l_2 \dot{\theta}) + K_2 l_2 (y_s - l_2 \theta) + C_a b (\dot{y_s} - b \dot{\theta} - \dot{y_a}) + k_a b (y_s - b \theta - y_a) - mc \omega^2 R \sin(\alpha + 90) + ma \omega^2 R \sin(\alpha)$$

$$I.\ddot{\theta} + (C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2 + C_a b^2)\dot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_a b^2)\theta = (-C_1 l_1 + C_2 l_2 + C_a b)\dot{y}_s + (-k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_a b)y_s - C_a b\dot{y}_a - k_a by_a - mc\omega^2 R\sin(\alpha + 90) + ma\omega^2 R\sin(\alpha).....(3.10)$$

Dari persamaan 3.9 di atas maka dapat diturunkan persamaan *state variable* sebagaimana pada persamaan 3.10 berikut.

.

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{l} \Big[(-C_1 l_1 + C_2 l_2 + C_a b) \dot{y}_s + (-k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_a b) y_s - C_a b \dot{y}_a - k_a b y_a - mc \omega^2 R \sin(\alpha + 90) + ma \omega^2 R \sin(\alpha) - (C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2 + C_a b^2) \dot{\theta} - (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_a b^2) \theta \Big].....(3.11)$$

3.5 Simulasi dan Pemrograman Proses Literasi

Dari state variable yang telah dirumuskan sebagaimana pada persamaan 3.7, 3.9, dan 3.11 maka dilakukan simulasi dengan terlebih dahulu membangun block diagram simulasi pada simulink. simulasi dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui respon getaran dari sistem utama baik sebelum dan setelah pemberian masa *absorber* (DVA).

Respon dari sistem utama yang diperoleh adalah berupa data akselerasi dari sistem utama, baik untuk arah gerak translasi maupun rotasi. Dari data respon akselerasi yang didapatkan, kemudian dilakukan pencarian nilai RMS dari respon tersebut. Begitulah proses ini dilakukan dengan memvariasikan nilai frekuensi dari gaya eksitasi dan lengan momen b (jarak pusat masa sistem utama terhadap masa *absorber*).

Adapun variasi frekuensi dilakukan pada range 0 Hz hingga 30 Hz yang merupakan daerah frekuensi rentan kerja dari motor listrik, sementara untuk lengan momen b divariasikan antara 0 m hingga 0,265 m yang merupakan setengah dari panjang total *beam*. Untuk melakukan variasi nilai frekuensi dan lengan momen b, maka perlu dibangun sebuah program pada comand editor simulink terlebih dahulu.

Setiap variasi nilai lengan momen b dan frekuensi motor disimulasikan dengan memberikan tiga nilai masa absorber yang berbeda. Adapun masa *absorber* yang digunakan adalah $m_s/10$, $m_s/20$, dan $m_s/40$. Dari proses simulasi yang dilakukan, maka diperoleh beberapa grafik sebagai berikut:

- RMS *displacement* dari sistem utama sebelum penambahan DVA sebagai fungsi frekuensi.
- RMS *angular displacement* dari sistem utama sebelum penambahan DVA sebagai fungsi frekuensi.
- RMS displacement dari sistem utama setelah penambahan DVA (m_a=m_s/10)
- RMS angular displacement dari sistem utama setelah penambahan DVA (m_a=m_s/10)

- RMS displacement dari sistem utama setelah penambahan DVA (m_a=m_s/20)
- RMS angular displacement dari sistem utama setelah penambahan DVA (m_a=m_s/20)
- RMS displacement dari sistem utama setelah penambahan DVA (m_a=m_s/40)
- RMS angular displacement dari sistem utama setelah penambahan DVA (m_a=m_s/40)
- Perbandingan RMS *displacement* sistem utama dengan DVA ($m_a = m_s / 10$)
- Perbandingan RMS *displacement* sistem utama dengan DVA ($m_a = m_s/20$)
- Perbandingan RMS *displacement* sistem utama dengan DVA ($m_a = m_s / 40$)
- Perbandingan RMS angular displacement sistem utama dengan DVA ($m_a = m_s/10$)
- Perbandingan RMS angular displacement sistem utama dengan DVA ($m_a = m_s/20$)
- Perbandingan RMS angular displacement sistem utama dengan DVA ($m_a = m_s/40$)
- Perbandingan RMS *displacement* sistem utama dengan DVA ($r_l = 0$)
- Perbandingan RMS *displacement* sistem utama dengan DVA ($r_l = 0.5$)
- Perbandingan RMS *displacement* sistem utama dengan DVA ($r_l = 1$)
- Perbandingan RMS *angular displacement* sistem utama dengan DVA (*r_l* = 0)
- Perbandingan RMS *angular displacement* sistem utama dengan DVA (*r_l* = 0.5)
- Perbandingan RMS *angular displacement* sistem utama dengan DVA (*r_l* = 1)
- Grafik % penurunan RMS *displacement* dengan perubahan m_a (ω = ω_n translasi)
- Grafik % penurunan RMS *displacement* dengan perubahan m_a (ω = ω_n rotasi)

- Perbandingan % penurunan RMS *displacement* untuk pada $r_l = 0$ ($\omega = \omega_{nt}$)
- Perbandingan % penurunan RMS *displacement* untuk pada $r_l = 0,5$ ($\omega = \omega_{nt}$)
- Perbandingan % penurunan RMS *displacement* untuk pada $r_l = 1$ ($\omega = \omega_{nt}$)
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $r_l = 0$ ($\omega = \omega_{nr}$)
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $r_l = 0,5 \ (\omega = \omega_{nr})$
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $r_l = 1$ ($\omega = \omega_{nr}$)
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $m_a = m_s/10 \ (\omega = \omega_{nt})$
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $m_a = m_s/20 \ (\omega = \omega_{nt})$
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $m_a = m_s /40 \ (\omega = \omega_{nt})$
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $m_a = m_s/10 \ (\omega = \omega_{nr})$
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $m_a = m_s/20 \ (\omega = \omega_{nr})$
- Perbandingan % penurunan RMS *angular displacement* untuk pada $m_a = m_s /40 \ (\omega = \omega_{nr})$

3.6 Validasi Block Diagram Simulasi

Validasi perlu dilakukan pada penelitian ini guna mengetahui kebenaran dari *block diagram* simulasi yang telah dibangun. Hal biasa dilakukan dengan cara membandingkan antara hasil response getaran yang diperoleh saat simulasi dan hasil response getaran saat eksperiment. Dalam penelitian ini validasi dilakukan dengan jalan membandingkan RMS akselerasi yang diperoleh saat masa *absorber*

diposisikan pada bagian tengah dari *beam* (b = 0). Frekuensi dari motor sebagai sumber eksitasi juga diberikan perubahan pada daerah frekuensi kerja dari motor listrik. Untuk lebih jelasnya maka gambar 3.16 berikut diperlihatkan diagram alir dari proses validasi yang dilakukan.



Gambar 3.16 Diagram alir proses validari secara umum

3.6.1 Pengukuran getaran pada prototype DVA

Dalam penelitian ini dilakukan pengukuran getaran pada *prototype* DVA. Berikut (Gambar 3.17) merupakan diagram alir proses pengukuran getaran yang dilakukan.



Gambar 3.17 Diagram alir pengukuran getaran

3.6.1.1 Peralatan pendukung

Beberapa peralatan pendukung yang digunakan dalam penelitian ini yaitu :

1. Accelerometer

Adalah suatu alat ukur yang digunakan untuk mengukur percepatan getaran suatu benda. Kemudian kecepatan dan *displacement* benda ditentukan dengan mengintegralkan percepatan yang direkam oleh *accelerometer*. *Accelerometer* yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC103 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Frequency range* : 3 Hz 10 kHz
- Reference sensitivity : 10 mV/g @ 100 Hz
- *Temperature range* : -40 121 °C
- Mounted resonant frequency : 50 kHz
- Mounting

: 10-32 removable stud



Gambar 3.18 Accelerometer sensor

2. Oscilloscope

Adalah peralatan yang digunakan untuk menampilkan hasil pengukuran sinyal listrik dalam bentuk grafik tegangan terhadap waktu pada layarnya. *Accelerometer* dihubungkan dengan *oscilloscope* sehingga hasil pengukuran respon getaran blok mesin oleh *accelerometer* bisa ditampilkan dalam bentuk grafik pada layar *oscilloscope*. *Oscilloscope* yang digunakan adalah merek Tektronix tipe TDS1000B dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Bandwith : 40 MHz
- *Sample rate* : 500 MS/s
- *Record length* : 2.5K points
- Vertical sensitivity : 2mV 5V/div
- *Time-base range* : 5 ns 50 s/div



Gambar 3.19 Osciloscope

3. Power Supply

Digunakan untuk memasok tenaga ke *accelerometer*. Power supply yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC-PS1 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Excitation voltage* : 18 Vdc

- *Excitation current* : 2 mA



Gambar 3.20 Power Supply

4. Inverter

Digunakan untuk merubah putaran input motor listrik. Inverter yang digunakan adalah merek *Schneider Electric Altivar* tipe ATV312 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Input voltage : 200-240 V
- Daya maksimum : 0,5 Hp



Gambar 3.21 Inverter

5. Tachometer Infrared

Digunakan untuk mengukur putaran motor listrik yang sebenarnya (kalibrasi). Tachometer yang digunakan adalah merek Krisbow tipe ACC-PS1



Gambar 3.22 Tachometer Infrared

3.6.1.2 Penentuan posisi masa absorber pada beam

Dalam proses validari ini posisi peletakan dari masa absorber pada *beam* dipilih tepat pada pusat masa dari sistem utama.

3.6.1.3 Pemasangan accelerometer pada balok beam

Agar nilai response getaran antara eksperiment dan simulasi mendekati kenyataan, maka pemilihan posisi dari pengukuran getaran tentunya tidak boleh sembarangan. Untuk memperoleh response translasi dari balok *beam* tentunya pengukuran response getaran harus dilakukan pada pusat masa dari balok *beam*. Sementara untuk mengukur respon rotasi dari balok *beam* maka harus dilakukan pengukuran pada pusat masa dan sebuah titik yang diketahui jaraknya terhadap pusat masa balok *beam* secara bersamaan.



Gambar 3.23 (a) Skema rangkaian dan (b) pemasangan *Accelerometer* untuk Mengukur getaran translasi

Gambar 3.23 dan 3.24 ini memperlihatkan skema rangkaian dan posisi pemasangan accelerometer, osciloscope, inverter dan power supply untuk

mengukur getaran arah translasi (Y_s) maupun rotasi (θ) dari *beam* sebagai sistem utama *prototype* DVA. Pada bagian dari tengah *beam*, diberikan accelerometer bernomor 1 untuk mengukur getaran arah translasi. Sementara itu untuk mengukur getaran arah rotasi maka sebuah accelermoeter bernomor 2 ditambahkan pada jarak 0,25 m dari pusat grafitasi dari *beam*.



Gambar 3.24 (a) Skema rangkaian dan (b) pemasangan *Accelerometer* untuk Mengukur getaran rotasi

3.6.1.4 Penyetingan putaran motor & pengolahan data getaran

Set poin putaran dari motor listrik diatur dengan menggunakan inverter. Pada langkah ini set point putaran motor di atur pada range 10 hingga 23 dengan cara merubah nilai set point yang ditampilkan pada inverter. Untuk mengurangi eror maka untuk setiap set point dilakukan pengambilan data selama 10 detik dengan posisi *accelerometer* yang sama. Ukuran step dari set point inverter yang digunakan dalam pengambilan data adalah sebesar 1. Dengan demikain akan diperoleh 24 data.

Untuk mengetahui besar putaran motor yang sebenarnya dari setiap set point yang digunakan, maka dilakukan pengukuran frekuensi putaran motor dengan menggunakan *tachometer* infrared. Pengukuran putaran dilakukan dengan menembakkan *tachometer infrared* pada *disc* yang ada pada sistem utama DVA. Dengan demikian besar error yang terjadi karena kesalahan frekuensi eksitasi dapat lebih dikurangi.



Gambar 3.25 Pengambilan putaran keluaran dari motor

3.6.1.5 Pengolahan getaran hasil pengukuran

Data sebagaimana diperoleh dari hasil pengukuran masih berupa data voltase yang ditampilkan oleh osciloscope. Untuk merubahnya kedalam respon getaran, maka perlu dilakukan konversi terlebih dahulu dengan menggunakan persamaan 3.12 berikut ini:

Keterangan:

G1	: Data yang akan diolah
V	: Sensitivitas accelero [0,01 Volt]
g	: Percepatan gravitasi [9.81 m/s2]
f	: Frekuensi eksitasi yang diberikan [Hz]
100	: Frekuensi kerja accelero pada saat 100MHz

Respon getaran untuk arah translasi dapat diperoleh secara langsung diperoleh dengan jalan mengolah data pada *accelerometer* 1 dengan persamaan 3.3. Namun respon getaran untuk arah rotasi tidaklah demikian. Untuk memperoleh respon getaran pada arah rotasi dilakukan dengan jalan mencari selisih respon pada accelerometer 2 terhadap accelerometer 1 (Δy). Data Δy yang diperoleh kemudian dilakukan analisa lebih lanjut untuk mencari getaran arah rotasi (θ) dengan menggunakan persamaan 3.13 berikut, dengan l_x merupakan
jarak antara pusat masa sistem utama terhadap *accelerometer* 2 sebesar 0,25 meter.

Data akselerasi arah translasi dan rotasi yang diperoleh dari pengukuran tentunya merupakan fungsi dari waktu. Besarnya akselersi yang didapatkan tentunya sangatlah berfluktuatif dengan nilai tertentu dan berubah terhadap waktu. Agar tidak lagi berubah sebagai fungsi dari waktu maka data yang diperoleh diproses lebih lanjut dengan simulink dan excel untuk memperoleh nilai RMS (*Root Mean Square*) dari setiap data.

3.6.2 Membandingkan respon getaran hasil simulasi dan eksperimen

Hasil response getaran yang diperoleh dari eksperiment dibandingkan dengan hasil response getaran yang diperoleh dari simulasi simulink. adapun data hasil simulasi yang digunakan untuk melakukan perbandingan dengan hasil ekseriment adalah percepatan (translasi & rotasi) sistem utama dengan DVA dan tanpa DVA untuk $m_a = m_s/20$ dengan nilai $r_l = 0$. Dengan demikian terdapat 4 jenis grafik hasil simulasi yang dibandingkan dengan hasil eksperiment. Rasio lengan momen (r_l) merupakan perbandingan antara lengan momen b terhadap jarak antara cantilever-pusat masa sistem (b/l_l) . Apabila penyimpangan response getaran yang diperoleh dari dua jenis pengukuran ini memiliki perbedaan yang lebih kecil atau sama dengan 5%, maka dapat dikatakan bahwa persamaan *state variable* yang digunakan dalam simulasi dapat digunakan pada kasus yang serupa.

3.7 Analisa Hasil

Pada tahap ini grafik yang diperoleh pada simulasi sebelumnya dianalisa lebih mendalam. Adapun hasil dari simulasi yang dilakukan pembahasan diantaranya adalah:

- a) Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = m_s/10$
- b) Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = m_s/20$
- c) Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = m_s/40$
- d) Pengaruh perubahan masa absorber (m_a) untuk $r_l = 0$

- e) Pengaruh perubahan masa absorber (m_a) untuk $r_l = 0.5$
- f) Pengaruh perubahan masa absorber (m_a) untuk $r_l = 1$
- g) Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) dan masa absorber (m_a) terhadap pengurangan getaran translasi dan rotasi
- h) Optimasi penurunan getaran translasi maupun rotasi

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

BAB 4

PEMBAHASAN

4.1 Parameter Simulasi

4.1.1 Penentuan konstanta kekakuan cantilever sistem utama $(k_1 \operatorname{dan} k_2)$

Untuk mengetahui nilai konstanta kekakuan dari masing- masing cantilever beam, maka dilakukan pengujian untuk mencari nilai kekakuan pengganti dari masing-masing cantilever sistem utama. Pengujian dilakukan dengan dengan memberikan sejumlah beban pada bagian atas dari kedua cantilever sistem secara bersamaan, Sehingga dari pemberian beban tersebut didapatkan jarak defleksi yang terjadi untuk masing-masing cantilever.

Dalam pengambilan data pengujian dari konstanta kekakuan ini dilakukan dengan memberikan 6 variasi beban. Adapun beban yang digunakan adalah, 13,88 kg, 18,88 kg, 23,88 kg, 28,88 kg, 33,88 kg, dan 48,88 kg. Setiap variasi masa dilakukan pengambilan data masing-masing sebanyak 1 kali untuk setiap sisi dari cantilever. Berikut gambar 4.1 ditampilkan cara posisi dari cantilever sebelum diberikan pembebanan.



Gambar 4.1 Cantilever sistem utama sebelum diberikan pembebanan

Peralatan yang digunakan

- 1. Jangka sorong
- 2. Beban uji



Gambar 4.2 Pengujian kekakuan cantilever sistem utama

Pengujian nilai konstanta pegas yang digunakan dalam prototype DVA adalah dengan mencari nilai rata-rata defleksi yang telah diukur dari kedua sisi cantilever (ΔX). Dari jarak defleksi rata-rata cantilever yang diketahui maka nantinya didapatkan nilai konstanta pegas pada masin-masing pembebanan, dimana massa adalah sebagai gaya berat W = F. Tabel 4.1 berikut ini merupakan tabel pengujian nilai kekakuan cantilever

Masa Pembebanan (Kg)	F tiap cantilever (N)	X rata- rata (m)	⊿ x (m)	K (N/m)
0	0	0,1515	0	0
13,884	69,42	0,1499	0,002	34710
18,884	94,42	0,1488	0,0027	34970,37
23,884	119,42	0,14825	0,00325	36744,62
28,884	144,42	0,148	0,0035	41262,86
33,884	169,42	0,14795	0,00355	47723,94
38,884	194,42	0,1463	0,0052	37388,46
	38800,04			

Tabel 4.1 Pengujian Kekakuan Cantilever

Secara lebih detail nilai konstanta kekakuan (K) pada tabel 4.1 diperoleh dengan hukum hooke:

$$\mathbf{F} = \mathbf{k} \cdot \Delta \mathbf{X} \qquad \text{atau} \quad \mathbf{W} = \mathbf{k} \cdot \Delta \mathbf{X}$$

Adapun langkah dalam mencari nilai kekakuan (K) ini secara detail adalah dicontohkan berikut:

Menghitung gaya (F) yang bekerja:

$$F = \frac{W}{2}$$
$$F = \frac{m.g}{2}$$

Misalkan nilai beban (m) yang diberikan adalah sebesar 23,884 Kg, maka

$$F = \frac{23,884.10}{2}N$$
$$F = 119,42 \text{ N}$$

Menghitung defleksi (Δx) cantilever:

$$\Delta x = x_1 - x_2$$
$$\Delta x = 0,1515 \text{ m} - 0,14825 \text{ m}$$
$$\Delta x = 0,00325 \text{ m}$$

Menghitung nilai kekakuan cantilever (K):

$$K = \frac{F}{\Delta x}$$
$$K = \frac{119,42 \text{ N}}{0,00325 \text{ m}}$$
$$K = 36744,62$$

Dengan cara yang sama sebagaimana di atas, maka diperoleh nilai rata-rata dari kekakuan cantilever (K_1 dan K_2) pada prototype DVA sebesar **38800 N/m.** Hal ini tentunya dengan berasumsi bahwa pusat berat dari masa yang diberikan pada pengujian benar-benar terletak diantara kedua cantilever, sehingga nilai kekakuan K_1 akan sama dengan K_2 .

4.1.2 Penentuan konstanta kekakuan cantilever *absorber* (k_a)

Dalam penelitian ini terdapat 3 jenis kekakuan absorber (Ka) yang digunakan dalam simulasi. Masing-masing konstanta kekakuan *absorber* bergantung pada besar dari kekakuan total sistem dan juga rasio parameter yang digunakan. Adapun faktor rasio parameter yang digunakan adalah 1/40, 1/20 dan juga 1/10, sehingga kekakuan *absorber* yang digunakan adalah $(K_1+K_2)/40$, $(K_1+K_2)/20$, dan $(K_1+K_2)/10$. Dengan nilai K_1 dan K_2 sebesar 38.800 N/m, maka konstanta kekakuan *absorber* yang digunakan menjadi 1.940 N/m, 3.880 N/m, dan 7.760 N/m.

4.1.3 Penentuan konstanta redaman cantilever sistem utama (C_1 dan C_2)

Untuk mengetahui nilai konstanta redaman dari masing- masing cantilever beam, maka dilakukan pengujian untuk mencari nilai redaman dari masingmasing cantilever sistem utama. Pengujian dilakukan dengan dengan memberikan simpangan awal kepada masa sistem utama dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas. Respon getaran yang terjadi dari masa sistem utama kemudian ditampilkan dan diambil dengan menggunakan accelerometer dan osciloscope untuk diolah dengan menggunakan persamaan incremental degreement. Gambar 4.3 berikut ini merupakan gambar respon getaran yang diperoleh dari hasil pengukuran.



Gambar 4.3 Hasil pengukuran getaran bebas sistem utama

Sebelum melakukan pengolahan data dengan menggunakan *incremental degreement* maka terlebih dahulu data hasil pengukuran dilakukan *filter* dan *smoothing* guna menghilangkan noise getaran yang terjadi. Gambar 4.3 berikut ini memperlihatkan grafik hasil *smoothing* dan *filter* dari grafik pada gambar 4.2.



Gambar 4.4 Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan *smoothing* dan *filtering*

Pengolahan data dari grafik pada gambar 4.4 dilakukan dengan mencari nilai amplitudo rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berdekatan (a_n) dan kemudian mencari rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berurutan berikutnya (a_{n+1}) . Dari rata-rata amplitudo pertama dan rata-rata amplitudo kedua tersebut kemudian dimasukan ke dalam persamaan *incremental degreement* sebagaimana dalam persamaan 3.2. Berikut ini adalah contoh langkah-langkah yang dilakukan untuk melakukan perhitungan mencari nilai konstanta redaman $(C_1 \text{ dan } C_2)$.

> Menghitung rata-rata amplitudo pertama (a_n) :

$$a_{n} = \frac{puncak_{n} - lembah_{n}}{2}$$
$$a_{n} = \frac{0,04913 - (-0,05202)}{2}$$
$$a_{n} = 0,050575 \, Volt$$

> Menghitung rata-rata amplitudo kedua (a_{n+1}) :

$$a_{n+1} = \frac{puncak_{n+1} - lembah_{n+1}}{2}$$
$$a_{n+1} = \frac{0,03762 - (-0,03834)}{2}$$
$$a_{n+1} = 0,03798 \, Volt$$

> Menghitung nilai redaman (C_1 dan C_2):

$$C = 2. (m). \sqrt{\frac{k}{m}}. \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}}$$

Dengan *m* merupakan masa dari sistem utama (m_s) dan *k* merupakan kekakuan total dari cantilever $(K_1 + K_2)$, maka persamaan di atas dapat ditulis sebagai berikut:

$$C = 2. (m_s). \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_s}}. \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}}$$

Dari data spesifikasi prototype DVA yang ada diperoleh nilai ms adalah sebesar 13,884 Kg. Sementara nilai K_1 dan K_2 diperoleh dari hasil pengukuran masing-masing adalah sebesar 38.800 N/m. Dengan memasukan semua nilai parameter sersebut maka:

$$C = 2.(13,884) \cdot \sqrt{\frac{38800 + 38800}{13,884}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{0,050575}{0,03798}\right)}\right]^2 + 1}}$$

$$C = 47,28074272$$
 N. S/III

Cara yang sama sebagaimana contoh diatas diulang sebanyak 5 kali sehingga diperoleh data sebagaimana pada tabel 4.2. dari tabel 4.2 terlihat bahwa nilai rata-rata dari redaman cantilever (C_1 dan C_2) pada prototype DVA sebesar **49,67833519 N.s/m.** Hal ini tentunya dengan berasumsi bahwa kondisi kedua cantilever sistem utama adalah sama, sehingga nilai redaman pada kedua cantilever juga sama besar.

Data ke- n	Ketinggian puncak ke-n (Volt)	Ketinggian puncak ke-n+1 (Volt)	C (N.s/m)
1.	0,06096	0,050575	30,85
2.	0,050575	0,03798	47,28
3.	0,03798	0,02688	57,04
4.	0,02688	0,019155	55,91
5.	0,011557	0,008166	57,31
			49,68

Tabel 4.2 Pengujian Redaman Cantilever ($C_1 \text{ dan } C_2$)

4.1.4 Penentuan konstanta redaman cantilever *absorber* (C_a)



Gambar 4.5 Grafik hasil pengukuran getaran bebas masa *absorber*

Untuk mengetahui nilai konstanta redaman dari cantilever *absorber*, maka dilakukan pengujian untuk mencari nilai redaman dari cantilever *absorber*. Pengujian dilakukan dengan dengan memberikan simpangan awal kepada masa *absorber* dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas. Respon getaran yang terjadi dari masa *absorber* kemudian ditampilkan dan diambil dengan menggunakan *accelerometer* serta *osciloscope* untuk diolah dengan

menggunakan persamaan *incremental degreement*. Gambar 4.5 berikut ini merupakan gambar respon getaran pada masa absorber yang diperoleh dari hasil pengukuran.

Respon getaran sebagaimana dalam gambar 4.5 merupakan voltase keluaran dari osciloscope yang masih banyak dipengaruhi oleh pengangguan/noise. Sebelum melakukan pengolahan data dengan menggunakan *incremental degreement* maka terlebih dahulu data hasil pengukuran dilakukan *filter* dan *smoothing* guna menghilangkan noise getaran yang terjadi. Gambar 4.6 berikut ini memperlihatkan grafik hasil *smoothing* dan *filter* dari grafik pada gambar 4.5.



Gambar 4.6 Grafik hasil pengukuran getaran bebas masa *absorber* dengan *smoothing* dan *filtering*

Pengolahan data dari grafik pada gambar 4.6 dilakukan dengan mencari nilai amplitudo rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berdekatan (a_n) dan kemudian mencari rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berurutan berikutnya (a_{n+1}) . Dari rata-rata amplitudo pertama dan rata-rata amplitudo kedua tersebut kemudian dimasukan ke dalam persamaan incremental degreement sebagaimana dalam persamaan 3.2. Berikut ini adalah contoh langkah-langkah yang dilakukan untuk melakukan perhitungan mencari nilai konstanta redaman *absorber* (C_a).

> Menghitung rata-rata amplitudo pertama (a_n) :

$$a_{n} = \frac{puncak_{n} - lembah_{n}}{2}$$
$$a_{n} = \frac{0,1456 - (-0,1298)}{2}$$
$$a_{n} = 0,1377 \, Volt$$

> Menghitung rata-rata amplitudo kedua (a_{n+1}) :

$$a_{n+1} = \frac{puncak_{n+1} - lembah_{n+1}}{2}$$
$$a_{n+1} = \frac{0,1392 - (-0,1101)}{2}$$
$$a_{n+1} = 0,12465 \, Volt$$

> Menghitung nilai redaman (C_1 dan C_2):

$$C = 2. (m). \sqrt{\frac{k}{m}}. \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}}$$

Dengan *m* merupakan masa dari absorber (m_a) dan *k* merupakan kekakuan dari cantilever *absorber* (K_a) , maka persamaan di atas dapat ditulis sebagai berikut:

$$C = 2. (m_a). \sqrt{\frac{k_a}{m_a}}. \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}}$$

Dari data spesifikasi prototype DVA yang ada diperoleh nilai m_a adalah sebesar 0,694 Kg. Sementara nilai K_a diperoleh dari hasil perhitungan adalah sebesar 3.880 N/m. Dengan memasukan semua nilai parameter sersebut maka:

$$C = 2. (13,884). \sqrt{\frac{3880}{0,694}}. \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{0,1377}{0,12465}\right)}\right]^2 + 1}}$$

C = 1,72 N. s/m

Cara yang sama sebagaimana contoh diatas diulang sebanyak 5 kali sehingga diperoleh data sebagaimana pada tabel 4.3. dari tabel 4.3 terlihat bahwa nilai rata-rata dari redaman cantilever *absorber* (C_a) pada prototype DVA sebesar **1,75 N.s**/.

Data ke- n	Ketinggian puncak ke-n (Volt)	Ketinggian puncak ke-n+1 (Volt)	C (N.s/m)
1.	0,1377	0,12465	1,72
2.	0,12465	0,112085	1,83
3.	0,112085	0,101035	1,79
4.	0,101035	0,092055	1,60
5.	0,092055	0,08285	1,82
		Rata-rata	1,75

Tabel 4.3 Pengujian Redaman Cantilever Absorber (C_a)

4.1.5 Penentuan masa *absorber* (m_a)

Dalam penelitian ini terdapat 3 jenis masa *absorber* (m_a) yang digunakan dalam simulasi. Masing-masing masa *absorber* bergantung pada besar dari masa sistem utama (m_s) dan juga rasio parameter yang digunakan. Adapun faktor rasio parameter yang digunakan adalah 1/40, 1/20 dan juga 1/10, sehingga masa *absorber* yang digunakan adalah $m_s/40$, $m_s/20$, dan $m_s/10$. Dengan nilai m_s sebesar 13,88 kg maka masa *absorber* yang digunakan menjadi 0,347 kg, 0,694 kg dan 1,388 kg.

4.2 Perhitungan Frekuensi Natural tak Teredam (ω_n) Sistem

4.2.1 Sebelum penambahan DVA

Persamaan gerak sebagaimana dalam persamaan 3.7 dan 3.9 merupakan persamaan gerak yang dibangun ketika sistem telah diberikan masa DVA. Untuk

sistem tanpa DVA maka kedua persamaan ini dapat ditulis kembali dengan menghilangkan beberapa parameter seperti kekakuan absorber (K_a), masa absorber (m_a), dan juga redaman dari absorber (C_a). dengan demikian demikian persaman 3.7 dan 3.9 masing-masing persamaan 4.1 dan juga 4.2 berikut.

$$m_{s}.\ddot{y}_{s} + (C_{1} + C_{2})\dot{y}_{s} + (k_{1} + k_{2})y_{s} + (C_{1}l_{1} - C_{2}l_{2})\dot{\theta} + (k_{1}l_{1} - k_{2}l_{2})\theta = m\omega^{2}R\sin\alpha + m\omega^{2}R\sin(\alpha + 90)....(4.1)$$

$$I.\ddot{\theta} + (C_{1}l_{1}^{2} + C_{2}l_{2}^{2})\dot{\theta} + (k_{1}l_{1}^{2} + k_{2}l_{2}^{2})\theta + (C_{1}l_{1} - C_{2}l_{2})\dot{y}_{s} + (k_{1}l_{1} - k_{2}l_{2})y_{s} = -mc\omega^{2}R\sin(\alpha + 90) + ma\omega^{2}R\sin(\alpha)...(4.2)$$

Dengan asumsi nilai redaman dan gaya eksitasi ditiadakan, maka persamaan 4.1 dan 4.2 dapat dituliskan matrix sebagaimana dalam persamaan 4.3 berikut.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0\\ 0 & I \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y_s}\\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (K_1 l_1 - K_2 l_2)\\ (K_1 l_1 - K_2 l_2) & (K_1 l_1^2 + K_2 l_2^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_s\\ \theta \end{bmatrix} = 0.....(4.3)$$

Dengan memisalkan untuk $\ddot{y}_s = \lambda . y_s \operatorname{dan} \ddot{\theta} = \lambda . \theta \operatorname{dimana} \lambda = \omega_2$

$$\begin{bmatrix} m_s & 0\\ 0 & I \end{bmatrix} \lambda \begin{bmatrix} y_s\\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (K_1l_1 - K_2l_2)\\ (K_1l_1 - K_2l_2) & (K_1l_1^2 + K_2l_2^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_s\\ \theta \end{bmatrix} = 0$$

atau

$$\begin{bmatrix} m_s & 0\\ 0 & I \end{bmatrix} \lambda + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (K_1 l_1 - K_2 l_2)\\ (K_1 l_1 - K_2 l_2) & (K_1 l_1^2 + K_2 l_2^2) \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{bmatrix} \lambda m_s + (k_1 + k_2) & (K_1 l_1 - K_2 l_2)\\ (K_1 l_1 - K_2 l_2) & \lambda I + (K_1 l_1^2 + K_2 l_2^2) \end{bmatrix} = 0$$

Persamaan diatas dapat diselesaikan dengan mencari nilai determinan dari matrix

$$\left\| \begin{bmatrix} \lambda \ m_s + (k_1 + k_2) & (K_1 l_1 - K_2 l_2) \\ (K_1 l_1 - K_2 l_2) & \lambda I + (K_1 l_1^2 + K_2 l_2^2) \end{bmatrix} \right\| = 0$$

$$[\lambda \ m_s + (k_1 + k_2)] [\lambda \ I + (K_1 l_1^2 + K_2 l_2^2)] - (K_1 l_1 - K_2 l_2) (K_1 l_1 - K_2 l_2) = 0.$$

$$(4.4)$$

dengan memasukan semua parameter yang ada maka

 $5,5659\lambda^2 - 62797\lambda + 131010000 = 0$

Sehingga diperoleh dua nilai λ yaitu λ_1 = 2762,8 dan λ 2=8519.

• Untuk $\lambda_1 = 2762,8,$

 $\omega_1 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{2762.8} = 52.6$

Jadi
$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{52,5620}{2\pi} = 4,2 \ Hz$$

• Untuk $\lambda_2 = 8519$,

$$\omega_2 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{8519} = 92,3$$

Jadi $f_2 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{92,3028}{2\pi} = 11,9 Hz$

Dari perhitungan analisa fundamental yang telah dilakukan didapatkan dua buah frekuensi natural yang terjadi pada sistem tanpa DVA, yaitu ketika sistem telah mencapai frekuensi 8.4 Hz dan 14,7 Hz.

4.2.2 Setelah penambahan DVA

Persaman gerak dari sistem utama yang telah ditambahkan dengan DVA ditunjukan sebagaimana dalam persamaan 3.5, 3.7, dan 3.9. dengan mentiadakan faktor redaman dan aksitasi, maka ketiga persamaan tersebut dapat dituliskan dalam bentuk matrix sebagai berikut: $\begin{bmatrix}
m_a & 0 & 0 \\
0 & m_s & 0 \\
0 & 0 & I
\end{bmatrix}
\cdot
\begin{bmatrix}
\ddot{y}_a \\
\ddot{y}_s \\
\ddot{\theta}
\end{bmatrix}
+
\begin{bmatrix}
k_a & -k_a & k_a b \\
-k_a & (k_1 + k_2 + k_a) & (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_a b) \\
k_a b & (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_a b) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_a b^2)
\end{bmatrix}
\cdot
\begin{bmatrix}
y_a \\
y_s \\
\theta
\end{bmatrix}
= 0$

Dengan memisalkan untuk $\ddot{y}_s = \lambda . y_s \, \mathrm{dan} \, \ddot{\theta} = \lambda . \theta \, \mathrm{dimana} \, \lambda = \omega_2$ Melakukan analisa fundamental dengan $\lambda = \sqrt{\omega}$ $|[K] - \lambda[M]| = 0$

$$\begin{bmatrix} k_a & -k_a & k_a b \\ -k_a & (k_1 + k_2 + k_a) & (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_a b) \\ k_a b & (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_a b) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_a b^2) \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 \\ 0 & m_s & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} = 0$$

Atau

$$\begin{bmatrix} -m_a\lambda + k_a & -k_a & k_ab \\ -k_a & -m_s\lambda + (k_1 + k_2 + k_a) & (k_1l_1 - k_2l_2 - k_ab) \\ k_ab & (k_1l_1 - k_2l_2 - k_ab) & -I\lambda + (k_1l_1^2 + k_2l_2^2 + k_ab^2) \end{bmatrix} = 0$$

Dengan $k_1 = k_2 = k$ dan $l_1 = l_2 = l$ sehingga:

$$\begin{vmatrix} -m_a \lambda + k_a & -k_a & k_a b \\ -k & -m_s \lambda + (2k + k_a) & (-k_a b) \\ k_a b & (-k_a b) & -I\lambda + (2k_a b^2) \end{vmatrix} = 0....(4.5)$$

Persamaan diatas dapat diselesaikan dengan mencari nilai determinan dari matrixnya.

• Untuk
$$m_a = \frac{1}{10}m_s \operatorname{dan} k_a = \frac{1}{10}(k_1 + k_2)$$

Dalam perhitungan frekuensi natural ini dimisalkan dihitung saat posisi dimana DVA tepat pada pusat masa dari sistem utama, sehingga nilai b=0. dengan memasukan semua parameter *prototype* DVA ke dalam persamaan 4.5 maka didapatkan persamaan berikut:

$$\begin{bmatrix} 7760 - 1,388\lambda & -7760 & 0 \\ -7760 & -13,88\lambda + 85360 & 0 \\ 0 & 0 & -0,401\lambda + 279,36 \end{bmatrix} = 0$$

-7,7254 λ^3 + 96084 λ^2 - 304660000 λ + 168223887360 = 0

dengan demikian didapatkan 3 buah nilai λ

> Untuk
$$\lambda 1 = 696,7$$

 $\omega_1 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{696,7} = 26.4 \ rad/s$
 $f_1 = 4.20 \ Hz$

> Untuk
$$\lambda 2 = 4080,4$$

 $\omega_2 = \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{4080,4} = 63.9 \ rad/s$
 $f_2 = 10.17 \ Hz$

> Untuk
$$\lambda 2 = 7660,2$$

 $\omega_3 = \sqrt{\lambda_3} = \sqrt{7660,2} = 87.5 \ rad/s$
 $f_3 = 13.94 \ Hz$

Dengan cara yang sama sebagaimana diatas makadidapatkan pula nilai frekuensi natural untuk $m_a = \frac{1}{10}m_s$ nilai lengan momen b = 0,1325 dan b = 0,265 sebagaimana dalam tabel berikut:

Tabel 4.4 Frekuensi Natural tak Teredam untuk $m_a = \frac{1}{10}m_s$

Lengan momen (b)	Frekuensi natural 1	Frekuensi natural 2	Frekuensi natural 3
0	4,20	10,17	13,94
0,1325	4.06	10.37	14.06
0,265	3.73	10.79	14.81

• Untuk $m_a = \frac{1}{20}m_s \operatorname{dan} k_a = \frac{1}{20}(k_1 + k_2)$

Dalam perhitungan frekuensi natural ini dimisalkan dihitung saat posisi dimana DVA tepat pada pusat masa dari sistem utama, sehingga nilai b=0. dengan memasukan semua parameter *prototype* DVA ke dalam persamaan 4.5 maka didapatkan persamaan berikut:

$$\begin{bmatrix} 3880 - 0.6940\lambda & -3880 & 0 \\ -3880 & -13,88\lambda + 81480 & 0 \\ 0 & 0 & -0,401\lambda + 279,36 \end{bmatrix} = 0$$

-3,8627 λ^3 + 46962 λ^2 -151580000 λ + 84111943680 = 0

dengan demikian didapatkan 3 buah nilai λ

> Untuk
$$\lambda 1 = 696,7$$

 $\omega_1 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{696,7} = 26.4 \ rad/s$
 $f_1 = 4.20 \ Hz$

> Untuk
$$\lambda 2 = 4472,6$$

 $\omega_2 = \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{4472,6} = 66.9 \ rad/s$
 $f_2 = 10.65 \ Hz$

> Untuk
$$\lambda 2 = 6988,5$$

 $\omega_3 = \sqrt{\lambda_3} = \sqrt{6988,5} = 83.6 \ rad/s$
 $f_3 = 13.31 \ Hz$

Dengan cara yang sama sebagaimana diatas makadidapatkan pula nilai frekuensi natural untuk $m_a = \frac{1}{20}m_s$ nilai lengan momen b = 0,1325 dan b = 0,265 sebagaimana dalam tabel berikut:

Tabel 4.5 Frekuensi Natural tak Teredam untuk $m_a = \frac{1}{20}m_s$

Lengan momen	Frekuensi natural	Frekuensi natural	Frekuensi natural
(b)	1	2	3
0	4,20	10.65	13.31
0,1325	4.13	10.75	13.41
0,265	3.94	10.99	13.75

• Untuk
$$m_a = \frac{1}{40} m_s \operatorname{dan} k_a = \frac{1}{40} (k_1 + k_2)$$

Dalam perhitungan frekuensi natural ini dimisalkan dihitung saat posisi dari DVA tepat pada pusat masa dari sistem utama, sehingga nilai b = 0. dengan memasukan semua parameter *prototype* DVA ke dalam persamaan 4.5 maka didapatkan persamaan berikut:

$$\begin{bmatrix} 1940 - 0,347\lambda & -1940 & 0\\ -1940 & -13,88\lambda + 79540 & 0\\ 0 & 0 & -0,401\lambda + 279,36 \end{bmatrix} = 0$$

-1,9314 λ^3 + 23211 λ^2 - 75601000 λ + 42055971840 = 0

dengan demikian didapatkan 3 buah nila
i λ

> Untuk
$$\lambda 1 = 696,7$$

 $\omega_1 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{696,7} = 26.4 \ rad/s$
 $f_1 = 4.20 \ Hz$

> Untuk
$$\lambda 2 = 4773,9$$

 $\omega_2 = \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{4773,9} = 69.09 \ rad/s$
 $f_2 = 11.00 Hz$

> Untuk
$$\lambda 2 = 6547,4$$

 $\omega_3 = \sqrt{\lambda_3} = \sqrt{6547,4} = 80.92 \ rad/s$
 $f_3 = 12.88 \ Hz$

Dengan cara yang sama sebagaimana diatas makadidapatkan pula nilai frekuensi natural untuk $m_a = \frac{1}{40}m_s$ nilai lengan momen b = 0,1325 dan b = 0,265 sebagaimana dalam tabel berikut:

Tabel 4.6 Frekuensi Natural tak Teredam untuk $m_a = \frac{1}{40}m_s$

Lengan momen	Frekuensi	Frekuensi	Frekuensi
(b)	natural 1	natural 2	natural 3
0	4,20	11.00	12.89
0,1325	4.17	11.05	12.94
0,265	4.07	11.19	13.10

4.3 Hasil Simulasi tanpa DVA

Simulasi tanpa DVA dilakukan dengan cara mensimulasikan pesamaan matematika yang dibangun ketika masa DVA ditiadakan. Dalam kondisi ini maka sistem hanya memiliki dua derajat kebebasan saja, yaitu pada arah translasi dan rotasi. Gambar 4.7 berikut ini memperlihatkan respon getaran *displacement* serta *angular displacement* untuk beberapa perubahan frekuensi eksitasi yang diberikan kepada sistem.



Gambar 4.7 Grafik perbandingan respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran untuk *displacement* sistem utama (a) dan *angular displacement* sistem utama (b)

Berdasarkan pada gambar 4.7 (a) terlihat bahwa semakin tinggi frekuensi yang diberikan maka besar amplitudo dan RMS dari respon *displacement* akan semakin besar. Pada pemberian frekuensi 7 Hz besar RMS yang dihasilkan adalah sebesar 0,002409 m. Untuk frekuensi 9 Hz besar RMS yang dihasilkan adalah 0,0060166 m dan untuk pemberian frekuensi 11 Hz pada sistem akan memberikan RMS sebesar 0,0022 m. Semakin tingginya nilai RMS displacement saat diberikan frekuensi eksitasi sebesar 11 Hz ini dikarenakan frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem telah mendekati frekuensi natural arah translasi (ω_n) sistem yaitu sebesar 11,9 Hz.

Perubahan besarnya frekuensi getaran pada sistem utama tentunya juga akan memberikan perubahan pada *angular displacement* (θ) yang dialami oleh sistem utama. Secara umum berdasarkan gambar 4.7 (b) diperlihatkan bahwa semakin besar frekuensi yang diberikan, maka besar amplitudo maksimum dan RMS *angular displacement* akan menjadi semakin kecil. Pada pemberian frekuensi 7 Hz besar RMS yang dihasilkan adalah sebesar 0,007 rad. Untuk frekuensi 9 Hz besar RMS yang dihasilkan adalah 0,0055 rad dan untuk pemberian frekuensi 11 Hz pada sistem akan memberikan RMS sebesar 0,0053 rad. Semakin rendahnya nilai RMS *angular displacement* saat diberikan frekuensi eksitasi sebesar 11 Hz ini dikarenakan frekuensi eksitasi yang diberikan pada sistem malah semakin menjauhi frekuensi natural arah rotasi (ω_{nr}) sistem yaitu sebesar 11,9 Hz.

Untuk mengetahui pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai RMS respon dari sistem baik arah translasi maupun rotasi maka dapat diperlihatkan sebagaimana dalam gambar 4.8. Dalam gambar tersebut frekuensi eksitasi dirubah kedalam rasio frekuensi translasi (r_f) dan rasio frekuensi rotasi (r_{fr}). Rasio frekuensi (r_f) merupakan perbandingan antara frekuensi eksitasi (ω_n) yang diberikan kepada sistem terhadap frekuensi natural translasi (ω_n) sistem tanpa DVA dan redaman sistem (c) diabaikan. Sedangkan rasio frekuensi rotasi (r_{fr}) merupakan perbandingan antara frekuensi eksitasi natural rotasi tanpa DVA dan redaman (c) diabaikan. Berdasarkan hasil perhitungan sebelumnya didapatkan nilai frekuensi natural translasi pada kondisi

sistem tanpa DVA dan redaman ditiadakan adalah sebesar 52,5620 *rad/sec*. Dengan demikian rasio frekuensi (r_f) sebesar 1 mengartikan bahwa pada kondisi ini frekuensi eksitasi yang diberikan sama dengan 52,5620 *rad/sec*.



Gambar 4.8 Grafik pengaruh perubahan rasio frekuensi terhadap nilai RMS percepatan arah translasi (a) dan arah rotasi (b)

Berdasarkan gambar 4.8 diperlihatkan bahwa sistem hanya memiliki sebuah puncak RMS *displacement* sebesar 0,004752 m yang terjadi pada r_f =

1,002. Sementara untuk gerak rotasi juga hanya terdapat sebuah puncak RMS *angular displacement* sebesar 0,06608 rad yang terjadi pada $r_{fr} = 1$. Sistem sebagaimana dalam penelitian ini adalah sistem dimana nilai k₁.l₁ = k₂.l₂, sehingga dapat dikatakan sistem tidak *tercouple*. Sistem yang tidak tercouple memungkinkan tidak adanya lagi hubungan yang saling mempengaruhi antara gerak translasi dan rotasi sistem. Dengan demikian berakibat pada hanya terdapatnya sebuah frekuensi natural pada masing-masing grafik RMS yang dihasilkan, sebagaimana diperlihatkan oleh gambar 4.8 (a) dan (b).

4.4 Simulasi dengan DVA

Simulasi dengan DVA dilakukan dengan cara mensimulasikan pesamaan matematika yang dibangun ketika masa DVA diberikan kepada sistem utama. Dalam kondisi ini maka secara keseluruhan terdapat tiga derajat kebebasan, yaitu pada arah translasi dan rotasi dari sistem utama dan arah translasi dari masa absorber. Dengan demikian secara teori jumlah frekuensi natural sistem juga menjadi 3 buah.

Dalam simulasi ini dilakukan beberapa variasi perubahan pada sistem utama, yaitu perubahan nilai masa absorber dan perubahan nilai lengan momen yang diberikan. Setiap perubahan masa abrorber dan rasio lengan momen ternyata memberikan efek yang berbeda-beda.

Rasio lengan momen (r_l) merupakan persamaan tanpa dimensi, yang terdiri dari perbandingan antara posisi peletakan masa *absorber* terhadap jarak pusat masa sistem dengan cantilever sistem utama (b/l_1) . Rasio lengan momen nol mengartikan posisi masa *absorber* terletak pada bagian tengah dari beam, sementara rasio lengan momen 1 mengartikan bahwa masa *absorber* diletakan pada bagian posisi yang sama dengan cantilever sistem utama. Dengan panjang lengan momen (b) total sebesar 0,265 cm serta jarak cantilever sistem terhadap pusat masa sistem sebesar cm, maka nilai tertinggi dari r_l dalam penelitian ini adalah sebesar 4,42.

4.4.1 Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = \frac{1}{10}m_s$

A. Karakteristik RMS respon getaran

Gambar 4.9 dan 4.10 diperlihatkan grafik pengaruh nilai rasio lengan momen (r_l) terhadap perubahan karakterstik RMS *displacement* dan RMS *angular displacement* untuk $m_a = \frac{1}{10}m_s$. Grafik berwarna hitam merupakan grafik RMS displacement untuk sistem tanpa DVA. Untuk grafik berwarna merah, hijau dan biru masing-masing merupakan grafik untuk $r_l = 0$, $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$.



Gambar 4.9 Perubahan karakteristik RMS *displacement* dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/10$

Secara umum, dari grafik hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4.9 dan 4.10 terdapat beberapa perbedaan antara grafik yang diperoleh ketika sistem tidak diberikan masa tambahan, sistem diberikan masa tambahan pada posisi pusat masanya dan sistem diberikan masa tambahan tidak pada pusat masanya. Beberapa perbedaan itu diantaranya adalah seperti jumlah frekuensi natural teredam (ω_d) yang tampak pada grafik, jarak antar frekuensi natural teredam, besarnya respon getaran pada saat ω_d terjadi, dan range frekuensi dimana terjadi penurunan respon getaran.

Penambaha masa DVA pada sistem utama tentu menambah jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama. Saat sistem diberi frekuensi yang sama dengan ω_d ini maka sistem akan menunjukan respon getaran yang maksimum (resonansi). Sebagaimana dalam grafik hasil simulasi, pemberian masa absorber pada pusat masa sistem utama ($r_l = 0$) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8571$ dan $r_f = 1,168$. Sementara untuk *resonansi* dari *angular displacement* tetap berjumlah satu buah sebagaimana terlihat oleh grafik berwarna merah pada gambar 4.10 dan terjadi pada rasio frekuensi yang sama dengan ketika sistem tanpa DVA. Perbedaan jumlah ω_d antara hasil simulasi pada arah translasi dan rotasi ini diakibatkan oleh tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi.

Tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi dari sistem utama dengan DVA juga dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrix pada persamaan 4.5. Dalam kasus ini nilai lengan momen (*b*) adalah nol, sehingga nilai $k_a.b$ menjadi nol pula. Untuk matrix persamaan 4.5 dengan nilai $k_a.b$ dapat diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari masa *absorber*, namun tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi dari sistem utama. Begitu pula berlaku sebaliknya untuk gerak rotasi sistem utama sehingga diperoleh sebuah resonansi untuk *angular displacement*.



Gambar 4.10 Perubahan karakteristik RMS *angular displacement* dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/10$

Untuk sistem utama dengan masa *absorber* yang tidak lagi diletakan pada pusat berat sistem utama maka nilai k_a .b tidak lagi bernilai nol, sehingga sistem menjadi terkopel secara statis. Terkopelnya sistem secara statis berakibat pada jumlah resonansi yang diperoleh pada gerak translasi sama dengan jumlah resonansi pada arah rotasi. Resonansi *displacement* untuk nilai $r_l = 2,21$ terjadi pada $r_f = 0,3445$; $r_f = 0,8739$; dan $r_f = 1,193$. Sedangkan untuk $r_l = 4,42$ terjadi pada $r_f = 0,3109$; $r_f = 0,9075$ dan $r_f = 1,244$. Respon *angular displacement* maksimum dengan $r_l = 2,21$ terjadi pada $r_{fr} = 0,976$; $r_{fr} = 2,499$ dan $r_{fr} = 3,357$, sedangkan untuk $r_l = 4,42$ terjadi pada $r_{fr} = 0,8808$; $r_{fr} = 2,595$ dan $r_{fr} = 3,525$.

Dari grafik hasil simulasi juga ditunjukan bahwa semakin besar rasio lengan momen (r_l) yang diberikan maka resonansi pertama akan berada pada frekuensi yang lebih rendah. Sedangkan untuk resonansi kedua dan ketiga justru akan berada pada rsio frekuensi yang tinggi ketika rasio lengan momen yang diberikan semakin besar. Dengan demikin jarak antara resonansi kedua dan pertama akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio lengan yang diberikan. Hal ini berlaku baik untuk respon *displacement* maupun *angular displacement*.

Apabila dibandingkan dari kedua grafik (gambar 4.9 dan 4.10) adanya perubahan rasio lengan momen (r_l) selain merubah letak dan jumlah dari resonansi, ternyata juga dapat merubah besarnya RMS respon saat resonansi tersebut terjadi. Pada gambar 4.9 terlihat bahwa semakin besar nilai r_l yang diberikan maka nilai RMS *displacement* yang terjadi untuk setiap resonansi sistem yang terjadi akan semakin tinggi. Kondisi ini berlaku baik untuk resonansi yang pertama, kedua maupun ketiga. Adapun nilai RMS *displacement* pada saat resonansi pertama untuk nilai $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,0001718 m dan 0,0002107 m. Untuk resonansi kedua nilai RMS *displacement* pada $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing-masing adalah 0,004046 m dan 0,004357 m. Sedangkan untuk resonansi ketiga, perubahan nilai r_l dari 2,21 menjadi 4,42 merubah nilai RMS *displacement* dari 0,005104 m menjadi 0,005254 m. Adapun gambar grafik *surface* dari RMS *displacement* untuk $m_a=m_s/10$ dengan perubahan dari r_l dan r_l dan r_l ditunjukan sebagaimana dalam gambar 4.11.



Gambar 4.11 Grafik *surface* nilai RMS *displacement* dengan perubahan r_f dan r_l pada $m_a=m_s/10$

Sebagaimana grafik simulasi dalam gambar 4.10, RMS *angular displacement* pada resonanasi kedua dan ketiga menjadi semakin tinggi ketika sistem diberikan masa absorber dengan r_l yang semakin besar. Hal yang sedikit berbeda terjadi pada frekuensi natural pertama, yang mana pada frekuensi ini RMS angular displacement menjadi mengecil ketika masa sbsorber diletakan pada ujung dari sistem. Adapun nilai RMS *angular displacement* dari frekuensi natural pertama untuk nilai $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,05569 rad dan 0,05187 rad. Untuk frekuensi natural kedua nilai RMS *angular displacement* untuk $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,05569 rad dan 0,05187 rad. Untuk frekuensi natural ketiga, perubahan nilai r_l dari 2,21 menjadi 4,42 merubah nilai RMS *angular displacement* dari 0,02288 rad menjadi 0,01065 rad. Adapun gambar grafik *surface* dari RMS *angular displacement* untuk $m_a=m_s/10$ dengan perubahan dari r_l dan r_f ditunjukan sebagaimana dalam gambar 4.12.



Gambar 4.12 Grafik *surface* nilai RMS *angular displacement* dengan perubahan r_f dan r_l pada $m_a=m_s/10$

Definisi dari DVA merupakan sebuah masa yang digunakan untuk meredam getaran pada frekuensi tertentu. Dari definisi tersebut maka hal yang tidak kalah penting dari hasil simulasi ini adalah untuk mengetahui daerah frekuensi dimana terjadi reduksi getaran, baik arah translasi maupun rotasi. reduksi getaran ini biasanya terjadi karena adanya interferensi antar dua buah getaran yang saling berkebalikan (*destructive interference*) sehingga terbentuk sebuah daerah antiresonansi.

Dari hasil simulasi yang dilakukan diperlihatkan bahwa pemberian DVA mampu menimbulkan antiresonansi pada daerah rasio frekuensi tertentu, dimana pada rasio frekuensi tersebut malah menimbulkan resonansi yang tinggi untuk sistem tanpa DVA. Saat masa absorber diletakan pada bagian tengah beam, nilai terendah dari antiresonansi ini terletak saat $r_f = 1$. Ketika masa *absorber* diletakan pada posisi yang semakin jauh dari pusat masa sistem utama, ternyata letak dari antiresonansi ini akan bergeser ke kanan dengan nilai RMS *displacement* yang juga semakin tinggi pula. Kondisi ini mengakibatkan apabila hanya diinginkan meredam getaran translasi suatu sistem yang memiliki daerah operasi pada $r_f = 1$ akan lebih baik ketika menggunakan DVA yang diletakan tepat pada pusat masa dari sistem.

B. Prosentase Pengurangan Getaran

Dari uraian sebelumnya terlihat bahwa reduksi getaran translasi terjadi pada rasio frekuensi dimana terjadi reduksi arah rotasi. Pada $r_f = 1$ RMS *displacement* setelah diberi masa *absorber* menjadi lebih kecil dibandingkan sebelum diberi masa *absorber*, padahal saat frekuensi tersebut malah terjadi peningkatan respon getaran dalam arah rotasi. Pengurangan RMS *angular displacement* terjadi terutama pada daerah $r_{fr} = 1$, yang mana frekuensi ini merupakan frekuensi dimana terjadi resonansi untuk getaran rotasi tanpa DVA. Pada $r_{fr} = 1$ nilai RMS *displacement* menjadi semakin tinggi dibanding tanpa DVA sebagaimana dapat dibandingkan dari gambar 4.9 dan 4.10.

Gambar 4.13 (a) berikut ini ditunjukan prosentase pengurangan RMS *displacement* dengan menggunakan masa absorber sebesar $m_s/10$ dan rasio frekuensi 1. Secara umum prosentase pengurangan getaran pada $r_f = 1$ menjadi semakin berkurang dengan semakin besarnya rasio lengan momen (r_l) yang diberikan. Prosentase pengurangan getaran translasi optimum diperoleh ketika masa *absorber* diletakan pada rasio lengan momen sebesar 0,1767 dengan nilai prosentase sebesar 98,83 %.

Faktor utama penyebab terjadinya penurunan getaran pada frekuensi natural translasi adalah dikarenakan timbulnya antiresonansi pada $r_f = 1$. Namun pada gerak rotasi, faktor penyebab terjadinya penurunan getaran (RMS *angular displacement*) pada $r_{fr} = 1$ lebih disebabkan oleh perubahan letak resonansi dan perubahan nilai RMS *angular displacement*. Perubahan letak resonansi dan nilai RMS *angular* displacement ini sendiri diakibatkan oleh pemberian lengan momen masa absorber pada sistem. Setiap perubahan besar lengan momen (b) yang diberikan tentu akan memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan getaran yang terjadi. Berdasar hasil simulasi yang dilakukan ditunjukan bahwa semakin besar jarak antara masa absorber terhadap pusat masa sistem utama maka RMS *angular displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin rendah. Adapun prosentase pengurangan besarnya RMS *angular displacement* seperti ditunjukan dalam gambar 4.13 (b) berikut. Prosentase pengurangan getaran rotasi tertinggi diperoleh ketika $r_l = 4,42$ dengan nilai prosentase pengurangan sebesar 87,51%. Peningkatan prosentase reduksi getaran arah rotasional ini dikarenakan oleh

semakin jauhnya letak resonansi dari $r_{fr} = 1$ ketika lengan momen yang diberikan semakin besar, sehingga nilai RMS *angular displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin kecil.



Gambar 4.13 Prosenatse pengurangan (a) *displacement* dengan $r_f = 1$ dan (b) *angular displacement* dengan $r_{fr} = 1$ dengan masa $m_a = m_s/10$

4.4.2 Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = \frac{1}{20}m_s$

A. Karakteristik RMS respon getaran

Gambar 4.14 dan 4.15 diperlihatkan grafik pengaruh nilai rasio lengan momen (r_l) terhadap perubahan karakterstik RMS *displacement* dan RMS *angular displacement* untuk $m_a = \frac{1}{20}m_s$. Grafik berwarna hitam merupakan grafik RMS displacement untuk sistem tanpa DVA. Untuk grafik berwarna merah, hijau dan biru masing-masing merupakan grafik untuk $r_l = 0$, $r_l = 2,221$ dan $r_l = 4,42$.



Gambar 4.14 Perubahan karakteristik RMS *displacement* dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/20$

Secara umum, dari grafik hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4.14 dan 4.15 terdapat beberapa perbedaan antara grafik yang diperoleh ketika sistem tidak diberikan masa tambahan, sistem diberikan masa tambahan pada posisi pusat masanya dan sistem diberikan masa tambahan tidak pada pusat masanya. Beberapa perbedaan itu diantaranya adalah seperti jumlah frekuensi natural teredam (ω_d) yang nampak pada grafik, jarak antar frekuensi natural teredam, besarnya respon getaran pada saat ω_d terjadi, dan range frekuensi dimana terjadi penurunan respon getaran.

Penambaha masa DVA pada sistem utama tentu menambah jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural sistem (ω_d) utama. Saat sistem diberi frekuensi

yang sama dengan ω_d ini maka sistem akan menunjukan respon getaran yang maksimum (resonansi). Sebagaimana dalam grafik hasil simulasi, pemberian masa absorber pada pusat masa sistem utama ($r_l = 0$) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah yang terjadi pada $r_f = 0,8907$ dan $r_f = 1,118$. Sementara untuk resonansi dari *angular displacement* tetap berjumlah satu buah sebagaimana terlihat oleh grafik berwarna merah pada gambar 4.14 dan terjadi pada rasio frekuensi yang sama dengan ketika sistem tanpa DVA. Perbedaan jumlah ω_d antara hasil simulasi pada arah translasi dan rotasi ini diakibatkan oleh tidak terkopelnya antara gerak translasi.

Tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi dari sistem utama dengan DVA juga dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrix pada persamaan 4.5. Dalam kasus ini nilai lengan momen (*b*) adalah nol, sehingga nilai $k_a.b$ menjadi nol pula. Untuk matrix persamaan 4.5 dengan nilai $k_a.b$ dapat diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari masa absorber, namun tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi dari sistem utama. Begitu pula berlaku sebaliknya untuk gerak rotasi sistem utama sehingga diperoleh sebuah frekuensi natural pada arah rotasi.



Gambar 4.15 Perubahan karakteristik RMS *angular displacement* dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/20$

Untuk sistem utama dengan masa *absorber* yang tidak lagi diletakan pada pusat berat sistem utama maka nilai k_a .*b* tidak lagi bernilai nol, sehingga sistem menjadi terkopel secara statis. Terkopelnya sistem secara statis berakibat pada jumlah resonansi yang diperoleh pada gerak translasi sama dengan jumlah resonansi pada arah rotasi. Selain daripada itu resonansi dari kedua jenis gerak ini juga terjadi pada nilai frekuensi yang hampir sama. Resonansi pada gerak translasi dengan nilai $r_l = 2,21$ terjadi pada $r_f = 0,3479$, $r_f = 0,9033$ dan $r_f = 1,129$. Sedangan untuk $r_l = 4,42$ terjadi pada $r_f = 0,3319$, $r_f = 0,9243$ dan $r_f = 1,157$. Resonansi pada gerak rotasi dengan nilai $r_l = 2,21$ terjadi pada $r_{fr} = 0,9874$; $r_{fr} = 2,6381$ dan $r_{fr} = 3,185$, sedangkan untuk $r_l = 4,42$ terjadi pada $r_{fr} = 0,938$; $r_{fr} = 2,65$ dan $r_{fr} = 3,267$.

Dari grafik hasil simulasi juga ditunjukan bahwa semakin besar rasio lengan momen (r_l) yang diberikan maka resonansi pertama akan berada pada frekuensi yang lebih rendah. Sedangkan untuk resonansi kedua dan ketiga justru akan berada pada rasio frekuensi yang tinggi ketika rasio lengan momen yang diberikan semakin besar. Dengan demikin jarak antara resonansi kedua dan pertama akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio lengan yang diberikan. Hal ini berlaku baik untuk respon *displacement* maupun *angular displacement*.

Apabila dibandingkan dari keempat grafik baik pada gambar 4.14 maupun 4.15, adanya perubahan rasio lengan momen (r_l) selain merubah letak dan jumlah dari resonansi yang terjadi juga dapat merubah besarnya RMS respon yang terjadi saat resonansi tersebut. Pada gambar 4.14 terlihat bahwa semakin besar nilai r_l yang diberikan maka nilai RMS *displacement* yang terjadi untuk resonansi pertama dan kedua menjadi semakin tinggi, sedangkan RMS *displacement* untuk resonansi ketiga menjadi berkurang. Adapun nilai RMS *displacement* dari resonansi pertama untuk nilai $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,0001303 m dan 0,0001698 m. Untuk frekuensi natural kedua nilai RMS *displacement* untuk $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing adalah 0,003933 m dan 0,004202 m. Sedangkan untuk frekuensi natural ketiga, perubahan nilai r_l dari 2,21 menjadi 4,42 merubah nilai RMS *displacement* dari 0,004541 m menjadi 0,004374 m. Adapun gambar grafik *surface* dari RMS *displacement* untuk

 $m_a=m_s/20$ dengan perubahan dari r_l dan r_f ditunjukan sebagaimana dalam gambar 4.16.



Gambar 4.16 Grafik *surface* nilai RMS *displacement* dengan perubahan r_f dan r_l pada $m_a=m_s/20$

Sebagaimana grafik simulasi dalam gambar 4.15, RMS *angular displacement* pada resonansi kedua dan ketiga menjadi semakin tinggi ketika sistem diberikan masa *absorber* dengan r_l yang semakin besar. Hal yang sedikit berbeda terjadi pada resonansi pertama, yang mana pada rasio frekuensi ini RMS *angular displacement* menjadi mengecil ketika masa *absorber* diletakan pada ujung dari sistem. Adapun nilai RMS *angular displacement* dari resonansi pertama untuk nilai $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,06504 rad dan 0,06167 rad. Untuk resonansi kedua nilai RMS *angular displacement* untuk $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,007013 rad. Sedangkan untuk resonansi ketiga, perubahan nilai r_l dari 0,5 menjadi 1 merubah nilai RMS *angular displacement* dari r_l dan r_l dari 0,007777 rad menjadi 0,015 rad. Adapun gambar grafik *surface* dari RMS *angular displacement* untuk $m_a=m_s/10$ dengan perubahan dari r_l dan r_f ditunjukan sebagaimana dalam gambar 4.17.



Gambar 4.17 Grafik *surface* nilai RMS *displacement* dengan perubahan r_f dan r_l pada $m_a=m_s/20$

Definisi dari DVA merupakan sebuah masa yang digunakan untuk meredam getaran pada frekuensi tertentu. Dari definisi tersebut maka hal yang tidak kalah penting dari hasil simulasi ini adalah untuk mengetahui daerah frekuensi dimana terjadi reduksi getaran, baik arah translasi maupun rotasi. reduksi getaran ini biasanya terjadi karena adanya interferensi antar dua buah getaran yang saling berkebalikan (*destructive interference*) sehingga terbentuk sebuah daerah antiresonansi.

Dari hasil simulasi yang dilakukan diperlihatkan bahwa pemberian DVA mampu menimbulkan antiresonansi pada daerah rasio frekuensi tertentu, dimana pada rasio frekuensi tersebut malah menimbulkan resonansi yang tinggi untuk sistem tanpa DVA. Saat masa absorber diletakan pada bagian tengah beam, nilai terendah dari antiresonansi ini terletak saat $r_f = 1$. Ketika masa *absorber* diletakan pada posisi yang semakin jauh dari pusat masa sistem utama, ternyata letak dari antiresonansi ini akan bergeser ke kanan dengan nilai RMS *displacement* yang juga semakin tinggi pula. Kondisi ini mengakibatkan apabila diinginkan hanya meredam getaran translasi suatu sistem yang memiliki daerah operasi pada $r_f = 1$ akan lebih baik ketika menggunakan DVA yang diletakan tepat pada pusat masa dari sistem.

B. Prosentase Pengurangan Getaran

Meski mampu meredam getaran translasi pada daerah dimana terjadi antiresonansi di atas, namun ternyata penambahan DVA ini masih tidak mampu meredam getaran arah rotasi pada rasio frekuensi yang sama dengan getaran translasi. Untuk $r_f = 1$, RMS *displacement* setelah diberi masa *absorber* menjadi lebih besar dibandingkan sebelum diberi masa *absorber*. Pengurangan RMS *angular displacement* terjadi terutama pada daerah $r_f = 0,3538$, yang mana frekuensi ini merupakan frekuensi dimana terjadi resonansi untuk getaran rotasi tanpa DVA. Pada $r_{fr} = 1$ nilai RMS *displacement* menjadi semakin tinggi dibanding tanpa DVA sebagaimana dapat dibandingkan dari gambar 4.14 dan 4.15.

Gambar 4.18 (a) berikut ini ditunjukan prosentase pengurangan RMS displacement dengan menggunakan masa absorber sebesar $m_s/20$ dan rasio frekuensi 1. Secara umum prosentase pengurangan getaran pada $r_f = 1$ menjadi semakin berkurang dengan semakin besarnya rasio lengan momen (r_l) yang diberikan. Prosentase pengurangan getaran translasi optimum diperoleh ketika masa *absorber* diletakan pada rasio lengan momen sebesar 0,09 dengan nilai prosentase pengurangan sebesar 98,53%.

Faktor utama penyebab terjadinya penurunan getaran pada frekuensi natural translasi adalah dikarenakan timbulnya antiresonansi pada $r_f = 1$. Namun pada gerak rotasi, faktor penyebab terjadinya penurunan getaran (RMS *angular displacement*) pada $r_{fr} = 1$ lebih disebabkan oleh perubahan letak resonansi dan perubahan nilai RMS *angular displacement*. Perubahan letak resonansi dan nilai RMS *angular displacement*. Perubahan letak resonansi dan nilai RMS *angular* displacement ini sendiri diakibatkan oleh pemberian lengan momen masa absorber pada sistem. Setiap perubahan besar lengan momen (b) yang diberikan tentu akan memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan getaran yang terjadi. Berdasar hasil simulasi yang dilakukan ditunjukan bahwa semakin besar jarak antara masa absorber terhadap pusat masa sistem utama maka RMS *angular displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin rendah. Adapun prosentase pengurangan besarnya RMS *angular displacement* seperti ditunjukan dalam gambar 4.18 (b) berikut. Prosentase pengurangan getaran rotasi tertinggi diperoleh ketika $r_l = 1$ dengan nilai prosentase pengurangan sebesar 80,41 %.

Peningkatan prosentase reduksi getaran arah rotasional ini dikarenakan oleh semakin jauhnya letak resonansi dari $r_{fr} = 1$ ketika lengan momen yang diberikan semakin besar, sehingga nilai RMS *displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin kecil.



Gambar 4.18 Prosenatase pengurangan (a) *displacement* dengan $r_f = 1$ dan (b) *angular displacement* dengan $r_{fr} = 1$ dengan masa $m_a = m_s/20$
4.4.3 Pengaruh perubahan rasio lengan momen (r_l) untuk $m_a = \frac{1}{40}m_s$

A. Karakteristik RMS respon getaran

Gambar 4.19 dan 4.20 diperlihatkan grafik pengaruh nilai rasio lengan momen (r_l) terhadap perubahan karakterstik RMS *displacement* dan RMS *angular displacement* untuk $m_a = \frac{1}{40}m_s$. Grafik berwarna hitam merupakan grafik RMS displacement untuk sistem tanpa DVA. Untuk grafik berwarna merah, hijau dan biru masing-masing merupakan grafik untuk $r_l = 0$, $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$.



Gambar 4.19 Perubahan karakteristik RMS *displacement* dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/40$

Secara umum, dari grafik hasil simulasi yang ditampilkan pada gambar 4.19 dan 4.20 terdapat beberapa perbedaan antara grafik yang diperoleh ketika sistem tidak diberikan masa tambahan, sistem diberikan masa tambahan pada posisi pusat masanya dan sistem diberikan masa tambahan tidak pada pusat masanya. Beberapa perbedaan itu diantaranya adalah seperti jumlah frekuensi natural teredam (ω_d) yang nampak pada grafik, jarak antar frekuensi natural teredam, besarnya respon getaran pada saat ω_d terjadi, dan range frekuensi dimana terjadi penurunan respon getaran.

Penambaha masa DVA pada sistem utama tentu menambah jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam (ω_d) sistem utama. Saat sistem diberi

frekuensi yang sama dengan ω_d ini maka sistem akan menunjukan respon getaran yang maksimum (resonansi). Sebagaimana dalam grafik hasil simulasi, pemberian masa absorber pada pusat masa sistem utama ($r_l = 0$) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah yang terjadi pada $r_f = 0.9218$ dan $r_f = 1.087$. Sementara untuk resonansi pada *angular displacement* tetap berjumlah satu buah sebagaimana terlihat oleh grafik berwarna merah pada gambar 4.20 dan terjadi pada rasio frekuensi yang sama dengan ketika sistem tanpa DVA. Perbedaan jumlah ω_d antara hasil simulasi pada arah translasi dan rotasi ini diakibatkan oleh tidak terkopelnya antara gerak translasi.

Tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi dari sistem utama dengan DVA juga dapat dibuktikan secara matematis dengan menggunakan matrix pada persamaan 4.5. Dalam kasus ini nilai lengan momen (*b*) adalah nol, sehingga nilai $k_a.b$ menjadi nol pula. Untuk matrix persamaan 4.5 dengan nilai $k_a.b$ dapat diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari masa absorber, namun tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi dari sistem utama. Begitu pula berlaku sebaliknya untuk gerak rotasi sistem utama sehingga diperoleh sebuah frekuensi natural pada arah rotasi.



Gambar 4.20 Perubahan karakteristik RMS *angular displacement* dengan perubahan r_l untuk $m_a = m_b/40$

Untuk sistem utama dengan masa *absorber* yang tidak lagi diletakan pada pusat berat sistem utama maka nilai k_a .*b* tidak lagi bernilai nol, sehingga sistem menjadi terkopel secara statis. Terkopelnya sistem secara statis berakibat pada jumlah resonansi yang diperoleh pada gerak translasi sama dengan jumlah resonansi pada arah rotasi. Selain daripada itu resonansi dari kedua jenis gerak ini juga terjadi pada nilai frekuensi yang hampir sama. Resonansi pada gerak translasi untuk nilai $r_l = 2,21$ terjadi pada $r_f = 0,3504$, $r_f = 0,926$ dan $r_f = 1,092$. Sedangan untuk $r_l = 4,42$ terjadi pada $r_f = 0,342$, $r_f = 0,9378$ dan $r_f = 1,108$. Resonansi pada gerak rotasi dengan nilai $r_l = 4,42$ terjadi pada $r_{fr} = 0,969$; $r_{fr} = 2,74$ dan $r_{fr} =$ 3,108, sedangkan untuk $r_l = 2,21$ hanya terjadi dua kali resonansi yang terjadi pada $r_{fr} = 0,9927$ dan $r_{fr} = 3,071$.

Dari grafik hasil simulasi juga ditunjukan bahwa semakin besar rasio lengan momen (r_l) yang diberikan maka resonansi pertama akan berada pada frekuensi yang lebih rendah. Sedangkan untuk resonansi kedua dan ketiga justru akan berada pada rsio frekuensi yang tinggi ketika rasio lengan momen yang diberikan semakin besar. Dengan demikin jarak antara resonansi kedua dan pertama akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio lengan yang diberikan. Hal ini berlaku baik untuk respon *displacement* maupun *angular displacement*.

Apabila dibandingkan dari keempat grafik pada gambar 4.19 dan 4.20, adanya perubahan rasio lengan momen (r_l) selain merubah letak dan jumlah dari resonansi yang terjadi juga dapat merubah besarnya RMS respon yang terjadi saat resonansi tersebut. Pada gambar 4.19 terlihat bahwa semakin besar nilai r_l yang diberikan maka nilai RMS *displacement* yang terjadi untuk resonansi pertama dan kedua menjadi semakin tinggi, sedangkan RMS *displacement* untuk resonansi ketiga menjadi berkurang. Adapun nilai RMS *displacement* dari resonansi pertama untuk nilai $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,000098 m dan 0,000124 m. Untuk frekuensi natural kedua nilai RMS *displacement* untuk $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing-masing adalah 0,003895 m. Sedangkan untuk frekuensi natural ketiga, perubahan nilai r_l dari 2,21 menjadi 4,42 merubah nilai RMS *displacement* dari 0,003932 m menjadi 0,003642 m. Adapun gambar grafik *surface* dari RMS *isplacement* untuk $m_a=m_s/40$ dengan perubahan dari r_l dan r_l ditunjukan sebagaimana dalam Gambar 4.21.



Gambar 4.21 Grafik *surface* nilai RMS *displacement* dengan perubahan r_f dan r_l pada $m_a=m_s/40$

Sebagaimana grafik simulasi dalam gambar 4.20, RMS *angular displacement* pada resonansi kedua dan ketiga menjadi semakin tinggi ketika sistem diberikan masa *absorber* dengan r_l yang semakin besar. Hal yang sedikit berbeda terjadi pada resonansi pertama, yang mana pada rasio frekuensi ini RMS *angular displacement* menjadi mengecil ketika masa *absorber* diletakan pada ujung dari sistem. Adapun nilai RMS *angular displacement* dari resonansi pertama untuk nilai $r_l = 2,21$ dan $r_l = 4,42$ masing- masing adalah 0,06569 rad dan 0,06411 rad. Sedangkan untuk resonansi ketiga, perubahan nilai r_l dari 2,21 menjadi 4,42 merubah nilai RMS *angular displacement* dari 0,005823 rad menjadi 0,009862 rad. Untuk mengetahui bentuk kontur 3D dari nilai RMS *angular displacement* dengan $m_a=m_s/40$ terhadap perubahan rasio frekunsi rotasi dan rasio lengan momen, maka dapat diperlihatkan pada gambar 4.22.

Definisi dari DVA merupakan sebuah masa yang digunakan untuk meredam getaran pada frekuensi tertentu. Dari definisi tersebut maka hal yang tidak kalah penting dari hasil simulasi ini adalah untuk mengetahui daerah frekuensi dimana terjadi reduksi getaran, baik arah translasi maupun rotasi. reduksi getaran ini biasanya terjadi karena adanya interferensi antar dua buah getaran yang saling berkebalikan (*destructive interference*) sehingga terbentuk sebuah daerah antiresonansi. Dari gambar 4.10 untuk nilai $r_l = 2,21$ diperlihatkan bahwa pada $r_f = 0,9193$ terdapat sebuah antiresonansi. Antiresonansi ini terjadi karena *destructif Interference* antara getaran rotasi sistem utama dengan getaran masa absorber, sehingga berakibat kecilnya RMS *displacement* pada rasio frekuensi tersebut. Antiresonansi ini akan semakin menghilang dengan semakin besarnya rasio lengan momen (r_l) yang diberikan.



Gambar 4.22 Grafik *surface* nilai RMS *angular displacement* dengan perubahan r_f daan r_l pada $m_a=m_s/40$

Dari hasil simulasi yang dilakukan juga diperlihatkan bahwa pemberian DVA mampu menimbulkan antiresonansi pada daerah rasio frekuensi tertentu pada gerak translasi, dimana pada rasio frekuensi tersebut malah menimbulkan resonansi yang tinggi ketika sistem tidak diberikan DVA. Saat masa *absorber* diletakan pada bagian tengah beam, nilai terendah dari antiresonansi ini terletak saat $r_f = 1$. Ketika masa *absorber* diletakan pada posisi yang semakin jauh dari pusat masa sistem utama, ternyata letak dari antiresonansi ini terletak pada rasio frekuensi (r_f) yang lebih tinggi. Kondisi ini mengakibatkan apabila diinginkan meredam getaran translasi suatu sistem yang memiliki daerah operasi pada $r_f = 1$ akan lebih baik ketika menggunakan DVA yang diletakan tepat pada pusat masa dari sistem.

Selain merubah rasio frekuensi dimana terjadi antiresonansi, perubahan rasio lengan momen juga mengakibatkan perubahan nilai RMS yang terjadi saat terjadi antiresonansi tersebut. Dari gambar 4.19 diperlihatkan bahwa penambahan lengan momen awalnya akan berakibat pada semakin rendahnya nilai RMS displacement, namun untuk lengan momen yang tinggi nilai RMS displacement akan kembali naik. Adapun nilai RMS *displacement* saat terjadi antiresonansi pada $r_l = 0$ adalah 0,0003977 m; untuk $r_l = 2,21$ adalah 0,0001381 m; dan untuk $r_l = 4,42$ adalah 0,0002183 m.

B. Prosentase Pengurangan Getaran

Meski mampu meredam getaran translasi pada daerah $r_f = 1$, namun ternyata penambahan DVA ini masih tidak mampu meredam getaran arah rotasi pada rasio frekuensi ini. pada frekuensi $r_f = 1$ getaran arah rotasi setelah diberi masa *absorber* menjadi lebih besar dibandingkan sebelum diberi masa *absorber*. Pengurangan RMS *angular displacement* terjadi terutama pada $r_f = 0,3538$, yang mana merupakan rasio frekuensi dimana terjadi resonansi untuk *angular displacement* tanpa DVA. Namun pada $r_{fr} = 1$ RMS *displacement* menjadi semakin buruk sebagaimana dapat dibandingkan dari gambar 4.19 dan 4.20.

Gambar 4.23 (a) berikut ini ditunjukan prosentase pengurangan RMS displacement dengan menggunakan masa absorber sebesar $m_s/40$ dan rasio frekuensi 1. Secara umum prosentase pengurangan getaran pada $r_f = 1$ menjadi semakin berkurang dengan semakin besarnya rasio lengan momen (r_l) yang diberikan. Prosentase pengurangan getaran translasi optimum diperoleh ketika masa *absorber* diletakan pada rasio lengan momen sebesar 0,34 dengan nilai prosentase pengurangan sebesar 94,77%.

Faktor utama penyebab terjadinya penurunan getaran pada frekuensi natural translasi adalah dikarenakan timbulnya antiresonansi pada $r_f = 1$. Namun pada gerak rotasi, faktor penyebab terjadinya penurunan getaran (RMS *angular displacement*) pada $r_{fr} = 1$ lebih disebabkan oleh perubahan letak resonansi dan perubahan nilai RMS *angular displacement*. Perubahan letak resonansi dan nilai RMS *angular* displacement ini sendiri diakibatkan oleh pemberian lengan momen masa absorber pada sistem. Setiap perubahan besar lengan momen (b) yang diberikan tentu akan memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan

getaran yang terjadi. Berdasar hasil simulasi yang dilakukan ditunjukan bahwa semakin besar jarak antara masa absorber terhadap pusat masa sistem utama maka RMS *angular displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin rendah.



Gambar 4.23 Prosentase pengurangan (a) *displacement* dengan $r_f = 1$ dan (b) *angular displacement* dengan $r_{fr} = 1$ dengan masa $m_a = m_s/40$

Adapun prosentase pengurangan besarnya RMS *angular displacement* seperti ditunjukan dalam gambar 4.23 (b) berikut. Prosentase pengurangan getaran

rotasi tertinggi diperoleh ketika $r_l = 1$ dengan nilai prosentase pengurangan sebesar 54,15 %. Peningkatan prosentase reduksi getaran arah rotasional ini dikarenakan oleh semakin jauhnya letak resonansi dari $r_{fr} = 1$ ketika lengan momen yang diberikan semakin besar, sehingga nilai RMS *displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin kecil.

4.4.4 Pengaruh perubahan masa absorber (m_a) untuk $r_l = 0$

A. Karakteristik RMS respon getaran

Sebagaimana dalam pembahasan sebelumnya, sistem tanpa DVA merupakan sistem dimana tidak terdapatnya hubungan antara gerak arah translasi dan rotasi. Penambahan masa *absorber* pada pusat masa dari sistem utama ($r_l = 0$) tidaklah mempengaruhu gerak arah rotasi dari sistem, namun hanya mempengaruhi gerak arah translasi dari sistem. Kondisi ini mengakibatkan pada *angular displacement* tidak terjadi perubahan apapun jika dibandingkan dengan ketika sistem tanpa DVA sebagaimana diperlihatkan dalam gambar 4.24. Adapun bentuk grafik kontur 3D pengaruh perubahan variasi r_{fr} dan rasio masa (m_a/m_s) untuk rasio $r_l = 0$ juga dapat ditunjukan sebagaimana dalam gambar 4.25.



Gambar 4.24 Perubahan karakteristik RMS *angular displacement* dengan perubahan m_a untuk $r_l = 0$

Perubahan masa *absorber* sebesar apapun tidak akan merubah rasio frekuensi dimana terjadi resonansi dan besar RMS *angular displacement* saat resonansi terjadi. Efek perubahan banyak terjadi pada gerak translasi sebagaimana diperlihatkan dalam gambar 4.25. Beberapa perubahan yang nampak karena variasi masa *absorber* yang diberikan pada sistem utama antara lain seperti:berubahnya jarak antar resonansi, berubahnya nilai RMS *displacement* saat terjadi antiresonansi.



Gambar 4.25 Grafik *surface* nilai RMS *angular displacement* pada $r_l = 0$ dengan perubahan r_{fr} dan m_a/m_s

Semakin besar masa *absorber* yang diberikan pada sistem utama maka jarak antar resonansi pertama dan kedua pada gerak translasi akan semakin lebar. Melebarnya jarak antar kedua resonsi ini berarti juga bahwa range frekuensi dimana terjadi penurunan getaran arah translasi juga semakin melebar. Kondisi ini tentunya akan lebih menguntungkan, karena daerah operasi sistem menjadi semakin lebar.

Keuntungan lainnya dari semakin besarnya masa absorber yang diberikan adalah semakin kecilnya RMS *displacement* saat terjadi antiresonansi. Sebagaimana diperlihatkan dalam gambar 4.26, RMS *displacement* terkecil saat antiresonansi terjadi pada $m_a = \frac{1}{10}m_s$ dengan nilai 0,00006 m, kemudian diikuti oleh $\frac{1}{20}m_s$ dan $\frac{1}{40}m_s$ dengan nilai masing- masing 0,00012 m dan 0,00039 m. Ketiga antiresonansi ini terjadi pada rasio frekuensi yang sama yaitu saat $r_f = 1,008$.



Gambar 4.26 Perubahan karakteristik RMS *displacement* dengan perubahan m_a untuk $r_l = 0$

Pada gambar 2.6 diperlihatkan pula bahwa semakin semakin besar masa absorber yang diberikan maka besar RMS *displacement* saat terjadinya resonansi akan semakin tinggi. Baik resonansi pertama maupun kedua akan mengalami kenaikan nilai RMS *displacement* apabila masa *absorber* yang digunakan semakin besar. RMS *displacement* untuk resonansi kedua pada ma = $\frac{1}{10}$ ms bahkan malah lebih tinggi dibandingkan RMS *displacement* saat sistem tanpa diberi DVA sebagaimana gambar 4.26.

Untuk mengetahui bentuk kontur 3D dari nilai RMS *displacement* dengan r_t = 0 terhadap perubahan r_f dan rasio masa (m_a/m_s), maka dapat diperlihatkan pada gambar 4.27.



Gambar 4.27 Grafik *surface* nilai RMS *displacement* pada $r_l = 0$ dengan perubahan r_f dan m_a/m_s

B. Prosentase Pengurangan Getaran

Gambar 4.28 berikut ini merupakan grafik prosentase pengurangan getaran yang terjadi ketika sistem berikan masa absorber dengan posisi tepat pada pusat dari sistem utama. Ketika sistem diberikan masa absorber yang terletak pada pusat berat sistem utama, maka pengurangan getaran hanya terjadi dalam arah gerak translasi saja, sedangkan dalam arah rotasi tidak terjadi penurunan getaran pada frekuensi berapapun. Hal inilah yang mengakibatkan nilai prosentase penurunan yang ditunjukan dalam gambar 4.28 (a) selalu bernilai nol untuk semua perubahan masa absorber yang diberikan.

Untuk gerak translasi, penuruna getaran banyak terjadi pada rasio frekuensi sebesar 1, sehingga pada gambar 4.26 (b) berikut ini ditunjukan hasil simulasi untuk mengetahui pengaruh perubahan nilai masa absorber terhdap prosentase pengurangan RMS *displacemenmt* dari sistem utama. Dari gambar 4.28 (b) ditunjukan bahwa semakin tinggi masa *absorber* yang digunakan maka prosentase reduksi getaran menjadi semakin baik. Adapun nilai prosentase tertinggi adalah sebesar 98,7 %.



Gambar 4.28 % pengurangan (a) *angular displacement* dengan $r_{fr} = 1$ dan (b) *displacement* dengan $r_f = 1$ dengan $r_l = 0$

4.4.5 Pengaruh perubahan masa *absorber* (m_a) terhadap karakteristik RMS untuk $r_l = 2,21$

A. Karakteristik RMS respon getaran

Pemberian masa *absorber* pada rasio lengan momen 2,21 mengakibatkan adanya hubungan yang saling berkaitan antara gerak translasi dan rotasi. gerak translasi akan mempengaruhi respon gerak rotasi dan gerak rotasi juga akan mempengaruhi respon gerak translasi. Resonansi pertama sebagaimana terlihat pada gambar 4.29 lebih dikarenakan oleh pengaruh *anggular displacement* saat resonansi arah rotasi terjadi, sehingga diperoleh tiga buah puncak pada RMS *displacement*.



Gambar 4.29 Perubahan karakteristik RMS *displacement* dengan perubahan m_a untuk $r_l = 2,21$

Pemberian besar masa *absorber* yang berbeda akan memberikan efek perubahan yang berbeda pula terhadap hasil simulasi sebagaimana pada gambar 4.29 dan 4.30. Beberapa efek perubahan pada RMS *displacement* yang cukup nampak karena perubahan besar masa *absorber* adalah: berubahnya jarak antara resonansi kedua dan ketiga, berubahnya nilai RMS *displacement* sistem saat resonansi terjadi, berubahnya posisi antiresonansi, dan berubahnya RMS *displacment* saat terjadi antiresonansi.

Semakin besar masa *absorber* yang diberikan pada sistem utama maka jarak antara resonansi kedua dan ketiga pada gerak translasi akan semakin lebar. Melebarnya jarak antar resonansi berarti juga bahwa range frekuensi dimana terjadi penurunan getaran arah translasi juga semakin melebar. Kondisi ini tentunya akan lebih menguntungkan, karena daerah operasi sistem menjadi semakin lebar. Adapun resonansi kedua dan ketiga dari sistem untuk nilai $m_a = m_s/40$ terjadi pada $r_f = 0.9269$ dan $r_f = 1.092$. Untuk $m_a = m_s/20$ terjadi pada $r_f =$

0,9033 dan $r_{f3} = 1,129$. Sedangkan untuk $m_a = m_s/10$ resonansi kedua dan ketiga terjadi pada $r_f = 0,8714$ dan $r_f = 1,189$.



Gambar 4.30 Perubahan karakteristik RMS *angular displacement* dengan perubahan m_a untuk $r_l = 2,21$

Pada gambar 2.29 diperlihatkan bahwa resonansi kedua maupun ketiga akan mengalami kenaikan nilai RMS *displacement* apabila masa *absorber* semakin besar. Hal ini dikarenakan ketika masa *absorber* yang diberikan semakin besar maka inersia dari absorber juga akan semakin besar. Semakin besarnya inersia *absorber* ini mengakibatkan semakin besarnya RMS *displacement* dari sistem utama ketika terjadi *contructive interference* (resonansi) antara sistem utama dan absorber. RMS *displacement* pada resonansi kedua untuk $m_a = \frac{1}{10}m_s$ bahkan malah lebih tinggi dibandingkan RMS *displacement* saat sistem tanpa diberi DVA sebagaimana gambar 4.29.

Perubahan besar masa *absorber* juga mengakibatkan bergesernya rasio frekuensi dari antiresonansi dan nilai RMS *displacement* saat antiresonansi terjadi. Semakin besar masa *absorber* yang digunakan maka antiresonansi terjadi pada rasio frekuensi yang lebih besar sebagaimana pada gambar 4.29. Nilai RMS *displacement* dari antiresonansi juga terlihat semakin besar seiring dengan semakin besarnya masa *absorber* yang digunakan. Untuk masa *absorber* m_s/40

RMS *displacement* bernilai 0,0001282 m yang terjadi pada $r_f = 1,009$, sedangkan untuk masa *absorber* sebesar $m_s/20$ diperoleh nilai RMS *displacement* sebesar 0,0002352 m yang terjadi pada $r_f = 1,018$. Untuk masa *absorber* sebesar $m_s/10$ RMS *displacement* minimal adalah sebesar 0,0003126 yang terjadi pada $r_f =$ 1,034. Untuk mengetahui bentuk kontur 3D dari nilai RMS *displacement* dengan $r_l = 2,21$ terhadap perubahan r_f dan rasio masa (m_a/m_s) , maka dapat diperlihatkan pada gambar 4.31.



Gambar 4.31 Grafik *surface* nilai RMS *displacement* pada $r_l = 2,21$ dengan perubahan r_f dan m_a/m_s

Perubahan masa *absorber* juga memberikan perbahan dalam hasil RMS *angular displacement* yang dihasilkan. Berdasarkan gambar 4.30 terdapat beberapa efek perubahan pada RMS *angular displacement* yang cukup nampak karena perubahan besar masa *absorber*, diantaranya adalah: berubahnya jarak antara resonansi kedua dan ketiga dan berubahnya nilai RMS *displacement* sistem saat resonansi terjadi.

Ketika sistem tanpa DVA, gerak arah rotasi dari sistem utama hanya mengalami sekali resonansi saja yang terjadi pada $r_{fr} = 1$. Namun Akibar terkopelnya sistem setelah pemberian masa *absorber* mengakibatkan gerak rotasi sistem mengalami 3 kali resonansi yang ditunjukan dengan 3 buah puncak RMS *angular displacement*. Resonansi kedua dan ketiga lebih banyak diakibatkan

oleh gerak translasi, sehingga *angular displacement* untuk frekuensi yang berada disekitar kedua frekuensi resonansi ini akan menjadi lebih besar dibandingkan ketika tanpa pemberian DVA. Hal inilah yang mengakibatkan nilai RMS *angular displacement* untuk resonansi kedua dan ketiga pada gerak rotasi ini memiliki sifat yang sama dengan resonansi kedua dan ketiga untuk gerak translasi ketika diberikan masa *absorber* yang bervariasi. Semakin besar masa *absorber* yang diberikan, maka jarak *r*_{fr} antar resonansi kedua dan ketiga akan menjadi semakin lebar dan memiliki nilai RMS *angular displacement* yang juga semakin tinggi.

Pada masa masa absorber $m_s/40$ tidak ditermukan tiga buah resonansi, namun dihasilkan dua buah resonans dan sebuah antiresonansi yang terjadi pada $r_{fr} = 2,604$. Antiresonansi ini terjadi karena adanya interferensi destruktif yang mengakibatkan nilai respon getaran menjadi lebih kecil. Untuk mengetahui bentuk kontur 3D dari nilai RMS *angular displacement* dengan $r_l = 2,21$ terhadap perubahan r_{fr} dan rasio masa (m_a/m_s) , maka dapat diperlihatkan pada Gambar 4.32.



Gambar 4.32 Grafik *surface* nilai RMS *angular displacement* pada $r_l = 2,21$ dengan perubahan r_{fr} dan m_a/m_s

B. Prosentase Pengurangan Getaran

Apabila dilakukan perbandingan antara gambar 4.29 dan 4.30 diperlihatkan bahwa pengurangan getaran arah rotasi tidak terjadi pada frekuensi yang sama dengan frekuensi dimana terjadi pengurangan getaran arah translasi. Pada gerak translasi pengurangan getaran banyak terjadi pada daerah dimana resonansi translasi sistem tanpa DVA terjadi ($r_f = 1$), sementara getran rotasi pada frekuensi ini justru menjadi semakin besar. Pengurangan untuk getaran rotasi banyak terjadi pada frekuensi dimana frekuensi natural rotasi sistem tanpa DVA terjadi ($r_{f1} = 1$).



Gambar 4.33 Prosentase pengurangan (a) *angular displacement* dengan $r_{fr} = 1$ dan (b) *displacement* dengan $r_f = 1$ dengan $r_l = 2,21$

Faktor utama penyebab terjadinya penurunan getaran pada frekuensi natural translasi adalah dikarenakan timbulnya antiresonansi pada $r_f = 1$. Namun pada gerak rotasi, faktor penyebab terjadinya penurunan getaran (RMS *angular displacement*) pada $r_{fr} = 1$ lebih disebabkan oleh perubahan letak resonansi dan perubahan nilai RMS *angular displacement*. Perubahan letak resonansi dan nilai RMS *angular displacement*. Perubahan letak resonansi dan nilai RMS *angular* displacement ini sendiri diakibatkan oleh pemberian masa *absorber* pada sistem. Setiap perubahan besar masa absorber yang diberikan tentu akan memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan getaran yang terjadi. Berdasar hasil simulasi yang dilakukan ditunjukan bahwa semakin besar masa *absorber* yang diberikan maka besar dari penurunan getaran pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin meningkat. Gambar 4.33 (a) ditunjukan grafik prosentase penurunan getaran rotasional sistem pada $r_{fr} = 1$ dengan $r_l = 2,21$. Berdasarkan gambar tersebut terlihat bahwa pengurangan getaran arah rotasi terbaik adalah sebesar 55% yang terjadi ketika sistem diberikan masa absorber sebesar $m_s/10$.

Pengurangan Getaran translasi pada rasio frekuensi 1 ditunjukan sebagaimana gambar 3.3 (b). Berdasarkan simulasi yang dilakukan ditunjukan bahwa pengurangan getaran paling maksimum terjadi saat masa absorber yang diberikan pada sistem utama sebesar 0,028 dari masa sistem. Dalam kondisi maksimal ini diperoleh nilai prosentase pengurangan getaran sebesar 93,21 %.

4.4.6 Pengaruh perubahan masa absorber (m_a) terhadap karakteristik RMS untuk $r_l = 4,42$

A. Karakteristik RMS respon getaran

Pemberian masa absorber pada rasio lengan momen 4,42 mengakibatkan adanya hubungan yang saling berkaitan antara gerak translasi dan rotasi. gerak translasi akan mempengaruhi respon gerak rotasi dan gerak rotasi juga akan mempengaruhi respon gerak translasi. Resonansi pertama sebagaimana terlihat pada gambar 4.34 lebih dikarenakan oleh pengaruh *anggular displacement* saat resonansi arah rotasi terjadi, sehingga diperoleh tiga buah puncak pada RMS *displacement*.



Gambar 4.34 Perubahan karakteristik RMS *displacement* dengan perubahan m_a untuk $r_l = 4,42$



Gambar 4.35 Perubahan karakteristik RMS *angular displacement* dengan perubahan m_a untuk $r_l = 4,42$

Pemberian besar masa *absorber* yang berbeda akan memberikan efek perubahan yang berbeda pula terhadap grafik RMS *displacement*. Beberapa efek perubahan pada RMS *displacement* karena perubahan besar masa *absorber* adalah: berubahnya jarak antara resonansi kedua dan ketiga, berubahnya nilai RMS *displacement* sistem saat resonansi terjadi, berubahnya posisi antiresonansi, dan berubahnya RMS *displacment* saat terjadi antiresonansi.

Semakin besar masa *absorber* yang diberikan pada sistem utama maka jarak antara resonansi kedua dan ketiga pada gerak translasi akan semakin lebar. Melebarnya jarak antar resonansi berarti juga bahwa range frekuensi dimana terjadi penurunan getaran arah translasi juga semakin melebar. Kondisi ini tentunya akan lebih menguntungkan, karena daerah operasi sistem menjadi semakin lebar. Adapun resonansi kedua dan ketiga dari sistem untuk nilai $m_a = m_s/40$ terjadi pada $r_f = 0.9403$ dan $r_f = 1,107$. Untuk $m_a = m_s/20$ terjadi pada $r_f =$ 0.9243 dan $r_f = 1,158$. Sedangkan untuk $m_a = m_s/10$ resonansi kedua dan ketiga terjadi pada $r_f = 0.9084$ dan $r_f = 1,245$.

Pada gambar grafik hasil simulasi diperlihatkan pula bahwa semakin semakin besar masa absorber yang diberikan maka besar RMS *displacement* saat terjadinya resonansi akan semakin tinggi. Baik resonansi pertama, kedua maupun ketiga akan mengalami kenaikan nilai RMS *displacement* apabila masa *absorber* semakin besar. RMS *displacement* untuk frekuensi natural ketiga pada $m_a = \frac{1}{10}m_s$ bahkan malah lebih tinggi dibandingkan RMS *displacement* saat sistem tanpa diberi DVA sebagaimana gambar 4.28. hal ini dikarenakan ketika masa absorber yang digunakan semakin besar, maka inersia yang dibawa oleh masa absorber tersebut juga akan menjadi semakin besar. Sehingga ketika terjadi interferensi destruktif antara masa absorber dan gerak translasi sistem utama, maka nilai displacement dari sistem utama akan menjadi semakin besar.

Perubahan besar masa *absorber* juga mengakibatkan bergesernya rasio frekuensi dari antiresonansi dan nilai RMS *displacement* saat antiresonansi terjadi. Semakin besar masa *absorber* yang digunakan maka antiresonansi terjadi pada rasio frekuensi yang lebih besar sebagaimana pada gambar 4.34. Nilai RMS *displacement* dari antiresonansi juga terlihat semakin besar seiring dengan semakin besarnya masa *absorber* yang digunakan. Untuk masa *absorber* $m_s/40$ RMS *displacement* bernilai 0,0002094 m yang terjadi pada $r_f = 1,034$, sedangkan untuk masa *absorber* sebesar $m_s/20$ diperoleh nilai RMS *displacement* sebesar $m_s/10$

RMS *displacement* minimal adalah sebesar 0,0006014 yang terjadi pada r_f = 1,114. Untuk mengetahui bentuk kontur 3D dari nilai RMS *displacement* dengan r_l = 4,42 terhadap perubahan r_f dan rasio masa (m_a/m_s), maka dapat diperlihatkan pada gambar 4.36.



Gambar 4.36 Grafik *surface* nilai RMS *displacement* pada $r_l = 4,42$ dengan perubahan r_f dan m_a/m_s

Perubahan masa *absorber* juga memberikan perubahan dalam hasil RMS *angular displacement* yang dihasilkan. Berdasarkan gambar 4.35 terdapat beberapa efek perubahan pada RMS *angular displacement* yang cukup nampak karena perubahan besar masa *absorber*, diantaranya adalah: berubahnya jarak antara resonansi kedua dan ketiga dan berubahnya nilai RMS *displacement* sistem saat resonansi terjadi.

Ketika sistem tanpa DVA, gerak arah rotasi dari sistem utama hanya mengalami sekali resonansi saja yang terjadi pada $r_{fr} = 1$. Namun Akibar terkopelnya sistem setelah pemberian masa *absorber* mengakibatkan gerak rotasi sistem mengalami 3 kali resonansi yang ditunjukan dengan 3 buah puncak RMS *angular displacement*. Resonansi kedua dan ketiga lebih banyak diakibatkan oleh gerak translasi, sehingga *angular displacement* untuk frekuensi yang berada disekitar kedua frekuensi resonansi ini akan menjadi lebih besar dibandingkan ketika tanpa pemberian DVA (gambar 4.35). Hal inilah yang mengakibatkan nilai RMS *angular displacement* untuk resonansi kedua dan ketiga pada gerak rotasi ini memiliki sifat yang sama dengan resonansi kedua dan ketiga untuk gerak translasi ketika diberikan masa *absorber* yang bervariasi. Semakin besar masa *absorbre* yang diberikan, maka jarak r_{fr} antar resonansi kedua dan ketiga akan menjadi semakin lebar dan memiliki nilai RMS *angular displacement* yang juga semakin tinggi. Untuk mengetahui bentuk kontur 3D dari nilai RMS *angular displacement* dengan $r_l = 4,42$ terhadap perubahan r_{fr} dan rasio masa (m_a/m_s) , maka dapat diperlihatkan pada gambar 4.37.



Gambar 4.37 Grafik *surface* nilai RMS *angular displacement* pada $r_l = 1$ dengan perubahan r_{fr} dan m_a/m_s pada $r_l = 4,42$

B. Prosentase Pengurangan Getaran

Apabila dilakukan perbandingan antara gambar 4.34 dan 4.35 diperlihatkan bahwa pengurangan getaran arah rotasi tidak terjadi pada frekuensi yang sama dengan frekuensi dimana terjadi pengurangan getaran arah translasi. Pada gerak translasi pengurangan getaran banyak terjadi pada daerah dimana resonansi translasi sistem tanpa DVA terjadi ($r_f = 1$), sementara getaran rotasi pada frekuensi ini justru menjadi semakin besar (lihat gambar 4.35). Pengurangan untuk getaran rotasi banyak terjadi pada frekuensi dimana frekuensi natural rotasi sistem tanpa DVA terjadi ($r_{fr} = 1$).



Gambar 4.38 Prosentase pengurangan (a) *angular displacement* dengan $r_{fr} = 1$ dan (b) *displacement* dengan $r_f = 1$ dengan $r_l = 1$

Faktor utama penyebab terjadinya penurunan getaran pada frekuensi natural translasi adalah dikarenakan timbulnya antiresonansi pada $r_f = 1$. Namun pada gerak rotasi, faktor penyebab terjadinya penurunan getaran (RMS *angular displacement*) pada $r_{fr} = 1$ lebih disebabkan oleh perubahan letak resonansi dan perubahan nilai RMS *angular displacement*. Perubahan letak resonansi dan nilai RMS *angular* displacement ini sendiri diakibatkan oleh pemberian masa *absorber* pada sistem. Setiap perubahan besar masa absorber yang diberikan tentu akan

memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan getaran yang terjadi. Berdasar hasil simulasi yang dilakukan ditunjukan bahwa semakin besar masa *absorber* yang diberikan maka besar dari penurunan getaran pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin meningkat. Gambar 4.38 (a) ditunjukan grafik prosentase penurunan getaran rotasional sistem pada $r_{fr} = 1$ dengan $r_l = 4,42$. Berdasarkan gambar tersebut terlihat bahwa pengurangan getaran arah rotasi terbaik adalah sebesar 87 % yang terjadi ketika sistem diberikan masa absorber sebesar $m_s/10$.

Pengurangan Getaran translasi pada rasio frekuensi 1 ditunjukan sebagaimana gambar 3.8 (b). Berdasarkan simulasi yang dilakukan ditunjukan bahwa semakin kecil masa absorber yang diberikan masa prosentase penguranga getaran menjadi semakin tinggi. Adapun nilai prosentasi pengurangan RMS *displacement* diperoleh sebesar 75,4 %.

4.5 Prosentase Penguranga Getaran terhadap perubahan r_l dan Masa Absorber

4.5.1 Gerak Translasi

Gambar 4.39 berikut ini merupakan grafik pengurangan getaran translasi pada rasio frekuensi 1, dengan perubahan rasio lengan momen dan perubahan masa *absorber*. Dari gambar tersebut terlihat bahwa pada r_l yang besar, prosentase pengurangan getaran translasi menjadi semakin tinggi apabila diberikan masa absorber yang lebih kecil. Namun untuk r_l yang semakin besar, maka prosentase pengurangan getaran translasi optimum terjadi ketika diberikan masa *absorber* yang lebih besar.

Pada masa absorber sebesar ms/40, reduksi getaran optimum terjadi pada r_l = 0,34 denga besar reduksi getaran translasi sebesar 94,77%. Dengan semakin besarnya masa absorber yang diberikan maka titik optimum pengurangan getaran translasi menjadi semakin bergeser kepada rasio lengan momen yang lebih kecil. Pengurangan getaran translasi tertinggi terjadi untuk masa absorber sebesar ms/10, yang terjadi pada r_l = 0,04 dengan nilai reduksi getaran sebesar 98,82%.



Gambar 4.39 Prosentase pengurangan RMS *displacement* dengan $r_f = 1$

4.5.2 Gerak Rotasi

Gambar 4.40 berikut ini merupakan grafik pengurangan getaran rotasi pada rasio frekuensi rotasi 1, dengan perubahan rasio lengan momen dan perubahan masa *absorber*. Untuk pemberian lengan momen nol pemberian masa sebesar apapun tetap tidak terjadi penurunan getaran rotasi sistem. Hal ini dikarenakan tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi sistem, sehingga pemberian masa absorber tidak berpengaruh sama sekali terhadap getaran rotasi.



Gambar 4.40 Prosentase pengurangan RMS *angular displacement* dengan $r_f = 0,3538$

Dari gambar tersebut terlihat bahwa prosentase pengurangan getaran arah rotasi akan semakin tinggi dengan semakin besarnya rasio lengan dan masa *absorber* yang diberikan. Adapun pengurangan getaran rotasi yang paling optimum dari hasil simulasi yang dilakukan ini adalah sebesar 95,71 % yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar $m_s/10$ pada $r_l = 1$.

4.5.3 Optimasi Penurunan Getaran Translasi & Rotasi

Untuk mengetahui penurunan getaran yang optimum untuk getaran translasi sekaligus rotasi, maka dilakukan perpotongan antara grafik *surface* yang didapatkan pada gambar 4.40 dan 4.39. Dari proses perpotongan ini diperoleh sebuah garis yang merupakan gabungan dari titik-titik yang memiliki nilai prosentase penurunan getaran terbaik untuk gerak translasi sekaligus rotasi, sebagaimana dalam gambar 4.41 (a). pada titik- titik ini besar penurunan getaran yang terjadi adalah antara 72% hingga 82%.

Dari gambar 4.41 (b) terlihat bahwa penurunan getaran terbaik terjadi saat sistem diberikan masa *absorber* sebesar $m_s/10$ dengan posisi peletakan absorber pada $r_l = 3,5$. Adapun penurunan translasi dan rotasi yang diperoleh pada posisi ini adalah sebesar 80,533%.



Gambar 4.41 Grafik kombinasi r_l dan rasio masa untuk menghasilkan getaran translasi dan rotasi optimum

4.6 Validasi Hasil Simulasi terhadap Hasil Eksperimen

Validasi dilakukan untuk melihat kesamaan antara hasil simulasi dengan eksperiment dari prototype DVA. Hal ini dilakukan dengan membandingkan RMS percepatan serta RMS percepatan sudut hasil eksperiment terhadap hasil simulasi yang telah dilakukan. Jika tren yang dihasilkan simulasi berbeda maka kemungkinan besar terjadi kesalahan dalam proses simulasi. Dalam proses validasi ini hasil eksperimen menjadi acuan dari hasil simulasi. Selain untuk melihat kesamaan tren, juga untuk melihat seberapa besar eror yang terjadi pada simulasi.

4.6.1 Pengujian kecepatan putar keluaran motor

Besar frekuensi eksitasi input dalam eksperiment diatur dengan menggunakan inverter. Adapun putaran set point dari inverter yang dipilih dalam eksperiment adalah antara set point 10 hingga 23. Untuk mengetahui frekuensi yang sebenarnya untuk setiap set point maka dilakukan pengujian untuk dengan menggunakan tachometer inframerah. Tabel 4.7 berikut ini diperlihatkan frekuensi yang sebenarnya untuk setiap set point hasil dari pegujian yang telah dilakukan.

Set Point	Frekuensi (Hz)
10	4.4
11	4.96
12	5.48
13	5.98
14	6.5
15	7
16	7.5
17	8
18	8.48
19	8.98
20	9.47
21	9.98
22	10.48
23	10.98

Tabel 4.7 Data	Frekuensi	setiap	Set	Point
----------------	-----------	--------	-----	-------

4.6.2 Pengukuran panjang ekivalen dari cantilever *absorber*

Pengukuran panjang ekivalen dari cantilever ini dilakukan agar diperoleh kekakuan absorber yang sebagaimana diinginkan. Dalam validasi yang dilakukan kekakuan *absorber* sebesar $K_s/20$, yang setara dengan 3880 N/m. Untuk memperolehnya maka dilakukan dengan menghitung nilai kekakuan pada suatu titik yang berjarak 14 cm dari sistem utama. Tabel 4.8 berikut ini diperlihatkan perhitungan kekakuan ekivalen dari cantilever absorber pada jarak 14 cm tersebut. **Tabel 4.8** Perhitungan Kekakuan Ekivalen Cantilever pada 14 cm

M (Kg)	W (N)	⊿ H	K
0.188	1.88	0.00205	917.07
0.406	4.06	0.0051	796.08
0.7	7	0.00775	903.23
1.356	13.56	0.01705	795.31
		K_x	852.92



Gambar 4.42 Pengujian nilai kekakuan ekivalen dari cantilever absorber pada jarak tertentu

Dari hasil pengujian diatas diperoleh nilai kekakuan pada ekivalen pada posisi 14 cm adalah sebesar 852,9 N/m. Dengan memasukan nilai kekakuan ekivalen ini kedalam persamaan 3.2 maka untuk memperoleh kekakuan absorber sebesar 3880 N/m diperlukan panjang cantilever sebagai berikut:

$$\frac{852,9 N/m}{3880 N/m} = \frac{l_a^3}{(0,14 m)^3}$$

Sehingga diperoleh nilai l_a sebesar:

 $l_a = 0,0844 m$

4.6.3 Hasil RMS percepatan untuk sistem tanpa DVA

Data setiap set point yang diperoleh kemudian diolah dengan bantuan mathlab untuk mendapatkan nilai RMS percepatan dalam kondisi tanpa DVA. Secara lebih detailnnya proses ini dilakukan sebagaimana dalam lampiran 2. Perbandingan nilai RMS percepatan dari hasil simulasi dan eksperiment untuk kondisi tanpa DVA ditunjukan sebagaimana dalam tabel 4.9. Untuk mengetahui bentuk tren line dari RMS percepatan hasil simulasi dan eksperiment maka tabel 4.9 dapat disajikan kedalam grafik sebagaimana pada gambar 4.43.

Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan Exp (m/s^2)	RMS Percepatan simulasi (m/s^2)
7,4	0,88	0,59
7,96	1,05	0,89
8,48	1,66	1,30
8,98	1,44	1,87
9,5	2,17	2,76
10	4,10	4,12
10,5	7,98	6,45
11	14,35	10,82
11,48	24,06	18,97
11,98	34,19	26,82
12,47	32,25	21,9
12,98	18,51	16,6
13,48	8,06	13,79
13,98	8,01	12,22

Tabel 4.9 Perbandingan RMS Percepatan tanpa DVA

Dari Gambar 4.43 terlihat jelas bahwa pada simulasi nilai puncak RMS percepatan dari hasil simulasi adalah sebesar 26,22 m/s², sedangkan nilai puncak RMS percepatan dari hasil eksperiment yang dilakukan adalah sebesar 34,19 m/s². Dengan demikian secara perhitungan besar error yang terjadi pada puncak dari RMS percepatan adalah sebesar

$$\%_{error} = \frac{34,19 - 26,22}{34,19} x \ 100\% = \ 23,31\%$$

Pada perhitungan diatas terlihat bahwa error yang terjadi pada nilai puncak RMS percepatan sebesar 23,31 %. Besar error ini kemungkinan diakibatkan oleh adanya eksitasi tambahan yang berasal dari motor listrik. Saat motor listrik bekerja maka rotor dari motor listrik yng sedar berputar akan berfungsi sebagaimana masa *unbalance* yang justru menambak besar eksitasi yang bekerja pada sistem.



Gambar 4.43 Grafik perbandingan percepatan hasil eksperiment dan hasil simulasi tanpa DVA

Dengan cara yang sama sebagaimana dalam di atas, maka error dari setiap frekuensi dapat ditabelkan sebagaimana dalam tabel 4.10 berikut. Dari tabel terlihat bahwa semakin besar frekuensi yang diberikan RMS percepatan hasil eksperiment ternyata jauh lebih rendah dari hasil simulasi. Hal ini kemungkinan dapat diakibatkan oleh tersalurnya sebagian getaran dari sistem kepada meja dudukan yang digunakan saat melakukan penelitian. Adapun error rata-rata yang diperoleh antara hasil eksperiment dan simulasi adalah sebesar 27,91%. Meskipun terjadi kedua error di atas namun secara garis besar bentuk tren dari hasil eksperiment hampir sama dengan simulasi.

Frekuensi (Hz)	Error (%)
7,4	29,08
7,96	24,03
8,48	19,64
8,98	32,19
9,5	28,52
10	1,34
10,5	18,94

Tabel 4.10 Prosentase Error untuk Percepatan Sistem tanpa DVA

Frekuensi (Hz)	Error (%)
11	24,82
11,48	22,14
11,98	23,32
12,47	32,84
12,98	10,57
13,48	70,92
13,98	52,42
Error Rata-rata	27,91

4.6.4 Hasil RMS percepatan sudut untuk sistem tanpa DVA

Getaran arah rotasi diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.12 sebagaimana dalam bab 3. Sebagaimana dalam getaran translasi tanpa DVA, data dalam getaran rotasional ini kemudian diolah dengan bantuan mathlab untuk mendapatkan nilai RMS percepatan sudut dalam kondisi tanpa DVA. Secara lebih detailnnya proses ini dilakukan sebagaimana dalam lampiran 2.

Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan Sudut Exp (rad/s^2)	RMS Percepatan Sudut Simulasi (rad/s^2)
7,4	6,41	7,032
7,96	7,39	7,58
8,48	7,95	8,13
8,98	7,73	8,81
9,5	11,31	9,53
10	10,73	10,29
10,5	13,39	11,07
11	11,84	11,94
11,48	16,83	12,8
11,98	15,84	13,75
12,47	14,57	14,8
12,98	14,39	15,84
13,48	17,79	16,9
13,98	22,43	18,03

 Tabel 4.11 Perbandingan RMS Percepatan Sudut tanpa DVA

Perbandingan nilai RMS percepatan sudut dari hasil simulasi dan eksperiment untuk kondisi tanpa DVA ditunjukan sebagaimana dalam tabel 4.11. untuk mengetahui bentuk tren line dari RMS percepatan sudut hasil simulasi dan



eksperiment maka tabel 4.11 dapat disajikan kedalam grafik sebagaimana pada gambar 4.44.

Gambar 4.44 Grafik perbandingan percepatan sudut hasil eksperiment dan hasil simulasi tanpa DVA

Untuk frekuensi eksitasi sebesar 13,98 Hz RMS percepatan sudut yang diperoleh dari hasil simulasi bernilai 18,03 m/s², namun dari eksperiment yang dilakukan diperoleh nilai RMS percepatan sudut sebesar 22,43 m/s². Dengan demikian pada frekuensi ini terjadi error antara hasil eksperiment dan simulasi sebesar:

$$\%_{error} = \frac{22,43 - 18,03}{22,43} x \ 100\% = \ 18,03 \ \%$$

Dari perhitunga % error diatas ternyata hasil RMS percepatan sudut simulasi yang dilakukan lebih besar 18,03% jika dibandingkan dengan hasil simulasi. Lebih besarnya nilai respon yang diperoleh saat frekuensi tinggi ini dapat dikarenakan oleh adanya gaya eksitasi tambahan yang diberikan oleh rotor dari motor listrik ketika motor bekerja, sehingga nilai RMS yang dihasilkan pada eksperimen menjadi sedikit lebih tinggi dibandingkan simulasi.

Dengan menggunakan cara perhitungan yang sama sebagaimana diatas, maka dapat dicari error untuk setiap frekuensi yang digunakan untuk validasi sebagaimana tabel 4.12 berikut. Dari tabel 4.12 diperlihatkan bahwa rata-rata error yang terjadi adalah sebesar 9,98%.

Frekuensi (Hz)	Error (%)
7,4	9,64
7,96	2,59
8,48	2,27
8,98	13,87
9,5	15,78
10	4,11
10,5	17,31
11	0,83
11,48	23,94
11,98	13,18
12,47	1,61
12,98	10,02
13,48	5,04
13,98	19,62
Error Rata-rata	9,99

Tabel 4.12 Prosentase Error untuk Percepatan Sudut Sistem tanpa DVA

4.6.5 Hasil RMS percepatan untuk sistem dengan DVA

Data setiap set point yang diperoleh kemudian diolah dengan bantuan mathlab untuk mendapatkan nilai RMS percepatan dalam kondisi dengan DVA. Secara lebih detailnnya proses ini dilakukan sebagaimana dalam lampiran 2. Perbandingan nilai RMS percepatan dari hasil simulasi dan eksperiment untuk kondisi tanpa DVA ditunjukan sebagaimana dalam tabel 4.13. untuk mengetahui bentuk tren line dari RMS percepatan hasil simulasi dan eksperiment maka tabel 4.13 dapat disajikan kedalam grafik sebagaimana pada gambar 4.45.

• • • • • • • • • • • • • • • • • • • •	Tabel 4.13	Perbandingan	RMS Perce	epatan dengan	DVA
---	-------------------	--------------	------------------	---------------	-----

Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan Exp	RMS Percepatan simulasi
7,4	1,08	0,85
7,96	1,22	0,98
8,48	1,73	1,47
8,98	1,81	2,21
9,5	2,94	3,58
10	8,16	6,41

Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan Exp (m/s^2)	RMS Percepatan simulasi (m/s^2)
10,5	15,56	13,13
11	6,19	8,43
11,48	2,49	3,81
11,98	3,25	2,18
12,47	3,87	6,35
12,98	9,88	17,14
13,48	16,63	25,61
13,98	15,25	19,71



Gambar 4.45 Grafik perbandingan percepatan hasil eksperiment dan hasil simulasi dengan DVA

Dari gambar 4.45 diatas terlihat jelas bahwa pada simulasi nilai *peak* RMS percepatan pertama dari hasil simulasi adalah sebesar 13,13 m/s², yang mana dari hasil eksperiment yang dilakukan diperoleh sebesar 15,56 m/s². Peak RMS percepatan pertama terjadi pada frekuensi yang sama yaitu pada 10,5 Hz. Dengan demikian secara perhitungan besar error yang terjadi pada *peak* dari RMS percepatan adalah sebesar

$$\%_{error} = \frac{15,56 - 13,13}{15,555} x \ 100\% = \ 15.59 \ \%$$

Pada perhitungan diatas terlihat bahwa error yang terjadi pada nilai *peak* RMS percepatan pertama sebesar 15.59 %. Besarnya error pada nilai *peak* RMS percepatan antara hasil eksperiment dan simulasi ini bisa diakibatkan oleh adanya

gaya eksitasi tambahan yang diberikan oleh rotor dari motor listrik ketika motor dihidupkan, sehingga nilai RMS yang dihasilkan pada eksperimen menjadi sedikit lebih tinggi dibandingkan simulasi.

Pada gambar 4.45 juga diperlihatkan semakin tinggi eksitasi yang diberikan RMS percepatan hasil dari simulasi menjadi menurun sangat drastis dibandingkan RMS percepatan hasil simulasi. Pada frekuensi 13,48 Hz nilai RMS percepatan hasil simulasi adalah sebesar 25,61 m/s², sementara dari hasil eksperimen yang dilakukan hanya sebesar 16,62488 m/s². Dengan demikian terjadi error sebesar

$$\%_{error} = \frac{25,61 - 16,63}{16,63} x \ 100\% = \ 54,05\%$$

Besar error saat frekuensi tinggi diatas bisa diakibatkan oleh tersalurnya sebagian getaran dari sistem kepada meja yang digunakan dalam penelitian ini. hal ini biasa terjadi ketika eksitasi yang diberikan pada sistem cukup tinggi, sehingga meja yang digunakan dalam penelitian juga ikut tergetar.

Dengan perhitungan yang sama dengan kedua cara di atas maka error dari setiap frekuensi dalam tabel 4.13 di atas dapat disajikan sebagaimana dalam tabel 4.14 dibawah ini. Dari tabel 4.14 terlihat bahwa error rata-rata dari hasil validari yang dilakukan adalah sebesar 34,25 %. Meskipun terjadi sejumlah besar error sebagaimana telah dijelaskan di atas, namun secara garis besar bentuk tren grafik hasil eksperiment hampir sama dengan hasil simulasi yang telah dilakukan.

Tabel 4.14 Prosentase Error Untuk Percepatan Sistem dengan D

Frekuensi (Hz)	Error (%)
7,4	21,32
7,96	19,25
8,48	15,03
8,98	22,14
9,5	21,62
10	21,50
10,5	15,59
11	36,07
11,48	53,23
11,98	32,91
12,47	64,21
12,98	73,41
13,48	54,05

Frekuensi (Hz)	Error (%)
13,98	29,22
Error Rata-rata	34,25

4.6.6 Hasil RMS percepatan sudut untuk sistem dengan DVA

Getaran arah rotasi diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.15 sebagaimana dalam bab 3. Sebagaimana dalam getaran translasi tanpa DVA, data dalam getaran rotasional ini kemudian diolah dengan bantuan mathlab untuk mendapatkan nilai RMS percepatan sudut dalam kondisi tanpa DVA. Secara lebih detailnnya proses ini dilakukan sebagaimana dalam lampiran 2.

Tabel 4.15	Perbandingan	RMS Percepatan	dengan DVA
-------------------	--------------	----------------	------------

Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan Sudut Exp (rad/s^2)	RMS Percepatan Sudut simulasi (rad/s^2)
7,4	7,44	7,032
7,96	7,28	7,58
8,48	7,99	8,13
8,98	6,84	8,81
9,5	7,03	9,53
10	10,77	10,29
10,5	11,44	11,07
11	10,99	11,94
11,48	11,50	12,8
11,98	11,73	13,75
12,47	12,98	14,8
12,98	14,36	15,84
13,48	15,74	16,9
13,98	17,25	18,03

Perbandingan nilai RMS percepatan sudut dari hasil simulasi dan eksperiment untuk kondisi tanpa DVA ditunjukan sebagaimana dalam tabel 4.15. untuk mengetahui bentuk tren line dari RMS percepatan sudut hasil simulasi dan eksperiment maka tabel 4.15 dapat disajikan kedalam grafik sebagaimana pada gambar 4.46.


Gambar 4.46 Grafik perbandingan percepatan sudut hasil eksperiment dan hasil simulasi dengan DVA

Untuk frekuensi eksitasi sebesar 7,4 Hz RMS percepatan sudut yang diperoleh dari hasil simulasi bernilai 7,032 rad/s², namun dari eksperiment yang dilakukan diperoleh nilai RMS percepatan sudut sebesar 7,437 rad/s². Dengan demikian pada frekuensi ini terjadi error antara hasil eksperiment dan simulasi sebesar:

$$\%_{error} = \frac{7,437 - 7,032}{7,437} x \ 100\% = \ 5,45 \ \%$$

Dari perhitunga prosentase error diatas ternyata besar penyimpangan RMS percepatan sudut pada frekuensi 7.4 Hz adalah sebesar 5,445 %. Dengan cara yang sama maka dapat diperoleh besar error untuk masing-masing frekuensi sebagaimana dalam tabel 4.16 berikut. Dari tabel Dari tabel 4.16 terlihat bahwa error rata-rata dari hasil validari yang dilakukan adalah sebesar 11,167 %. **Tabel 4.16** Prosentase Error untuk Percepatan Sudut Sistem dengan DVA

Frekuensi (Hz)	Error (%)
7,4	5,45
7,96	4,046
8,48	1,68
8,98	28,71
9,5	35,49
10	4,46

Frekuensi (Hz)	Error (%)
10,5	3,23
11	8,65
11,48	11,33
11,98	17,18
12,47	14,01
12,98	10,27
13,48	7,34
13,98	4,51
Error Rata-rata	11,17

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

BAB 5

KESIMPULAN & SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada bab ini akan disimpulkan hasil dari penelitian tesis ini, yaitu sebagai berikut:

- 1. Penurunan getaran maksimum pada resonansi mode pertama $(r_{fr}=1)$ adalah sebesar 87,51% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar $m_s/10$ dengan $r_l = 4,42$.
- 2. Penurunan getaran maksimum pada resonansi mode kedua $(r_{f}=1)$ adalah sebesar 98,8% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar ms/10 dengan $r_{l} = 0$.
- 3. Penurunan getaran translasi dan rotasi yang paling optimum adalah sebesar 80,5% yang terjadi saat sistem diberikan masa absorber sebesar $m_s/10$ dengan $r_l = 3,5$.
- Berdasar hasil simulasi yang dilakukan ditunjukan daerah pengurangan getaran translasi menjadi semakin lebar bila masa yang diberikan semakin besar.
- 5. Berdasarkan validasi yang dilakukan diperlihatkan bahwa tren grafik RMS percepatan hasil simulasi hampir sama dengan hasil eksperimen.

5.2 Saran

Penelitian ini masih banyak memiliki kekurangan, oleh karena itu penulis mempunyai beberapa saran, yaitu:

 Untuk memperkecil adanya eror pada hasil eksperimen maka alangkah lebih baik lagi bila alat uji DVA yang ada pada laboraturium vibrasi diletakan dilantai.

- 2. Pengaruh vibrasi karena rotor dari motor listrik alangkah lebih baiknya juga dimasukan dalam simulasi untuk mengurangi besar eror yang terjadi.
- 3. Bahan cantilever absorber yang digunakan lebih baik menggunakan stainles steel lain yang lebih tahan terhadap beban lelah.

DAFTAR PUSTAKA

- Rao, Singiresu S., (2004), Mechanical Vibration", Fourth edition, Pearson Education International, New Jersey.
- [2] Mekalke, G.C.2013. studied on double stage engine mounting for vibration reduction. IJERA journal Sound and Vibration. vol 3
- [3] Park, Jeong guen. "Optimation of Crank Angle to Reduce Excitation Force and Moment in engine".
- [4] Yoshida, Kazuo.1995. "active vibration control for builder subjected to horizontal and vertical large seismic excitation". IEEE Conferenceon Decision and Control.
- [5] Tang, Xiudong. 2010. Regenerative semi-active control of tall building vibration with semi TMDs. IEEE Control conference.
- [6] Koo, Jeong hoi. 2007. "Dynamic performance analysis of non linier tuned vibration absorber". Science Direct Journal Sound and Vibration. 1927-1937
- [7] Samani, Farhas S.2010. "Vibration reduction of beam under successive traveling loads by mean of linear and nonlinear absorber". Science Direct Journal Sound and Vibration. 2273-2290.
- [8] Krenk, Steen.2013. "tuned mass absorber on a fleksible structure". Science Direct Journal Sound and Vibration. 1577-1595
- [9] Najafi, M. 2009. Optimation design of beam vibration absorber under point harmonic excitation. IEEE proceeding.
- [10] wong w.o. 2007 "design of a dynamic vibration absorber for vibration isolation of beam under point of distribution". Science direct journal of sound and vibration 898-908.

- [11] Prashant R, Kshirsager. 2012. "Design, development and testing of dualmass dynamic vibration absorber to control the vibration in cantilever beam". Journal of Engineering Research and Studies. Vol III.
- [12] Chey. M.H. 2008. "Resetable Tuned Mass Dumper and its Application to Isolated Stories Building System". WCEE Conference on eartquake engineering.
- [13] N. Jallil. 2010. "Optimum Design of Vibration Absorbr for Structurally Dumped Timosenko Beam". ASME Journal Vibration and Acoustic. To 129.5.112.20.
- [14] Latas, Weldemar. 2014. Optimum Tuning of the Tunable Translational-Rotational Dynamic Absorber in Global Vibration Control Problem in Beam. Journal of Civil Engineering, Environment and Architecture. 107-118.
- [15] H Kojima.1983. "Forced Vibration of a Beam with a Non-Linear Dynamic Vibration Absorbre". Science Direct Journal Sound and Vibration. 559-586.
- [16] Bonsel J.H. 2003. "Application of Dynamic Vibration Absorber to a Piecewise Linear Beam System". Science Direct Journal Sound and Vibration.
- [17] Close, Charles M., Frederick, Dean H. dan Newell, Jonathan C., (2002), Modeling and Analysis of Dynamic System, Third edition, John Wiley & Sons.

Set	Data Pengukuran ke-n (Rpm)						rata-	rata-									
Point Inverter	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	rata(rpm)	rata(Hz)
10	406.2	447.7	446.7	446.3	447.2	446.3	446.8	446.7	446.7	447.4	446.8	446.6	446.8	446.5	447.2	444.127	7.4021111
11	478.3	477.8	477.2	477.3	478	476.8	478.1	477.8	477.6	477.8	478.5	478.4	478.3	478.2	478.1	477.88	7.9646667
12	508.7	509.1	508.6	508.5	508.6	507.8	509	508.7	508.9	508.3	508.1	508.3	508.6	508.4	508.4	508.533	8.4755556
13	537.9	538.9	540	539.7	538.4	529.8	540	538.7	539.9	539.2	539.5	539.9	540.2	539.6	537.2	538.593	8.9765556
14	570.7	570	570.2	570	569.7	570.1	570.3	569.9	571.2	570.2	570.1	570.1	570	570.3	569.7	570.167	9.5027778
15	600.5	600	599.8	599.7	599.1	600.3	600	600.3	599.9	600.2	601.2	600.4	600.3	600	599.7	600.093	10.001556
16	630.4	629.4	629.9	629.8	630.3	630.2	630.7	629.1	630.2	629.7	629.5	628.5	630.3	629.6	629.6	629.813	10.496889
17	659.8	661	660.1	659.9	659.5	659.8	658.5	659.5	660.6	658.6	660.4	659.7	660	659.2	659.7	659.753	10.995889
18	688.6	688.2	687.7	688.9	689.1	688.6	689.2	689.3	688.6	688.9	689.4	689.1	688.2	689.1	688.6	688.767	11.479444
19	720.8	719	718.3	718.5	717	717.2	721.2	720	720.3	717.2	718.4	715.5	718.4	718.9	718.7	718.627	11.977111
20	748	747.3	748.5	749.7	748.2	749	748.3	749.4	749.2	748.2	748.4	744	748.7	748.6	748.9	748.293	12.471556
21	779	778.8	778.3	779	778.8	778.1	778.4	779.9	778.4	779.3	778	778.5	780	781	779.2	778.98	12.983
22	807	808.5	807.6	807.7	807.6	808.2	809.1	808.2	809	808.9	808.6	810.5	809.1	809.6	808.7	808.553	13.475889
23	837.6	838.3	838.4	838.9	838.7	838.3	838.9	839	838.8	838.6	838.8	838.4	839.6	839.7	838.6	838.707	13.978444
24	867.2	867.5	867.5	869.7	868.5	868.3	868.4	868	868.5	867.5	868.1	868.5	868.4	868.1	868.5	868.18	14.469667
25	894.7	894.8	894.2	894.6	894.9	894.2	893.9	894.1	893.2	893.4	893.7	893.6	892.7	893.3	893.9	893.947	14.899111

Lampiran 1: Data pengukuran putaran motor

Lampiran 2: Data pengukuran kekakuan cantilever sistem
--

Beban					Gaya tiap Cantilever		
(Kg)	F (N)	sisi motor	sisi kopling	panjang average	(N)	Δ x (m)	К
0	0	149.9	153.1	151.5	0		
13.884	138.84	149.1	149.9	149.5	69.42	0.002	34710
18.884	188.84	148.4	149.2	148.8	94.42	0.0027	34970.3704
23.884	238.84	148.3	148.2	148.25	119.42	0.00325	36744.6154
28.884	288.84	148	148	148	144.42	0.0035	41262.8571
33.884	338.84	147.95	147.95	147.95	169.42	0.00355	47723.9437
38.884	388.84	146	146.6	146.3	194.42	0.0052	37388.4615
						average	38800.0413

Puncak Tegangan ke- n	Ketinggian puncak Tegangan ke-n (Volt)	Ketinggian puncak Tegangan ke-n (Volt)	Tegangan Rata- rata ke-n (Volt)	Tegangan rata-rata ke- (n+1) / Tegangan rata-rata ke-n	2*C	C (N.s/m)
1.	0.0575	-0.06442	0.06096	1.205338606	61.70056	30.85027805
2.	0.04913	-0.05202	0.050575	1.331621906	94.56149	47.28074272
3.	0.03762	-0.03834	0.03798	1.408231368	112.9802	56.49010729
4.	0.02671	-0.02723	0.02697	1.407252805	112.7515	56.37573971
5.	0.02029	-0.01804	0.019165	1.654722846	165.9275	82.96377075
6.	0.01438	-0.008784	0.011582	1.411922467	113.8415	56.92076418
7.	0.01218	-0.004226	0.008203	Average	average	49.58352639

Lampiran 3: Data pengukuran redaman cantilever sistem

Lampiran 4: Pengolahan data dengan DVA

Gambar 1 dan 2 berikut ini merupakan gambar voltase yang ditampilkan oleh chanel 1 dan chanel 2 sebelum dilakukan filter. Data diambil dengan memberikan frekuensi sebesar 7,4 Hz pada kondisi dengan masa *absorber*.





-0.2

Gambar 2 Data chanel 2

Data sebagaimana dalam chanel 1 merupakan data untuk gerak translasi. sementara data untuk gerak rotasi dicari dengan mencari dengan formula berikut:

(CH2 - CH1) / 0,25

Sehingga diperoleh voltase untuk gerak rotasi sebagaimana dalam gambar 3 berikut:



Gambar 3 Data voltase rotasi

Dari data pada gambar 1 dan 3 kemudian dilakukan smoothing, shingga diperoleh sebagaimana gambar 4 dan 5 berikut:



Gambar 4 Hasil filter voltase keluaran untuk gerak translasi



Gambar 5 Hasil filter voltase keluaran untuk gerak rotasi

Dari data hasil filter sebagaimana dalam gambar 4 di atas maka diperoleh nilai RMS voltae untuk gerak traslasi sebesar 0,0147 volt. Untuk menghitung besar RMS percepatan, maka RMS voltase yang didapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan 3.12

$$percepatan = \frac{G_1}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100}$$
$$percepatan = \frac{0,0147}{0,01} \cdot 10 \cdot \frac{7.4}{100}$$
$$percepatan = 1,080 \text{ m/s}^2$$

Dari data hasil filter sebagaimana dalam gambar 5 di atas maka diperoleh nilai RMS voltae untuk gerak traslasi sebesar 0,1005 volt. Untuk menghitung besar RMS percepatan, maka RMS voltase yang didapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan 3.12

 $percepatan \ sudut = \frac{G_1}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100}$ $percepatan \ sudut = \frac{0,1005}{0,01} \cdot 10 \cdot \frac{7.4}{100}$ $percepatan \ sudut = 1,080 \ m/s^2$

Data baik untuk kondisi dengan maupun tanpa DVA diolah dengan cara sebagaimana di atas. Secara keceluruhan hasil dari proses ini ditunjukan sebagaimana dalam lampiran 5,6,7, dan juga 8.

Lampiran 5: Tabel Perhitungan RMS Percepatan Dengan DVA

Set Point	put motor exp (Hz)	RMS Voltase (Volt)	RMS Percepatan Exp (m/s^2)	RMS Percepatan Simulasi (m/s^2)	Besar Error (%)
10	7,4	0,0147	1,080293974	0,85	21,31771344
11	7,96	0,015287809	1,216909599	0,9827	19,24626113
12	8,48	0,020428755	1,732358401	1,472	15,02913027
13	8,98	0,020185939	1,812697349	2,214	22,13842545
14	9,5	0,030993873	2,944417937	3,581	21,61996281
15	10	0,0816	8,16	6,406	21,49509804
16	10,5	0,14814472	15,55519561	13,13	15,59090395
17	11	0,0563	6,193	8,427	36,07298563
18	11,48	0,021658878	2,486439206	3,81	53,23117456
19	11,98	0,0271	3,24658	2,178	32,91402029
20	12,47	0,031	3,8657	6,348	64,21346716
21	12,98	0,07615	9,88427	17,14	73,40683733
22	13,48	0,09333	12,580884	25,61	103,5628021
23	13,98	0,10911	15,253578	19,71	29,2155847
				Error Rata-rata	37,78959763

set point	put motor exp (Hz)exp	RMS Voltase (Volt)	RMS Percepatan Sudut Exp (rad/s^2)	RMS Percepatan Sudut Simulasi (rad/s^2)	Besar Error (%)
10	7,4	0,1005	7,437	7,032	5,445744252
11	7,96	0,091488119	7,282454252	7,577	4,044594554
12	8,48	0,094241257	7,991658603	8,126	1,681020223
13	8,98	0,076186702	6,841565825	8,806	28,7132248
14	9,5	0,074026627	7,032529575	9,528	35,4846773
15	10	0,1077	10,77	10,29	4,456824513
16	10,5	0,108942627	11,43897585	11,07	3,225602155
17	11	0,0999	10,989	11,94	8,654108654
18	11,48	0,10015256	11,49751386	12,8	11,32841551
19	11,98	0,0896	10,73408	13,75	28,09667899
20	12,47	0,1041	12,98127	14,8	14,01041655
21	12,98	0,110665867	14,36442952	15,84	10,27239183
22	13,48	0,1168	15,74464	16,9	7,338116337
23	13,98	0,1234	17,25132	18,03	4,513741557
				Error Rata-rata	11,9475398

Lampiran 6: Tabel Perhitungan RMS Percepatan Sudut Dengan DVA

set point	put motor exp (Hz)	RMS Voltase (Volt)	RMS Percepatan Exp (m/s^2)	RMS Percepatan Simulasi (m/s^2)	Besar Error (%)
10	7,4	0,011895279	0,880250621	0,6243	29,07701679
11	7,96	0,013162169	1,047708673	0,796	24,0246816
12	8,48	0,019530721	1,656205125	1,331	19,63555843
13	8,98	0,015989471	1,435854518	1,898	32,18609379
14	9,5	0,022819162	2,167820415	2,786	28,51618061
15	10	0,040961847	4,096184698	4,151	1,338203875
16	10,5	0,076026787	7,982812631	6,471	18,93834543
17	11	0,130478723	14,35265956	10,79	24,82229545
18	11,48	0,209558852	24,05735627	18,73	22,14439611
19	11,98	0,285412344	34,19239884	26,22	23,31628991
20	12,47	0,258635958	32,25190396	21,66	32,8411742
21	12,98	0,142570232	18,50561617	16,55	10,56769009
22	13,48	0,059807656	8,062072002	13,78	70,92380218
23	13,98	0,057301116	8,010696024	12,21	52,42121239
				Error Rata-rata	27,91092435

Lampiran 7: Tabel Perhitungan RMS Percepatan tanpa DVA

set point	put motor exp (Hz)	RMS Voltase (Volt)	RMS Percepatan Sudut Exp (rad/s^2)	RMS Percepatan Sudut Simulasi (rad/s^2)	Besar Error (%)
10	7,4	0,08666989	6,413571886	7,032	9,642491347
11	7,96	0,013162169	7,385323742	7,577	2,595367036
12	8,48	0,019530721	7,945523396	8,126	2,271424988
13	8,98	0,015989471	7,733330678	8,806	13,87072875
14	9,5	0,022819162	11,31337627	9,528	15,78110929
15	10	0,040961847	10,73067798	10,29	4,106711465
16	10,5	0,076026787	13,38662215	11,07	17,30550191
17	11	0,130478723	11,84210737	11,94	0,826648708
18	11,48	0,209558852	16,82968	12,8	23,9438896
19	11,98	0,285412344	15,83756	13,75	13,18107082
20	12,47	0,258635958	14,56496	14,8	1,61373598
21	12,98	0,142570232	14,39738865	15,84	10,01995143
22	13,48	0,059807656	17,79764186	16,9	5,043599963
23	13,98	0,057301116	22,43155315	18,03	19,62215064
				Error Rata-rata	9,987455852

Lampiran 8: Tabel Perhitungan RMS Percepatan Sudut tanpa DVA





Keterangan:

Gain 27: 1/ma Gain 28: ca Gain 29: ka Gain 30: c1+c2+ca Gain 31: k1+k2+ka Gain 32: c1*11-c2*12-ca*b Gain 33: k1*11-k2*12-ka*b Gain 34: -c1*11+c2*12+ca*b Gain 35: -k1*l1+k2*l2+ka*b

Gain 36: c1*l1^2+c2*l2^2+ca*b^2

Gain 37: k1*l1^2+k2*l2^2+ka*b^2

Gain 38: c

Gain 39: ka

Gain 40: a

Gain 41: ca*b

Gain 47: 1/ms

Gain 48: ca

Gain 49: ka

Gain 50: 1/I

Nb : untuk sistem tanpa DVA maka nilai C $_a,\ K_a$ dan gain 27 adalah nol.

Lampiran 10: Listing Mathlab dan Literasi Program $m_a = m_s/10$

```
clear
clc
r=0.045;
                %jari-jari disc
m=0.14;
                %masa unbalance
mkp=5;
                %masa kotak kopling
mm=5;
                %masa motor
mb=3.88; % masa beam
ms=mm+mb+mkp;
ma=ms/10;
                %masa tambahan
k1=38800;
             %Masa tambanan
%konstanta kekakuan ekivalen cantilever 1
k2=k1;
                %konstanta kekakuan ekivalen cantilever 2
ka=(k1+k2)/10; %konstanta kekakuan ekivalen cantilever tambahan
c1=49.523; %konstanta redaman ekivalen cantilever 2
c2=c1; %konstanta redaman ekivalen cantilever ta
                   %konstanta redaman ekivalen cantilever 1
ca=0.595;
              %konstanta redaman ekivalen cantilever tambahan
11=0.06;
                 %jarak GC beam - cantilever 1
12=11;
                %jarak GC beam - cantilever 2
a=0.145;
                 %jarak GC beam - motor
c=a;
                %jarak GC beam - kotak kopling
% I=1/12*mb*(0.53)^2+mm*a^2+mkp*c^2; %inersia beam
I=0.322;
wn=((k1+k2)/ms)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
b=0;
                 %jarak CG beam terhadap masa tambahan
f=0;
                 %frekuensi
baris=1; kolom=1;
for f=0:0.01:30
    for b=0:0.265/2:0.265
        sim('perbandingandengandantanpadva');
        ybdd=rms(ybdd); %setelah diberik DVA
        ybdd1=rms(ybdd1);
                                %Tanpa DVA
        tbdd=rms(tbdd);
        tbdd1=rms(tbdd1);
        yb=rms(yb);
        yb1=rms(yb1);
        tb=rms(tb);
        tb1=rms(tb1);
        yadd=rms(yadd);
        yadd1=rms(yadd1);
        ya=rms(ya);
        yal=rms(yal);
        r11(baris, kolom) = (ybdd);
        r21(baris,kolom) = (ybdd1);
        r31(baris, kolom) = (tbdd);
        r41(baris, kolom) = (tbdd1);
        r51(baris,kolom) = ((ybdd1-ybdd)./ybdd1)*100;
        r61(baris, kolom) = ((tbdd1-tbdd)./tbdd1)*100;
        r71(baris, kolom) = (yb);
        r81(baris, kolom) = (yb1);
```

```
r91(baris, kolom) = (tb);
        r101(baris,kolom) = (tb1);
        r111(baris,kolom) = ((tb1-tb)./tb1)*100;
        r121(baris,kolom)=((tb1-tb)./tb1)*100;
        r131(baris,kolom) = (yadd);
        r141(baris,kolom) = (yadd1);
        r151(baris,kolom)=(ya);
        r161(baris,kolom) = (ya1);
        fdata(baris,kolom) = (f/fn);
        bdata(baris, kolom) = (b/0.265);
        b=b+0.265/2;
        baris=baris+1;
    end
    b=0;
    f=f+0.01;
    kolom=kolom+1;
    baris=1;
end
```

Lampiran 11: Listing Mathlab dan Literasi Program $m_a = m_s/20$

```
clear
clc
r=0.045;
                 %jari-jari disc
m=0.14;
                %masa unbalance
mkp=5;
                %masa kotak kopling
mm=5;
                %masa motor
mb=3.88; % masa beam
ms=mm+mb+mkp;
ma=ms/20;
                %masa tambahan
k1=38800;
             %Masa cambanan
%konstanta kekakuan ekivalen cantilever 1
k2=k1;
                %konstanta kekakuan ekivalen cantilever 2
ka=(k1+k2)/20; %konstanta kekakuan ekivalen cantilever tambahan
c1=49.523; %konstanta redaman ekivalen cantilever 2
c2=c1; %konstanta redaman ekivalen cantilever tam
                   %konstanta redaman ekivalen cantilever 1
ca=0.595; %konstanta redaman ekivalen cantilever tambahan
11=0.06;
                 %jarak GC beam - cantilever 1
12=11;
                %jarak GC beam - cantilever 2
a=0.145;
                  %jarak GC beam - motor
c=a;
                 %jarak GC beam - kotak kopling
% I=1/12*mb*(0.53)^2+mm*a^2+mkp*c^2; %inersia beam
I=0.322;
wn=((k1+k2)/ms)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
b=0;
                 %jarak CG beam terhadap masa tambahan
f=0;
                 %frekuensi
baris=1; kolom=1;
for f=0:0.01:30
    for b=0:0.265/2:0.265
        sim('perbandingandengandantanpadva');
        ybdd=rms(ybdd);
        ybdd1=rms(ybdd1);
        tbdd=rms(tbdd);
        tbdd1=rms(tbdd1);
        yb=rms(yb);
        yb1=rms(yb1);
        tb=rms(tb);
        tb1=rms(tb1);
        yadd=rms(yadd);
        yadd1=rms(yadd1);
        ya=rms(ya);
        yal=rms(yal);
        r12(baris, kolom) = (ybdd);
        r22(baris, kolom) = (ybdd1);
        r32(baris,kolom)=(tbdd);
        r42(baris, kolom) = (tbdd1);
        r52(baris, kolom) = ((ybdd1-ybdd)./ybdd1)*100;
        r62(baris, kolom) = ((tbdd1-tbdd)./tbdd1)*100;
        r72(baris, kolom) = (yb);
        r82(baris, kolom) = (yb1);
```

```
r92(baris, kolom) = (tb);
        r102(baris,kolom) = (tb1);
        r112(baris,kolom) = ((ybdd1-ybdd)./ybdd1)*100;
        r122(baris,kolom) = ((tbdd1-tbdd)./tbdd1)*100;
        r132(baris,kolom) = (yadd);
        r142(baris,kolom) = (yadd1);
        r152(baris,kolom)=(ya);
        r162(baris,kolom) = (ya1);
        fdata(baris,kolom)=(f/fn);
        bdata(baris, kolom) = (b/0.265);
        b=b+0.265/2;
        baris=baris+1;
    end
    b=0;
    f=f+0.01;
    kolom=kolom+1;
    baris=1;
end
```

Lampiran 12: Listing Mathlab dan Literasi Program $m_a = m_s/40$

```
clear
clc
r=0.045;
                 %jari-jari disc
m=0.14;
               %masa unbalance
               %masa kotak kopling
mkp=5;
mm=5;
                %masa motor
mb=3.88;
                  % masa beam
ms=mm+mb+mkp;
ma=ms/20;
                %masa tambahan
k1=38800;
                %konstanta kekakuan ekivalen cantilever 1
k2=k1;
                %konstanta kekakuan ekivalen cantilever 2
ka=(k1+k2)/20; %konstanta kekakuan ekivalen cantilever tambahan
c1=49.523; %konstanta redaman ekivalen cantilever 2
c2=c1; %konstanta redaman ekivalen cantilever tam
                   %konstanta redaman ekivalen cantilever 1
ca=0.595; %konstanta redaman ekivalen cantilever tambahan
11=0.06;
                 %jarak GC beam - cantilever 1
12=11;
                %jarak GC beam - cantilever 2
a=0.145;
                 %jarak GC beam - motor
c=a;
                %jarak GC beam - kotak kopling
% I=1/12*mb*(0.53)^2+mm*a^2+mkp*c^2; %inersia beam
I=0.322;
wn=((k1+k2)/ms)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
b=0;
                 %jarak CG beam terhadap masa tambahan
f=0;
                 %frekuensi
baris=1; kolom=1;
for f=0:0.01:30
    for b=0:0.265/2:0.265
        sim('perbandingandengandantanpadva');
        ybdd=rms(ybdd);
        ybdd1=rms(ybdd1);
        tbdd=rms(tbdd);
        tbdd1=rms(tbdd1);
        yb=rms(yb);
        yb1=rms(yb1);
        tb=rms(tb);
        tb1=rms(tb1);
        yadd=rms(yadd);
        yadd1=rms(yadd1);
        ya=rms(ya);
        yal=rms(yal);
        r14(baris, kolom) = (ybdd);
        r24 (baris, kolom) = (ybdd1);
        r34(baris,kolom)=(tbdd);
        r44(baris, kolom) = (tbdd1);
        r54(baris, kolom) = ((ybdd1-ybdd)./ybdd1)*100;
        r64(baris,kolom) = ((tbddl-tbdd)./tbddl)*100;
        r74 (baris, kolom) = (yb);
        r84(baris, kolom) = (yb1);
```

```
r94(baris, kolom) = (tb);
        r104(baris,kolom) = (tb1);
        r114(baris,kolom) = ((ybdd1-ybdd)./ybdd1)*100;
        r124(baris,kolom) = ((tbdd1-tbdd)./tbdd1)*100;
        r134(baris,kolom) = (yadd);
        r144(baris,kolom) = (yadd1);
        r154(baris,kolom)=(ya);
        r164(baris,kolom) = (ya1);
        fdata(baris,kolom)=(f/fn);
        bdata(baris, kolom) = (b/0.265);
        b=b+0.265/2;
        baris=baris+1;
    end
    b=0;
    f=f+0.01;
    kolom=kolom+1;
    baris=1;
end
```

Lampiran 13: Mass properties dari hasil perhitungan dengan SOLIDWORK

Mass properties of Assem1_SISTEM (Assembly Configuration - Default)

Output coordinate System: -- default --

Mass = 13883.22 grams

Volume = 3240.60 cubic centimeters

Surface area = 4964.90 square centimeters

Center of mass: (centimeters) X = -0.59 Y = 7.48Z = 2.69

Principal axes of inertia and principal moments of inertia: (grams $^{\ast}\,$ square centimeters) Taken at the center of mass.

Px = 774874.75
Py = 3205801.13
Pz = 3552367.55

Moments of inertia: (grams * square centimeters) Taken at the center of mass and aligned with the output coordinate system. Lxx = 776186.10 Lxy = 48010.72 Lxz = -35515.43 Lyx = 48010.72 Lyy = 3531145.30 Lyz = 80944.88 Lzx = -35515.43 Lzy = 80944.88 Lzz = 3225712.03 Moments of inertia: (grams * square centimeters) Taken at the output coordinate system. Line 1652050.81 Line = 12956.98 Lizz = -57408.49

IXX = 1052950.81	1xy = -12950.98	1XZ = -5/408.49
Iyx = -12956.98	Iyy = 3636075.00	Iyz = 359824.01
Izx = -57408.49	Izy = 359824.01	Izz = 4007119.42

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: FINISH: DEBUR AND DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: EDGES DI FRANCE FS:				DEBUR AND BREAK SHARP EDGES			REVISION	
LINEA	R: ULAR:				_	Stotren	202A21F	κŪ
No.	NAME Base metal	MATERIAL Baja	DATE					
2.	Sistem Utama	Stainlas Staal]	IEKNIK MES	in 11S
3. 4.	Masa Abs.	Stainles Steel						
5.	Cantilever Sistem	Stainles Steel		\bigcirc		DWG	Prototype	DVA A4
				WEIGHT:		SCALE:1:5	SHE	EET 1 OF 1





DRAFTER	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION	
	teknik M	NESIN ITS	
DWG.	Base I	Netal	A3
SCALE:1:5		SHEET 2 OF 6	I



2.

3.

4.

5.

6.

Balok Beam

Kotak Pemberat

Disc

Belt

Aluminium

Baja

Baja

Rubber \bigcirc Masa Unbalance Stainles Steel

WEIGHT: 13,88 Kg



TEKNIK MESIN ITS

A3

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS UNRACE FINISH: TOLERANCES: UNRACE INSHE: ANGULAR: NAME MATERIAL DATE DATE DIMENSION TO SCALE DRAWING REVISION DRAFTER SUSASTRO TEKNIK MESIN ITS A. D.			40		220			
1. .	UNLESS OTHERWISE SPECIFIEI DIMENSIONS ARE IN MILLIME SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR: NAME): TERS FINISH: MATERIAL DATE		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DRAFTER	DO NOT SCALE DRAWING	RO	
	NAME 1. 2. 3. 4. 5.	MATERIAL DATE				EKNIK M Intilever	ESIN ITS Absorber ⁴	

	_				
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: FINISH: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DRAFTER	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION	
LINEAR: ANGULAR:			SUSA	STRO	
NAME MATERIAL DATE 1.		T	EKNIK M	Aesin its	
5.		DWG NO.	Masa A	bsorber	A4
WEIGHT:		SCALE:1:1		SHEET 5 OF 6	

					450		Ø12	
UNLESS DIMENS SURFAC TOLERA LINEA	OTHERWISE SPECIFIEI IONS ARE IN MILLIME IE FINISH: NCES: R: IA D:	D: FINISH: TERS			DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DRAFTER	do not scale drawing	REVISION
1.	NAME	MATERIAL	DATE					
2. 3. 4.							teknik mes	SIN ITS
5.				\bigcirc		DWG	Cantilever S	Sistem A4
				WEIGHT:		SCALE:1:3	SHEET	5 OF 6

RIWAYAT PENULIS



Susastro adalah anak ke-7 dari 12 bersaudara, dilahirkan di Malang pada 23 september 1989. Penulis mulai menuntut ilmu di TK Dharma Wanita Sengkaling (1994-1996), melanjutkan ke SDN Dinoyo II Malang (1996-2002), melanjutkan ke SLTPN I Malang (2002-2005), kemudian melanjutkan studi di SMUN 8 Malang (2005-2008) dan menyelesaikan sarjana strata 1 di jurusan Teknik Mesin

Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2008-2013 dengan bidang study desain. Setelah menyelesaikan S1, Penulis melanjutkan study magister teknik di jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, dengan bidang keahlian Desain Sistem Mekanikal. Penulis mulai menjalani study S2 sejak semester ganjil tahun ajaran 2013/2014 dengan menggunakan sumber pendanaan dari beasiswa *fresh graduate* ITS.

kuliah di Jurusan Teknik Mesin FTI - ITS Surabaya dan memilih bidang studi desain. Selain ilmu akademik, penulis menambah pengalaman organisasi sebagai staf pengembangan sumber daya mahasiswa (PSDM) BEM FTI – ITS pada tahun 2009, dan akif dalam organisasi massa luar ITS. Penulis juga pernah menjadi responder mata kuliah thermodinamika di Teknik Mesin ITS. Semasa kuliah penulis pernah bekerja menjadi pengajar les privat bidang MIPA SMA, bekerja sebagai surveyor dan operator warnet untuk menyebarkan ilmu dan menambah pengetahuan baru. Motto penulis "Kesuksesan adalah hasil keristalisasi keringat dan tidak ada orang pernah menjadi sukses tanpa kerja keras". Penulis dapat dihubungi melalui e-mail : <u>sastro m51@yahoo.com</u>

"Halaman ini sengaja dikosongkan"