



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISIS REDUKSI
RESPON GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM
UTAMA (PIPA LURUS) AKIBAT PENGARUH
MASSA DAN PELETAKAN *CANTILEVER BEAM*
*VIBRATION ABSORBER (CBVA)***

MUHAMMAR
NRP. 02111540000157

Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISIS REDUKSI
RESPON GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM
UTAMA (PIPA LURUS) AKIBAT PENGARUH
MASSA DAN PELETAKAN *CANTILEVER BEAM*
*VIBRATION ABSORBER (CBVA)***

**MUHAMMAR
NRP. 02111540000157**

Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020**



FINAL PROJECT - TM184835

***EXPERIMENTAL STUDY AND ANALYSIS OF
VIBRATIONAL RESPONSE REDUCTION OF
MAIN TRANSLATIONAL SYSTEM (STRAIGHT
PIPE) DUE TO MASS AND POSITIONING OF
CANTILEVER BEAM VIBRATION ABSORBER
(CBVA)***

**MUHAMMAR
NRP. 02111540000157**

Adviser
Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2020**

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA (PIPA
LURUS) AKIBAT PENGARUH MASSA DAN PELETAKAN
CANTILEVER BEAM VIBRATION ABSORBER (CBVA)**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

MUHAMMAR

NRP. 02111540000157

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Wiwick Hendrowati, S.T., M.T.
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Eng. Harus Laksana Gumilar, S.T., M.Eng
NIP. 197505111999031001
3. Aida Annisa Amin Damari, S.T., M.T.
NIP. 198907052015042005
4. Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T.
NIP. 196807061999031004



(Pembimbing)

(Penguji I)

(Penguji II)

(Penguji III)

**SURABAYA
JANUARI, 2020**

STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA (PIPA LURUS) AKIBAT PENGARUH MASSA DAN PELETAKAN CANTILEVER BEAM VIBRATION ABSORBER (CBVA)

Nama Mahasiswa : Muhammar
NRP : 02111540000157
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

Abstrak

Sistem perpipaan merupakan bagian yang penting dalam industri-industri besar saat ini misalnya industri migas (minyak dan gas), air minum, dan juga pada pembangkit listrik untuk kebutuhan manusia. Sistem perpipaan berfungsi sebagai media untuk mengalirkan fluida kerja dari tempat satu ke tempat yang lainnya. Getaran pada sistem perpipaan merupakan salah satu faktor yang dapat mengurangi produktifitas kerja dari pabrik karena dapat memperpendek umur komponen-komponen yang ada pada sistem perpipaan tersebut. Untuk mereduksi getaran yang terjadi, maka digunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA).

Penelitian tugas akhir ini mengenai studi eksperimen yang merepresentasikan getaran yang terjadi pada sistem perpipaan. Sistem utama (pipa lurus) dihubungkan dengan mekanisme scotch yoke sebagai sumber gaya eksitasi. DVA yang digunakan yaitu Cantilever Beam Vibration Absorber (CBVA) yang terdiri dari cantilever beam dan juga massa absorber. Selama pengambilan data berlangsung, pipa tidak dialiri dengan fluida guna untuk mempermudah perhitungan dan alasan keamanan. Variasi yang digunakan berupa kecepatan

putar motor yaitu 150 RPM, 200 RPM dan 300 RPM, variasi massa CBVA sebesar 1/10, 1/20, 1/30 dari massa total sistem utama serta posisi peletakan dari CBVA.

Hasil dari Penelitian ini berupa respon percepatan dan juga reduksi getaran yang terjadi pada sistem utama tanpa dan dengan CBVA. Berdasarkan hasil eksperimen dapat disimpulkan bahwa respon getaran terbesar tanpa CBVA terjadi saat motor dioperasikan mendekati frekuensi natural sistem yaitu pada 200 RPM. CBVA yang telah dirancang cukup efektif untuk meredam getaran yang terjadi. Reduksi respon yang paling optimal yaitu sebesar 67,96 % untuk clamp 1 dan 64,38 % untuk clamp 2 dengan menggunakan variasi massa absorber sebesar 1/20 dan posisi CBVA di A1 (ditengah-tengah pipa lurus). Posisi peletakan juga dapat mempengaruhi reduksi respon yang terjadi. Semakin jauh posisi CBVA maka reduksi respon juga semakin kecil.

Kata Kunci: *Pipa lurus, Cantilever Beam Vibration Absorber (CBVA), Massa CBVA, Posisi CBVA, Reduksi Respon Getaran*

**EXPERIMENTAL STUDY AND ANALYSIS OF
VIBRATIONAL RESPONSE REDUCTION OF MAIN
TRANSLATIONAL SYSTEM (STRAIGHT PIPE) DUE TO
MASS AND POSITIONING OF CANTILEVER BEAM
VIBRATION ABSORBER (CBVA)**

Name : Muhammar
NRP : 02111540000157
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Adviser : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., M.T.

Abstract

Piping system is an important part in major industries today, for example in oil and gas industry, water, and electricity generation for human needs. Piping system serves as a medium to carry the working fluid from one place to another. Vibration in piping systems is one of the factors that can reduce the productivity of the factory because it can shorten the life of the components in the piping system. Therefore, we need to design a mechanism that can damp excessive vibration in piping systems so that the plant can continue to operate. To reduce the vibration occurred, the Dynamic Vibration Absorber (DVA) are used.

This thesis on experimental studies that represent vibrations that occur in piping systems. The main system (straight pipes) connected with scotch yoke mechanism as a source of excitation forces. The DVA used is Cantilever Beam Vibration Absorber (CBVA). During the data collection, the pipe is empty in order to simplify the calculation and for security reasons. Variations used are the motor speed of 150 RPM, 200 RPM and 300 RPM, CBVA mass variation of 1 / 10;1

/ 20 and 1 / 30 of the total mass of the primary system and the laying of CBVA position.

The results of this study are the acceleration response and the reduction of vibrations that occur in the main system without and with CBVA. Based on the experimental results it can be concluded that the largest vibration response without CBVA occurred when the motor is operated close to the natural frequency of the system of 200 RPM. The CBVA which have been designed is quite effective to reduce the vibrations occurred. The most optimum response reduction is 67.96% for clamp 1 and 64.38% for the clamp 2 by using a mass absorber variation of 1/20 and CBVA position on the A1 (at the center of a straight pipe). The position can also affect the reduction response occurred. The farther the position CBVA, the reduction response is also getting smaller.

Keywords: Straight Pipe, Cantilever Beam Vibration Absorber (CBVA, mass CBVA, CBVA Position, Reduction of vibrational response

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas segala rahmat dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Studi Eksperimen dan Analisis Reduksi Respon Getaran Translasi pada Sistem Utama (Pipa Lurus) Akibat Pengaruh Massa dan Peletakan *Cantilever Beam Vibration Absorber* (Cbva)**”. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan program studi S1 Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam proses penyusunan Tugas Akhir ini terdapat banyak pihak yang telah membantu dan memberikan dukungan kepada penulis, sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu dalam penyusunan Tugas Akhir ini, antara lain:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak Amirullah dan Ibu Ani, Kakak dan adik penulis Mahadir, Masnir, Munawir dan Maharani yang selalu memberikan dukungan baik moril dan material kepada penulis.
2. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, ilmu, dan semangat selama pengerjaan Tugas Akhir.
3. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng., Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., dan Ir Julendra Bambang Ariatedja, M.T., selaku dosen penguji yang telah memberikan saran untuk Tugas Akhir ini.
4. Bapak Prof. Dr. Ir. Wajan Berata. DEA., selaku dosen wali yang telah memberikan bantuan selama perkuliahan di Teknik Mesin ITS.

5. Bapak Sugianto dan Bapak Faisal, *Workshop* Manufaktur Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan saran dan bantuan pada proses pembuatan alat untuk Tugas Akhir ini.
6. Teman-teman seperjuangan penulis Aldisa Kurnia Suzia, Lucia Darmasari Musriningtias, Kevin Haris Setiawan, Salsabila Andara Putri, Freidy Zakaria Al Hamra, Barelvi Ghazy Daffa, Geraldus Goldy, Mutiara Puspa, Tamara Indah, Nur Elyani dan Sakti Priyanto yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
7. Semua pihak yang telah memberikan dukungan, doa, dan bantuan selama proses pengerjaan tugas akhir ini keluarga M58, Mesin Music Club dan Warga Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu, saran dan kritik membangun sangat diharapkan penulis agar menjadi lebih baik. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca.

Surabaya, Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

	Hal
Abstrak	iii
Abstract	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Sistem Perpipaan	5
2.2 Teori Mekanika Getaran.....	6
2.2.1 Getaran Bebas	6
2.2.2 Getaran Paksa	8
2.2.3 <i>Multi Degree of Freedom</i>	9
2.2.4 <i>Response of a Damped System Under the Harmonic Motion of the Base</i>	12
2.2.5 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	15

2.3	Penelitian Terdahulu.....	21
2.3.1	<i>Vibration Control of a Pipeline Structure Using Pounding Tuned Mass Damper</i>	21
2.3.2	Studi Eksperimen dan Analisa reduksi respon getaran translasi dan rotasi dengan menggunakan <i>dynamic vibration absorber</i> (DVA) model beam.....	25
2.3.3	<i>Design and Validation of a Mass Tuned Dynamic Vibration</i>	29
2.3.4	<i>Dynamic System Modelling and Experimental Investigation of Tuned Vibration Absorber....</i>	31
2.3.5	<i>Design & analysis of the vibration reduction responses to the radial vibration damper (RVD) position variation on a long thin shaft</i>	34
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....		39
3.1	<i>Flowchart Penelitian.....</i>	39
3.2	Penjelasan Tahapan Penelitian	41
3.2.1	Studi Literatur	41
3.2.2	Identifikasi Masalah.....	41
3.2.3	Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan <i>Cantilever Beam</i>	41
3.2.4	Permodelan Sistem Dinamis	44
3.2.5	Penurunan Persamaan Gerak	46
3.2.6	Rancang Bangun	54
3.2.7	Perencanaan Parameter	56
3.2.8	Eksperimen	62

3.2.9	Skema Pengujian	66
3.2.10	Pengambilan data eksperimen	67
3.2.11	Analisis data dan pembahasan	69
3.2.12	Kesimpulan.....	69
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		71
4.1	Peralatan dan Pelaksanaan Eksperimen	71
4.1.1	Sistem Utama.....	72
4.1.2	Cantilever Beam Vibration Absorber (CBVA)	75
4.2	Analisa Eksperimen.....	82
4.2.1	Sistem utama tanpa <i>Cantilever Beam Vibration Absorber</i> (CBVA).....	83
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		101
5.1	Kesimpulan	101
5.2	Saran.....	102
DAFTAR PUSTAKA		103
LAMPIRAN.....		105
BIODATA PENULIS		125

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

	Hal
Gambar 2.1 Simple Pendulum [1].....	6
Gambar 2.2 Getaran Bebas Dengan 1 <i>DOF</i>	7
Gambar 2.3 <i>Forced vibration</i>	8
Gambar 2.4 Komponen gaya pada getaran paksa	9
Gambar 2.5 Spring-Mass-Damper System.....	10
Gambar 2.6 Skema <i>base motion vibration</i>	13
Gambar 2.7 Grafik hubungan (a) <i>amplitude ratio</i> dengan <i>frequency ratio</i> , (b) <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i>	15
Gambar 2.8 Skema DVA Tidak Tereadam [1]	16
Gambar 2.9 Pengaruh Penggunaan <i>Undamped Vibration</i> <i>Absorber</i> terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem [1].....	18
Gambar 2.10 Pemodelan Dinamis Sistem Utama dengan <i>Damped DVA</i> [1]	19
Gambar 2.11 Pengaruh dari <i>Damped DVA</i> terhadap Rasio Respon dari Sistem Utama [1]	21
Gambar 2.12 Permodelan sistem dinamis. (a) TMD; (b) Impact damper; (c) PTMD	22
Gambar 2.13 Struktur dan dimensi pipa lurus.....	23
Gambar 2.14 PTMD yang sudah terpasang di tengah pipa lurus.....	23
Gambar 2.15 <i>Forced excitation system with motor</i>	24
Gambar 2.16 hasil grafik dari <i>forced vibration</i> arah horizontal: (a) <i>displacement</i> ; (b) <i>acceleration</i>	25
Gambar 2.17 Rancangan Mekanisme Sistem Utama	26
Gambar 2.18 (a) Rancangan <i>assembly DVA</i> (b) Rancangan tumpuan DVA (c) rancangan pegas DVA..	27

Gambar 2.19 Perbandingan Respon Sistem Utama tanpa menggunakan DVA dan dengan menggunakan DVA	28
Gambar 2.20 <i>Simply Supported Beam with Unbalanced Motor/Rotor</i>	29
Gambar 2.21 Permodelan sistem dinamis <i>Simply Supported Beam with Unbalanced Motor/Rotor</i>	30
Gambar 2.22 Respon frekuensi <i>Simply Supported Beam</i> dengan <i>unbalance</i> rotor	30
Gambar 2.23 (a) <i>Experimental equipment, which contains an electric motor with an unbalance mass, TVA and accelerometer mounted on the pinned-pinned beam</i> ; (b) <i>dynamic system model</i>	31
Gambar 2.24 Hasil eksperimen dan simulasi dengan frekuensi eksitasi 12.5 Hz	32
Gambar 2.25 Hasil eksperimen dan simulasi dengan frekuensi eksitasi 23.9 Hz	32
Gambar 2.26 Hasil eksperimen dan simulasi dengan frekuensi eksitasi 50 Hz	33
Gambar 2.27 sistem utama (a) tanpa RVD; (b) dengan RVD	34
Gambar 2.28 desain RVD dengan 4 pegas dan massa absorber	35
Gambar 2.29 Respon percepatan pada 320 RPM (a) sumbu X ; (b) sumbu Y.....	35
Gambar 2.30 Respon percepatan pada 540 RPM (a) sumbu X ; (b) sumbu Y.....	36
Gambar 2.31 Respon percepatan pada 900 RPM (a) sumbu X ; (b) sumbu Y.....	37
Gambar 3. 1 <i>Flowchart</i> penelitian.....	40
Gambar 3. 2 pipa lurus	42
Gambar 3. 3 Perencanaan CBVA.....	42
Gambar 3. 4 Rancangan sistem utama dan CBVA.....	43

Gambar 3. 5 (a) permodelan sistem dinamis tanpa CBVA; (b) permodelan sistem dinamis dengan CBVA	44
Gambar 3. 6 permodelan sistem dinamis dengan CBVA posisi tidak tepat ditengah	45
Gambar 3. 7 <i>Free body diagram</i> sistem utama tanpa CBVA	46
Gambar 3. 8 <i>Free body diagram</i> massa <i>clamp</i> penyangga	47
Gambar 3. 9 <i>Free body diagram</i> massa utama dengan CBVA	49
Gambar 3. 10 <i>Free body diagram</i> sistem CBVA	50
Gambar 3. 11 <i>Free body diagram</i> massa <i>clamp</i> penyangga	51
Gambar 3. 12 FBD sistem utama dengan pergeseran CBVA	52
Gambar 3. 13 Koin Besi sebagai Massa Peredam.....	54
Gambar 3. 14 <i>Cantilever Beam</i>	55
Gambar 3. 15 <i>Clamp</i> penghubung (a) ditengah pipa lurus; (b) unduk dipindah-pindah.....	55
Gambar 3. 16 <i>Simply Supported Beam</i>	58
Gambar 3. 17 Flowchart Eksperimen	65
Gambar 3. 18 Skema alat pengujian.....	66
Gambar 3. 19 Variasi posisi peletakan CBVA	67
Gambar 4.1 Alat Eksperimen (a) <i>Oscilloscope</i> , (b) Adaptor, (c) Kabel Penghubung Adaptor dengan <i>Oscilloscope</i> , (d) <i>Probe Accelerometer</i> , (e) <i>Tachometer</i> dan (f) <i>Voltage regulator</i>	72
Gambar 4.2 Variasi posisi peletakan CBVA.....	81
Gambar 4.3 Sistem utama	74
Gambar 4.4 Massa CBVA.....	76
Gambar 4.5 Beam CBVA.....	78
Gambar 4. 6 <i>Clamp</i> penghubung (a)ditengah pipa lurus; (b)untuk dipindah-pindah	80
Gambar 4.7 Realisasi CBVA	80

Gambar 4. 8 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama tanpa CBVA dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM	84
Gambar 4.9 Grafik RMS respon percepatan getaran tanpa CBVA dengan variasi RPM motor	85
Gambar 4.12 Grafik Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan ratio massa CBVA 1/10	88
Gambar 4.13 Grafik Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA 1/20	89
Gambar 4.14 Grafik Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA 1/30	90
Gambar 4.15 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA 1/10	92
Gambar 4.16 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA 1/20	93
Gambar 4.17 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA 1/30	94
Gambar 4.18 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA pada 200 RPM dengan rasio massa CBVA 1/10	97
Gambar 4.19 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA pada 200 RPM dengan rasio massa CBVA 1/20	98
Gambar 4.20 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA pada 200 RPM dengan rasio massa CBVA 1/30	99

Gambar A. 1 gambar Teknik untuk (a) <i>clamp</i> CBVA (b) <i>clamp</i> penghubung.....	105
Gambar A. 2 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A1 dan rasio massa 1/10 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	108
Gambar A. 3 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A1 dan rasio massa 1/20 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	110
Gambar A. 4 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan CBVA A1 dan rasio massa 1/30 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	112
Gambar A. 5 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A2 dan rasio massa 1/10 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	114
Gambar A. 6 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A2 dan rasio massa 1/20 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	116
Gambar A. 7 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A2 dan rasio massa 1/30 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	118
Gambar A. 8 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi	

	peletakan A3 dan rasio massa 1/10 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	120
Gambar A. 9	Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A3 dan rasio massa 1/20 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM.....	122
Gambar A. 10	Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A3 dan rasio massa 1/30 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM	124

DAFTAR TABEL

	Hal
Tabel 3.1 Sifat Fisik Benda Kerja	56
Tabel 3.2 Parameter Sistem Utama	61
Tabel 3.3 Parameter <i>Cantilever Beam Vibration Absorber</i> (CBVA).....	62
Tabel 3.4 Data hasil eksperimen	68
Tabel 4.1 Nilai parameter sistem utama dan CBVA.....	78
Tabel 4.2 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama tanpa CBVA.....	85
Tabel 4.3 Respon getaran percepatan tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan variasi frekuensi eksitasi dan massa CBVA	87
Tabel 4.4 Respon getaran percepatan tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan variasi massa.....	91
Tabel 4.5 Respon dan Reduksi getaran translasi tanpa dan dengan CBVA variasi massa dan variasi posisi peletakan CBVA	96

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam dunia industri, pipa digunakan untuk mengalirkan fluida baik cair maupun gas yang memiliki tekanan, temperatur dan sifat kimia yang berbahaya apabila terlepas ke lingkungan sekitar. Apabila hal tersebut terjadi maka akan menyebabkan kegagalan. Kegagalan pada sistem perpipaan dapat disebabkan oleh beban statis dan juga beban dinamis. Beban statis merupakan akumulasi dari berat pipa itu sendiri dan tekanan fluida yang mengalir didalamnya sehingga menyebabkan tegangan pada pipa. Sedangkan bebas dinamis merupakan beban yang diakibatkan oleh faktor eksternal seperti hembusan angin, gempa, atau getaran yang ditimbulkan oleh pompa atau kompresor. Pembebanan tersebut dapat diminimalisir atau diredam dengan menggunakan *support* (penyangga) pipa yang sesuai. Tetapi, pada pipa lurus bagian tengah atau diantara kedua penyangga merupakan bagian yang sangat fleksibel dan minim redaman, sehingga mudah untuk mengalami resonansi akibat beban-beban tersebut. Oleh sebab itu, untuk mereduksi getaran berlebih yang tidak diinginkan yang berdampak pada umur sistem perpipaan maka digunakan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA).

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh G.B Song terhadap sistem perpipaan khususnya pada pipa lurus, ia melakukan peredaman getaran berlebih menggunakan *Pounding Tuned Mass Damper* (TMD). TMD merupakan kombinasi dari *Tuned Mass Damper* (TMD) dan *Impact Damper*. TMD diletakkan ditengah pipa lurus yang memiliki struktur berbentuk M. Pipa diberi getaran eksitasi

ditengah-tengah yang berasal dari motor dan dihubungkan dengan *bungee cable*. Pada saat pengoperasian, pipa tersebut tidak dialiri fluida dengan alasan keamanan. Dari hasil eksperimen tersebut diperoleh bahwa meningkatnya *damping ratio* menjadi 2,17 % untuk arah horizontal dan 2,35 % untuk arah vertikal. Respon *stady state* juga berkurang hingga 86,6% untuk perpindahan dan 83,6% untuk percepatan. Hal ini membuktikan bahwa TMD cukup efektif untuk meredam getaran berlebih.

Pada penelitian ini digunakan mekanisme yang dapat merepresentasikan getaran pada sistem perpipaan. DVA yang digunakan untuk meredam getaran tersebut yaitu *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA) yang berfungsi untuk meredam getaran arah vertikal pada pipa lurus. Komponen sistem utama yang dianalisa yaitu disepanjang pipa lurus yang kedua ujungnya terdapat *clamp* sebagai penyangga. Selama pengambilan data berlangsung, pipa tidak dialiri dengan fluida guna untuk mempermudah perhitungan dan juga untuk alasan keamanan. Variasi yang digunakan berupa frekuensi eksitasi oleh motor, massa serta posisi peletakan dari CBVA. Dari penelitian ini dapat diketahui besarnya reduksi respon getaran oleh CBVA yang terjadi pada pipa lurus dan juga massa serta posisi yang paling optimum untuk meredam getaran tersebut.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka perlu dilakukan penelitian mengenai mekanisme *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA) pada pipa lurus. Dalam penelitian tugas akhir ini terdapat beberapa rumusan masalah, antara lain:

1. Bagaimana rancang bangun sistem utama yang mempresentasikan getaran pada pipa lurus?

2. Bagaimana pengaruh variasi frekuensi motor yang merepresentasikan getaran pada pipa lurus sebelum ditambahkan mekanisme peredam?
3. Bagaimana rancangan dan mekanisme CBVA yang dapat mereduksi getaran translasi arah vertikal pada pipa lurus?
4. Bagaimana pengaruh penambahan variasi massa dan posisi peletakan CBVA terhadap reduksi respon getaran pada pipa lurus?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan perumusan masalah yang telah ditentukan, maka dapat diketahui tujuan dari penelitian Tugas Akhir ini, antara lain:

1. Membuat rancang bangun sistem utama yang mempresentasikan getaran pada pipa lurus.
2. Mengetahui respon getaran yang terjadi akibat pengaruh variasi frekuensi motor yang merepresentasikan getaran pada pipa lurus sebelum ditambahkan mekanisme peredam.
3. Membuat rancangan dan mekanisme *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA) yang dapat mereduksi getaran translasi arah vertikal pada pipa lurus.
4. Mengetahui dan menganalisa pengaruh penambahan variasi massa dan posisi peletakan CBVA terhadap reduksi respon getaran pada pipa lurus.

1.4 Batasan Masalah

Untuk membatasi penelitian ini agar tidak mencakup cakupan yang terlalu luas dan memfokuskan penelitian sesuai dengan ruang lingkup seperti pada penjelasan latar belakang diatas, maka dilakukan beberapa pembatasan masalah. Adapun batasa masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut

1. Gaya eksitasi oleh motor DC dianggap sebagai gaya *base motion*.
2. Sumber getaran terletak tepat di tengah-tengah massa utama atau di *center of gravity* (CG)
3. Gerakan translasi yang diamati hanya ke arah sumbu vertikal (sumbu y) dari massa utama, sementara Gerakan arah sumbu horizontal diabaikan.
4. Material pipa yang digunakan dari PVC berdiameter 1 inch (3.2 cm).
5. Tidak ada slip yang terjadi antara CBVA dan pipa saat pengambilan data berlangsung.
6. Frekuensi eksitasi motor dioperasikan sekitar frekuensi natural sistem utama.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Penelitian ini bermanfaat sebagai penerapan ilmu pengetahuan dibidang industri dalam mereduksi getaran yang berlebih khususnya pada sistem perpipaan
2. Penelitian ini dapat memberikan kontribusi dalam memperpanjang usia komponen dalam sistem perpipaan
3. Penelitian ini dapat digunakan sebagai referensi dan studi literatur dalam melakukan penelitian selanjutnya mengenai *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA) dan variasi-variasinya

BAB II

DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan sebuah selongsong bundar yang digunakan untuk mengalirkan fluida cairan atau gas. Sedangkan sistem perpipaan adalah suatu sistem yang digunakan untuk transportasi fluida antar peralatan dari suatu tempat ke tempat yang lain sehingga proses produksi dapat berlangsung.

Komponen sistem perpipaan secara umum terdiri dari :

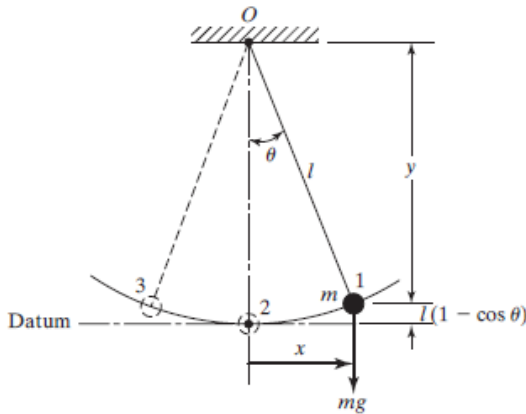
1. Pipa
2. *Fitting (elbow, reducer, tee, flange, dll)*.
3. Instrumentasi (peralatan untuk mengukur dan mengendalikan parameter aliran fluida, seperti temperatur, tekanan, laju aliran massa, *level* ketinggian, dll).
4. Peralatan atau *equipment* (penukar kalor, bejana tekan, pompa *compressor*, dll).
5. Penyangga pipa (*pipe support dan pipe hanger*).
6. Komponen khusus (*strainer, drain, vent, dll*).

Pada penelitian tugas akhir ini akan dibahas mengenai analisis getaran pada sistem perpipaan dan cara mereduksi getaran tersebut menggunakan mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Menurut buku "*piping dan pipeline engineering*" (Antaki, 2003) ada dua kemungkinan penyebab sumber getaran pada pipa yaitu mekanis dan hidrolik. Sumber mekanis diakibatkan dari getaran pada peralatan mekanik seperti pompa dan juga kompresor. Getaran peralatan tersebut dapat ditransmisikan pada pipa secara langsung maupun tidak langsung. Sedangkan sumber hidrolik disebabkan oleh tekanan kontinu dari pipa itu sendiri akibat aliran fluida yang mengalir didalamnya.

2.2 Teori Mekanika Getaran

Umumnya getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik kesetimbangannya. Contoh getaran yaitu ayunan pendulum yang dapat dilihat pada gambar 2.1 dibawah. Respon getaran dari suatu sistem dipengaruhi oleh frekuensi natural yang dimiliki oleh semua benda yang memiliki massa dan konstanta pegas.

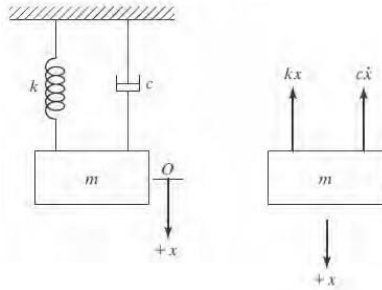
Getaran berdasarkan sumber getarnya dibagi menjadi dua kelompok umum, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas terjadi pada suatu sistem yang disebabkan oleh eksitasi sesaat yang berupa defleksi awal, sedangkan getaran paksa adalah getaran yang terjadi karena gaya eksitasi secara terus menerus terhadap massa sistem.



Gambar 2.1 Simple Pendulum (Rao, 2011)

2.2.1 Getaran Bebas

Getaran bebas adalah kemampuan suatu benda untuk melakukan getaran tanpa diberikan gaya luar yang merupakan fungsi waktu. Persamaan dari getaran bebas ini didapat dari Gambar 2.2



Gambar 2.2 Getaran Bebas Dengan 1 DOF

Dari gambar diatas dapat dibuat persamaan menjadi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.1)$$

Misalkan $x = e^{st}$, maka $\dot{x} = se^{st}$ dan $\ddot{x} = s^2e^{st}$
 Persamaan diatas akan menjadi:

$$(ms^2 + cs + k)e^{st} = 0 \quad (2.2)$$

Agar persamaan tersebut dapat diselesaikan, maka

$$ms^2 + cs + k = 0$$

$$s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m} = 0 \quad (2.3)$$

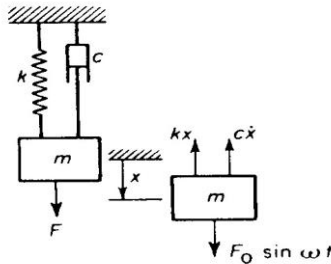
$$s_{1,2} = \frac{-\frac{c}{m} \pm \sqrt{\frac{c^2}{m^2} - 4\frac{k}{m}}}{2} \quad (2.4)$$

$$x = Ae^{s_1 t} + Be^{s_2 t} \quad (2.5)$$

Dimana A dan B adalah konstanta

2.2.2 Getaran Paksa

Bila suatu system dipengaruhi oleh eksitasi harmonik, maka respon getaarannya akan berlangsung pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasi. Sumber-sumber eksitasi bias berasal dari ketidakseimbangan mesin-mesin yang berputar, gaya-gaya pada mesin torak atau gerak mesin itu sendiri. Mula mula akan diperhatikan sistem dengan satu derajat kebebasan yang mengalami redaman dan dirangsang oleh gaya harmonik: $F_0 \sin \omega t$ seperti pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 *Forced vibration*

Dari diagram benda bebasnya, persamaan gerak adalah:

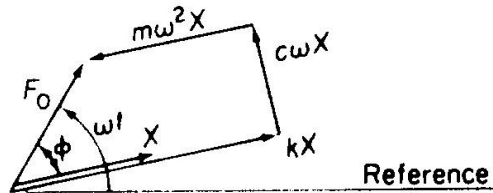
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (2.6)$$

Solusi persamaan ini terdiri dari dua bagian, yaitu solusi homogen dan solusi partikular. Solusi homogen adalah solusi persamaan getaran bebas pada kondisi *transient*. Sedangkan solusi partikular adalah solusi untuk keadaan *steady state*, dimana solusi particular dapat diasumsikan :

$$x = A \sin(\omega t - \phi) \quad (2.7)$$

Dengan A adalah amplitude dan ϕ adalah beda fase antara simpangan dan gaya eksitasi. Dalam gerak harmonik,

fase kecepatan dan percepatan masing-masing mendahului fasa simpangan dengan 90° dan 180° , maka suku-suku persamaan (2.7) dapat dilihat pada Gambar 2.4. Dari diagram itu dapat dilihat bahwa:



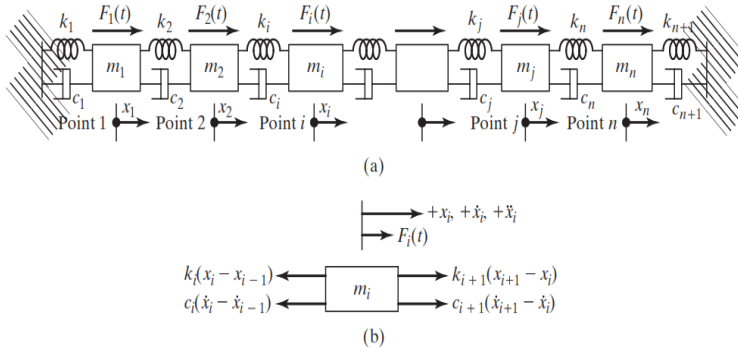
Gambar 2.4 Komponen gaya pada getaran paksa

$$A = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.8)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (2.9)$$

2.2.3 Multi Degree of Freedom

Degree of Freedom adalah jumlah koordinat minimum yang diperlukan untuk menggambarkan gerakan suatu sistem. *Degree of Freedom* bersifat independen. *Degree of Freedom* juga diperlukan untuk menentukan posisi dari suatu bagian sistem yang akan dianalisa. Dalam bidang *engineering*, hampir semua sistem memiliki lebih dari satu derajat kebebasan (*Degree of Freedom*), sehingga dapat disebut dengan sistem *Multi Degree of Freedom*. Setiap derajat kebebasan memiliki frekuensi naturalnya masing-masing. Gambar 2.5 berikut ini merupakan contoh sistem Multi-DOF:



Gambar 2.5 Spring-Mass-Damper System

Persamaan gerak yang digunakan untuk Multi-DOF secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Multi-DOF menggunakan persamaan mantriks untuk merepresentasikan sistem karena memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks. Dari gambar 2.5 diatas, maka dapat diturunkan persamaan gerak menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap masa sebagai berikut:

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i + c_i \dot{x}_i = \sum_j F_{ij} \quad (2.10)$$

Persamaan gerak 2.10 dapat diturunkan untuk m_1 dan m_n menjadi persamaan berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_1 \quad (2.11)$$

$$m_n \ddot{x}_n + (c_n + c_{n+1}) \dot{x}_n - c_n \dot{x}_{n-1} + (k_n + k_{n+1})x_n - k_n x_{n-1} = F_n \quad (2.12)$$

Persamaan 2.10 hingga 2.12 dapat digambarkan sebagai matrix sebagai berikut:

$$[m] \ddot{\vec{x}} + [c] \dot{\vec{x}} + [k] \vec{x} = \vec{F} \quad (2.13)$$

Dimana $[m]$, $[k]$, dan $[c]$ adalah massa, kekakuan dan damping matrix, sebagai berikut:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_n & (c_n + c_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

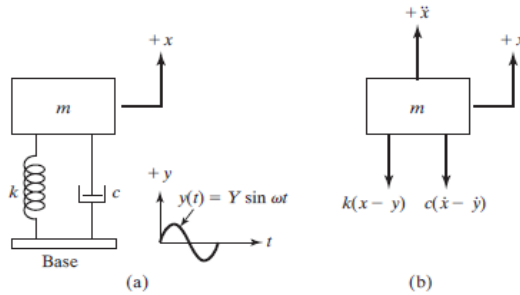
$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_n & (k_n + k_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

x , $\dot{x}$, $\ddot{x}$, dan $\vec{F}$ adalah perpindahan, kecepatan, percepatan, dan vector gaya, sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\vec{x} &= \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \\
\vec{F} &= \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.17}$$

2.2.4 Response of a Damped System Under the Harmonic Motion of the Base

Salah satu tipe getaran mekanik yang digunakan sebagai teori penelitian ini adalah *base motion vibration*. *Base motion vibration* merupakan getaran yang terjadi karena adanya pergerakan harmonis dari *base* suatu sistem yang mempengaruhi massa di atasnya (Rao, 2004). Skema *base motion vibraton* ditunjukkan pada Gambar 2.6 (a) di bawah ini dimana $y(t)$ sebagai perpindahan landasan dan $x(t)$ merupakan pepindahan massa dari posisi *equilibrium* statis pada saat waktu t tertentu. Sehingga perubahan panjang pegas dinyatakan $x - y$ dan kecepatan *relative* antara dua ujung peredam adalah $\dot{x} - \dot{y}$. *Free body diagram* ditunjukkan pada Gambar 2.6 (b) di bawah ini.

Gambar 2.6 Skema *base motion vibration*

Dari Gambar 2.6 di atas, maka didapat bentuk persamaan gerak, yaitu:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.18)$$

Jika $y(t) = Y \sin \omega t$, persamaan 2.18 menjadi:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} \\ &= kY \sin \omega t \\ &+ c\omega Y \cos \omega t = A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.19)$$

Dimana $A = Y \sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ dan $\alpha = \tan^{-1} \left[-\frac{c\omega}{k} \right]$, A adalah gaya harmonis yang bekerja pada sistem. Hal tersebut menunjukkan bahwa pemberian gaya eksitasi pada landasan serta dengan memberikan gaya harmonik dengan sejumlah A kepada massa. Dari persamaan (2.19), didapat respon *steady state* dari massa terhadap *base motion* $Y(t)$, yaitu:

$$x_p(t) = \frac{Y \sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.20)$$

Dimana:

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left[\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right] \quad (2.21)$$

Dengan identitas trigonometri persamaan (2.20) dan (2.21) dapat disederhanakan menjadi persamaan 2.22

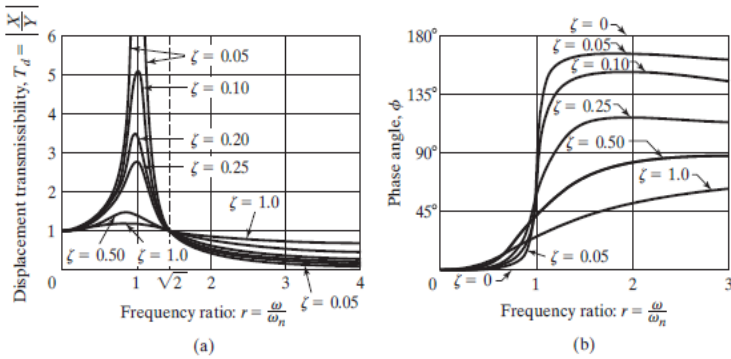
$$x_p(t) = X \sin(\omega_n t - \phi) \quad (2.22)$$

Dimana nilai X dan ϕ didapatkan dari persamaan (2.21) dan (2.22)

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] = \tan^{-1} \left[\frac{2\xi r^3}{1 + (4\xi^2 - 1)r^2} \right] \quad (2.24)$$

Persamaan di atas menunjukkan seberapa besar amplitudo yang terjadi pada massa utama dan respon getaran sistem. Dari fenomena *base motion* didapat grafik hubungan amplitudo rasio dan *phase angle* dengan *frequency ratio* yang dapat dilihat pada Gambar 2.7.



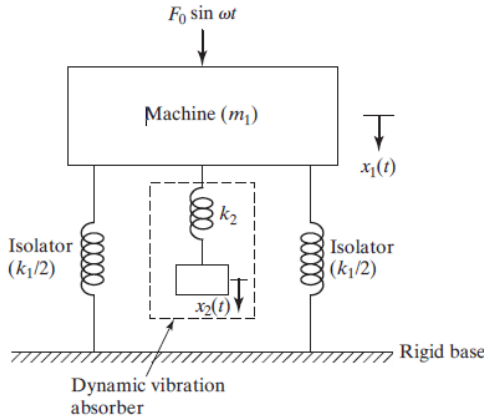
Gambar 2.7 Grafik hubungan (a) *amplitude ratio* dengan *frequency ratio*, (b) *phase angle* dengan *frequency ratio*

2.2.5 Dynamic Vibration Absorber

Penyerap getaran (*vibration absorber*) atau penyerap getaran dinamis merupakan salah satu proses *vibration control* untuk mengurangi atau menghilangkan efek getaran yang tidak diinginkan. *Absorber* tersebut dapat berupa sistem massa dan pegas yang dipasang pada sistem sumber getar yang akan direduksi getarannya. Pemasangan massa *absorber* pada massa utama 1 DOF akan menghasilkan sistem dengan 2 DOF, sehingga sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi natural. Terdapat dua macam DVA yaitu *Undamped Vibration Absorber* (DVA tidak teredam) dan *Damped Vibration Absorber* (DVA teredam).

2.2.5.1 Undamped Vibration Absorber

Skema dari sistem utama yang dipasang DVA tidak teredam dapat dilihat pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Skema DVA Tidak Teredam (Rao, 2011)

Dari gambar 2.8 diatas, dapat diketahui persamaan gerak yang dituliskan pada persamaan (2.25) dan (2.26) berikut

$$m\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.25)$$

$$m\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2.26)$$

Dengan mengasumsikan solusi harmonik yaitu $X_j(t) = X_j \sin \omega t$, $j=1,2$ sehingga *amplitude steady state* dari m_1 dan m_2 adalah

$$X_1 = \frac{(k_1 - m_2 \omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.27)$$

$$X_1 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.28)$$

Untuk membuat amplitudo m_1 nol maka *numerator* dari persamaan (2.28) harus sama dengan nol, sehingga persamaan tersebut menjadi

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} \quad (2.29)$$

Massa utama tanpa DVA memiliki resonansi natural $\omega_2 \cong \omega_{12} = k_1 m_1$, maka desain dari *absorber* persamaannya menjadi

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} = \frac{K_1}{m_1} \quad (2.30)$$

Amplitudo getaran mesin akan sama dengan nol apabila beroperasi pada frekuensi resonansi dengan mendefinisikan menjadi

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \omega_1 = \left(\frac{K_1}{m_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.31)$$

Persamaan (2.33) sebagai frekuensi natural sistem utama

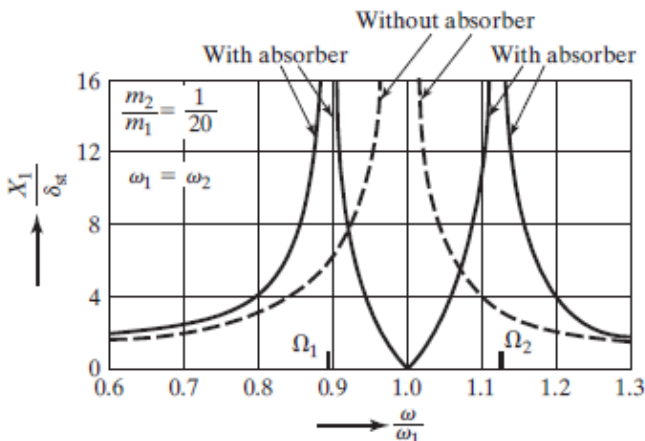
$$\omega_2 = \left(\frac{K_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.32)$$

Persamaan (2.32) sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.33)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.34)$$

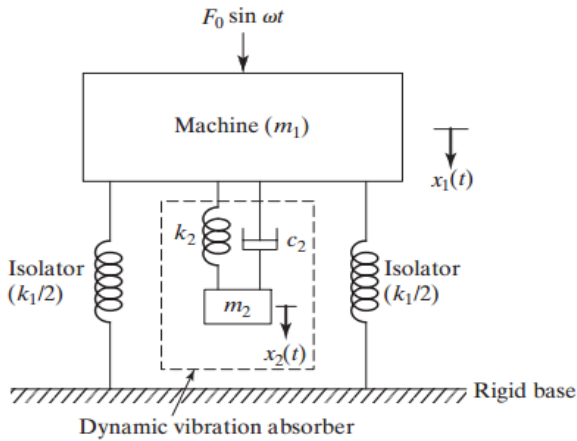
Penggunaan DVA pada sistem utama akan berdampak pada respon getaran yang akan tereduksi. Penambahan DVA pada sistem utama juga akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitudo respon sistem terhadap rasio frekuensi natural sistem terdapat pada gambar 2.9



Gambar 2.9 Pengaruh Penggunaan *Undamped Vibration Absorber* terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem (Rao, 2011)

2.2.5.2 *Damped Vibration Absorber*

Damped Dynamic Vibration Absorber (Damped DVA) merupakan DVA yang berfungsi untuk menghasilkan dua puncak frekuensi natural baru serta mereduksi amplitudo tersebut. Skema *damped dynamic vibration absorber* yang terdiri dari massa *absorber*, pegas dan *dampers absorber* seperti ditunjukkan pada gambar 2.10 dibawah ini.



Gambar 2.10 Pemodelan Dinamis Sistem Utama dengan *Damped DVA (Rao, 2011)*

Berdasarkan gambar 2.10 didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.35)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapatkan:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}$$

$$j=1,2$$

Sehingga amplitude *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.36)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 - ic_2\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)} \quad (2.37)$$

Nilai X_1 dan X_2 pada persamaan 2.36 dan 2.37 di atas dapat dinyatakan dalam:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.38)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.39)$$

Dengan:

$\mu = m_2/m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main mass}$

$\delta_{st} = F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system}$

$\omega a_2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$

$\omega n_2 = k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$

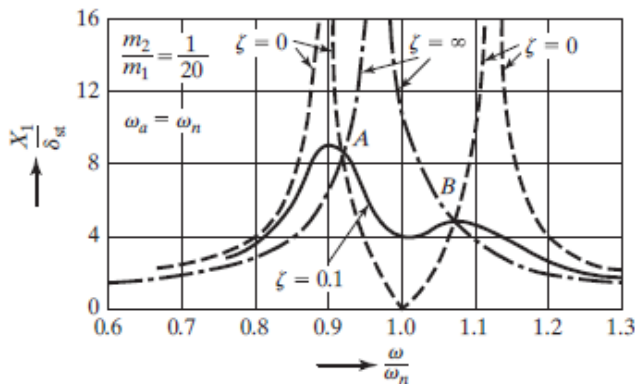
$f = \omega a / \omega n = \text{Ratio of natural frequencies}$

$g = \omega / \omega n = \text{Forced frequency ratio}$

$c = 2m\omega n = \text{Critical damping constant}$

$\zeta = c_2 / c_c = \text{Damping ratio}$

Respon getaran pada persamaan 2.39 di atas dapat dibentuk berupa grafik untuk melihat pengaruhnya terhadap *forced frequency ratio*. Grafik respon getaran *damped DVA* terhadap rasio respon sistem utama dapat dilihat pada gambar 2.11 Pada grafik tersebut terdapat respon ideal sistem dengan *damped DVA* nilai $\zeta = 0,1$. (Rao, 2011)

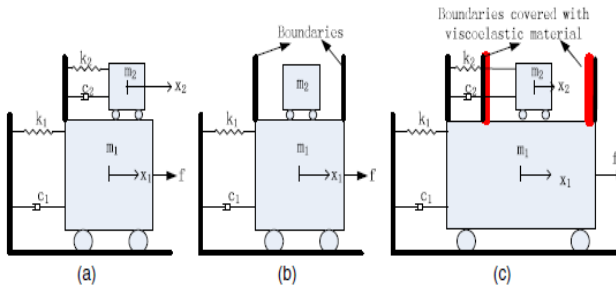


Gambar 2.11 Pengaruh dari *Damped DVA* terhadap Rasio Respon dari Sistem Utama (**Rao, 2011**)

2.3 Penelitian Terdahulu

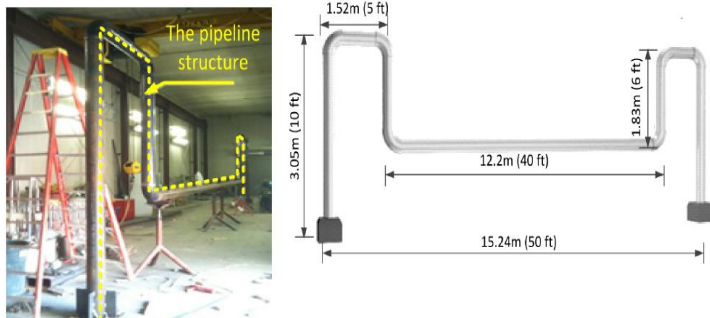
2.3.1 *Vibration Control of a Pipeline Structure Using Pounding Tuned Mass Damper*

Penelitian terkait getaran pada pipa lurus telah diteliti oleh G.B.Song (Song, et al., 2016) Dalam penelitian nya DVA yang digunakan untuk meredam getaran pada pipa lurus adalah jenis *Pounding tuned mass damper* (PTMD). Penelitian ini bertujuan untuk meneliti efektivitas dari PTMD dalam meredam getaran pada struktur perpipaan. PTMD merupakan gabungan dari TMD dan juga *impact damper* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12. PTMD dapat meredam getaran translasi arah vertikal maupun horizontal serta getaran *impact* yang disebabkan oleh gempa bumi.



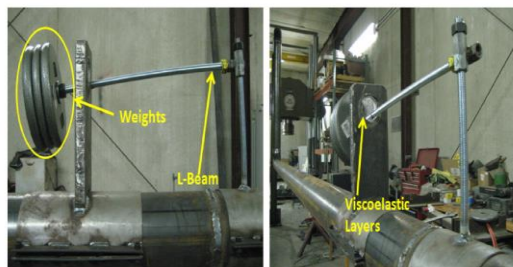
Gambar 2.12 Permodelan sistem dinamis. (a) TMD; (b) Impact damper; (c) PTMD

TMD ini diletakkan tengah-tengah pipa lurus yang memiliki dimensi seperti gambar 2.13. pipa tersebut berbahan baja yang memiliki diameter 152 mm dan tebal 6,4 mm serta panjang 15.25 m dengan total massa 527 kg. fundamental frekuensi natural pipa diestimasi sekitar 1.95 Hz untuk arah horizontal dan 2,45 Hz untuk arah vertical serta *damping ratio* untuk kedua arah sekitar 0,5%. Pipa diberi getaran eksitasi ditengah-tengah yang berasal dari motor dan dihubungkan menggunakan tali. Pada saat pengoperasian, pipa tersebut tidak dialiri fluida dengan alasan keamanan



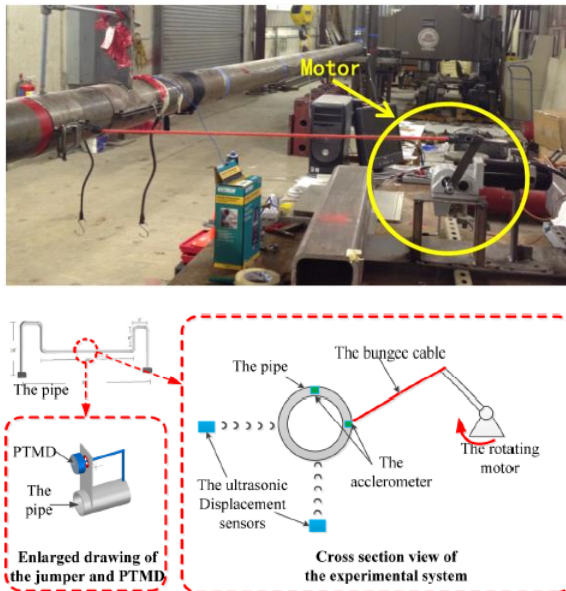
Gambar 2.13 Struktur dan dimensi pipa lurus

Gambar 2.13 merupakan bentuk pipa yang akan digunakan dalam penelitian kali ini. Sistem utama yang digunakan adalah pipa tanpa fluida berbentuk M dengan diameter 152 mm, panjang 15,24 m, dan tinggi sebesar 3,05 m yang diberi peyanga pada kedua ujungnya.



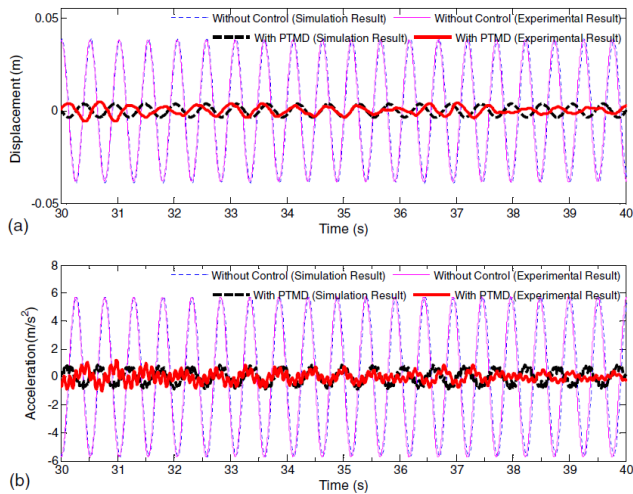
Gambar 2.14 PTMD yang sudah terpasang di tengah pipa lurus

Gambar diatas merupakan instalasi PTMD yang terdiri dari L-beam dan massa peredam. Instalasi tersebut dipasang tepat ditengah -tengah struktur perpipaan lurus.



Gambar 2.15 *Forced excitation system with motor*

Gambar 2.15 merupakan instalasi sistem perpipaan dengan gaya eksitasi yang berasal dari motor. Pipa tersebut diberi gaya eksitasi oleh motor yang dihubungkan dengan bantuan *bungee cable* tepat ditengah struktur pipa. Sistem PTMD yang dibuat berbentuk L yang memiliki dimensi panjang 610 mm, batang horizontal dan vertikal dengan diameter 15,9 mm dan panjang masing-masing 305 mm. Sedangkan massa PTMD yang digunakan adalah beban dengan berat sebesar 18,14 Kg. Kemudian delimeter pada PTMD terbuat dari plat baja dengan lubang berdiameter 51 mm dan diberi lapisan viskoelastik sejumlah 10 lapisan. PTMD tersebut nantinya akan ditempatkan pada tengah struktur pipa.



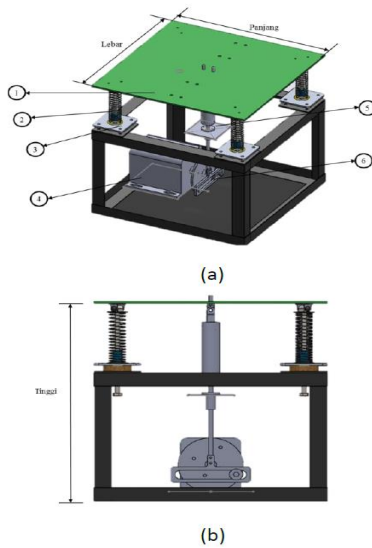
Gambar 2.16 hasil grafik dari *forced vibration* arah horizontal:
(a) *displacement*; (b) *acceleration*

. Dari hasil eksperimen tersebut diperoleh bahwa meningkatnya *damping ratio* menjadi 2,17 % untuk arah horizontal dan 2,355% untuk arah vertikal. Respon *steady state* juga berkurang hingga 86,6% untuk perpindahan dan 83,6% untuk percepatan. Hal ini membuktikan bahwa PTMD cukup efektif untuk meredam getaran berlebih.

2.3.2 Studi Eksperimen dan Analisa reduksi respon getaran translasi dan rotasi dengan menggunakan *dynamic vibration absorber* (DVA) model beam

Pada penelitian ini input yang diberikan yaitu berupa variasi massa dan pegas *absorber* serta posisi peletakan DVA pada sistem utama. Sistem utama yang dirancang memiliki dimensi panjang 500 mm, lebar 500 mm dan tinggi 800 mm. Sistem utama terdiri dari beberapa komponen, diantaranya adalah rangka yang terbuat dari besi, plat datar bermassa 7 kg

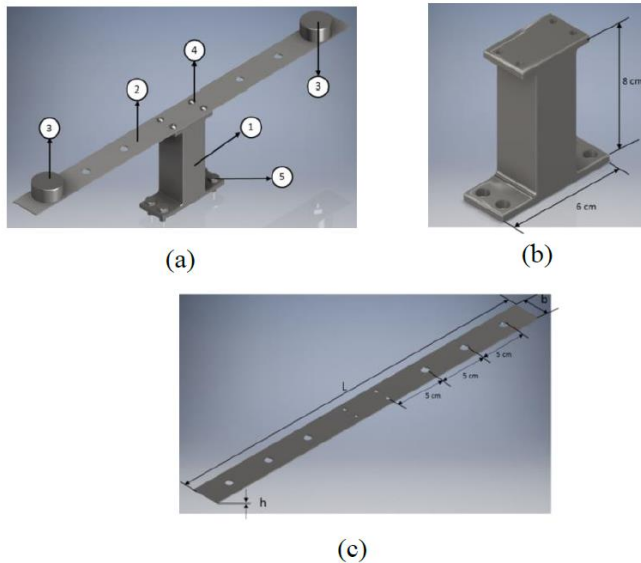
dengan material aluminium, motor DC yang dipasang massa eksentrik sebagai sumber getaran, pegas dengan 2 jenis koefisien pegas, dan beberapa komponen penunjang lainnya. Untuk rancangan sistem utama dapat dilihat pada gambar 2.17 dibawah.



Gambar 2.17 Rancangan Mekanisme Sistem Utama

Keterangan :

1. Massa utama
2. Pegas
3. Damper
4. Motor DC
5. Pegas Penunjuk

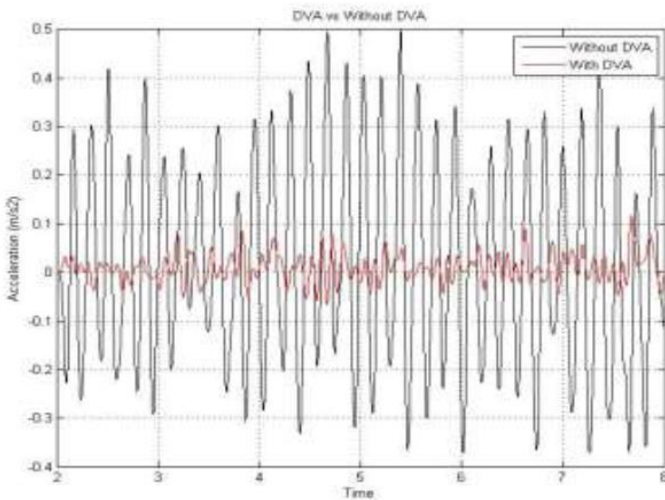


Gambar 2.18 (a) Rancangan *assembly* DVA (b) Rancangan tumpuan DVA (c) rancangan pegas DVA

Keterangan :

1. Tumpuan DVA
2. Beam (Pegas DVA)
3. Massa absorber (Massa DVA)
4. Baut M3
5. Baut M6

Sistem dengan menggunakan mekanisme DVA berbentuk *beam* yang ditumpu di tengah dan diberikan massa DVA di ujung beam tersebut. Massa di letakkan di kedua ujung sehingga menciptakan 2 sistem *absorber* sekaligus. Tumpuan DVA dirancang dengan meninjau defleksi maksimal yang dapat terjadi pada DVA.



Gambar 2.19 Perbandingan Respon Sistem Utama tanpa menggunakan DVA dan dengan menggunakan DVA
(Kurniawan, 2017)

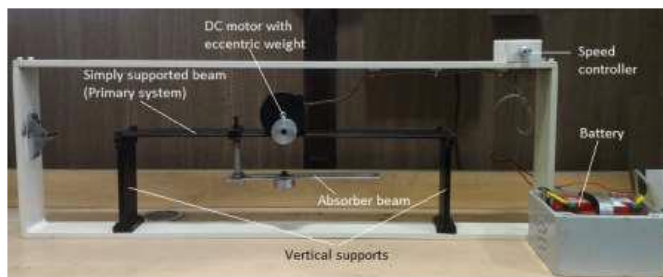
Gambar diatas ini menggambarkan perbandingan respon getaran sistem utama tanpa DVA dengan sistem utama setelah menggunakan DVA. Garis berwarna hitam menunjukkan respon percepatan getaran sistem utama tanpa DVA, dan garis berwarna merah menunjukkan respon percepatan getaran sistem utama dengan menggunakan DVA. Dapat dilihat bahwa DVA yang telah dirancang cukup ampuh untuk meredam getaran berlebih yang terjadi pada sistem utama.

Penelitian yang telah dilakukan oleh Ricky Bramudia Kurniawan (Kurniawan, 2017) diperoleh hasil bahwa reduksi respon getaran terbesar ke arah translasi dengan variasi massa absorber adalah sebesar 75.71% dengan nilai RMS percepatan 0.033 m/s² dengan variasi m_{a1} , k_{a1} pada posisi b_3 . Reduksi maksimal getaran ke arah rotasi adalah sebesar 97.36% dengan

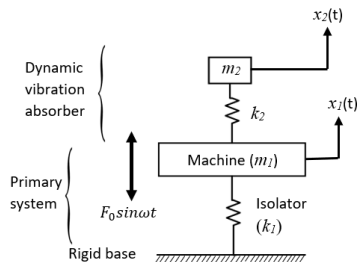
RMS 0.0082 rad/s² dengan menggunakan variasi k_{a1} , m_{a1} , b_3 . Sehingga dapat disimpulkan semakin besar nilai massa absorber yang digunakan pada DVA maka respon percepatan sistem utama akan semakin kecil. Dengan kata lain peredaman getaran ke arah translasi dan rotasi akan semakin baik, demikian sebaliknya

2.3.3 Design and Validation of a Mass Tuned Dynamic Vibration

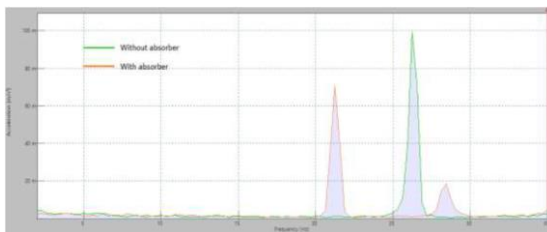
Penelitian mengenai sistem Dynamic Vibration Absorber salah satunya saya ambil dari jurnal internasional yang dilakukan oleh Vaibhav Ghodge, A. P. Bhattu, dan S. B. Patil (Ghodge, Bhattu, & Patil, 2018) pada tahun 2018. Mereka mendesain model *beam* yang di tumpu dikedua ujungnya dengan *unbalance motor* diletakkan ditengah dan menggunakan *dynamic vibration absorber* jenis kantilever untuk meredam getaran berlebih yang berasal dari sumber getaran eksitasi harmonik seperti pada gambar dibawah. Eksitasi harmonik ini berasal dari *unbalance motor*. Dimensi dari sistem utama dengan dengan *simply supported beam* adalah 550x50x5 mm.



Gambar 2.20 *Simply Supported Beam with Unbalanced Motor/Rotor*



Gambar 2 21 Permodelan sistem dinamis *Simply Supported Beam with Unbalanced Motor/Rotor*



Gambar 2.22 Respon frekuensi *Simply Supported Beam* dengan *unbalance* rotor tanpa *absorber* dan dengan *absorber* menggunakan OROS

Gambar 2.22 menunjukkan grafik percepatan versi frekuensi untuk *Simply Supported Beam* dengan *unbalance rotor* tanpa *absorber* dan dengan *absorber*. Natural frekuensi tanpa *absorber* dari sistem pada 26.25 Hz ditunjukkan oleh puncak tertinggi. Ketika *tuned absorber* terpasang ke sistem utama, kita dapat melihat penurunan yang signifikan pada frekuensi dasar sistem kantilever utama yaitu pada 21.25 Hz dan 28.4375 Hz. Dengan begitu sistem utama memiliki pengurangan yang signifikan pada amplitudo getaran. Hasil eksperimen yang telah dilakukan didapat bahwat sistem DVA

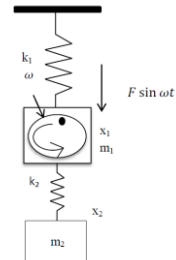
kantilever mampu mengurangi getaran secara signifikan seperti yang terlihat pada gambar diatas.

2.3.4 *Dynamic System Modelling and Experimental Investigation of Tuned Vibration Absorber*

Penelitian yang oleh Mahmood dkk (Mahmood, Djamari, & Nurprasetio, 2013) menggunakan *unbalance motor* ditengah *beam* sebagai gaya eksitasi dan *Tuned Vibration Absorber* (TVA) untuk meredam getaran akibat eksitasi. Variasi frekuensi oleh yang diberikan oleh unbalance motor yaitu 12,5 Hz, 23,9 Hz (*frequency natural* sistem utama) dan 50 Hz. Diamati bahwa hasil simulasi dan eksperimen memiliki yang baik dalam hal perilaku sistem karena perubahan frekuensi alami TVA.

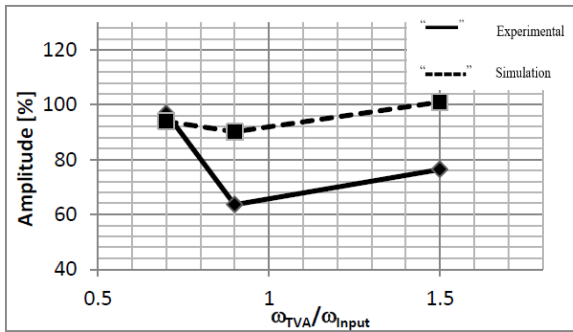


(a)



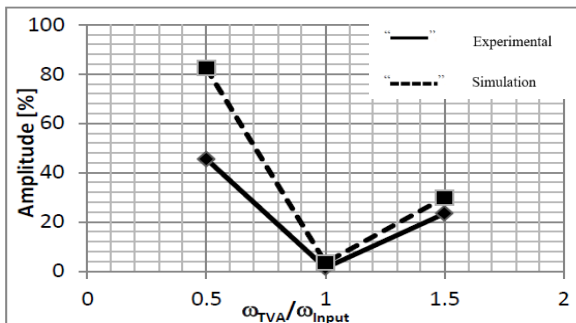
(b)

Gambar 2.23 (a) *Experimental equipment, which contains an electric motor with an unbalance mass, TVA and accelerometer mounted on the pinned-pinned beam*; (b) *dynamic system model*



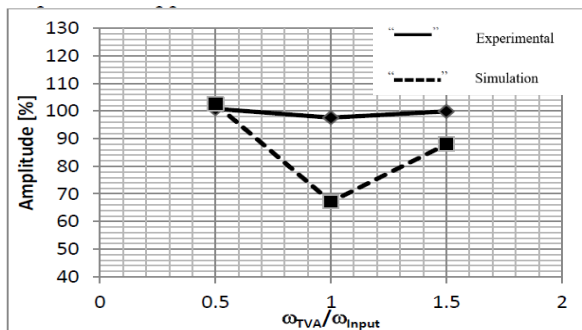
Gambar 2.24 Hasil eksperimen dan simulasi dengan frekuensi eksitasi 12.5 Hz

Ketika sistem dieksitasikan pada input frekuensi 12.5 Hz, didapat 3 data berbeda terkait frekuensi ratio antara frekuensi TVA dan frekuensi input adalah 0.7, 0.9 dan 1.5. maksimum getaran yang dapat diredam yaitu pada frekuensi ratio 0.9 pada hasil eksperimen dan juga simulasi. Pada kasus eksperimen, reduksi getaran maksimum sebesar 37%, dan hanya 10% pada kasus simulasi.



Gambar 2.25 Hasil eksperimen dan simulasi dengan frekuensi eksitasi 23.9 Hz

Pada frekuensi eksitasi 23.9 Hz (frekuensi natural sistem), didapat 3 data berbeda terkait frekuensi ratio antara Frekuesni TVA dan frekuesni input adalah 0.5,1 dan 1.5. maksimum getaran yang dapat diredam yaitu pada frekuensi ratio 0,9 pada hasil eksperimen dan juga simulasi. Pada kasus eksperimen, reduksi getaran maksimum sebesar 98.5%, dan hanya 96.5% pada kasus simulasi.



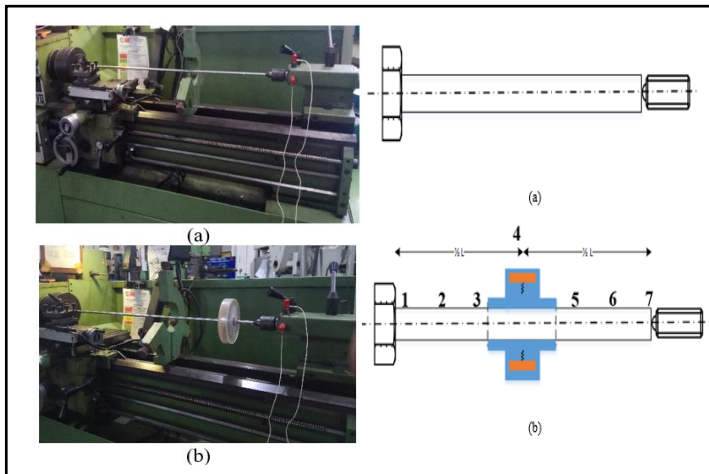
Gambar 2 26 Hasil eksperimen dan simulasi dengan frekuesni eksitasi 50 Hz

Pada frekuensi eksitasi), frekuensi ratio antara Frekuesni TVA dan frekuesni input adalah 0.5,1 dan 1.5. maksimum getaran yang dapat diredam yaitu pada frekuensi ratio 0,9 pada hasil eksperimen dan juga simulasi. Pada kasus eksperimen, reduksi getaran maksimum sebesar 3.5%, dan hanya 33.5% pada kasus simulasi.

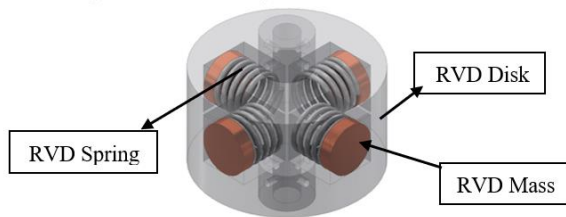
Hasil simulasi dan eksperimen menunjukkan bahwa TVA bekerja secara efektif ketika sistem dioperasikan pada frekuensi alami. Untuk hasil optimal, frekuensi alami TVA harus disetel agar sesuai dengan frekuensi eksitasi, rasio redaman TVA harus sangat rendah dan massa TVA harus kira-kira 10% massa sistem primer

2.3.5 Design & analysis of the vibration reduction responses to the radial vibration damper (RVD) position variation on a long thin shaft

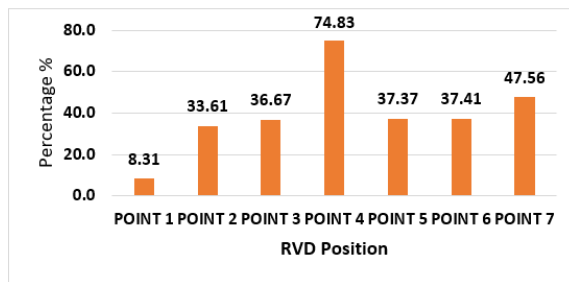
Pada penelitian tugas akhir yang dilakukan oleh Ayatullah Faiz (Aufa, 2019), ia mendesain *Radial Vibration Absorber* (RVD) yang bertujuan untuk mereduksi respon getaran pada sebuah poros 34 anjng langsing. Poros tersebut memiliki dimensi panjang satu meter dan diameter 0,001 meter. Input yang diberikan berupa variasi RPM dari mesin bubut konvensional yaitu 320 RPM, 540 RPM dan 900 RPM dan juga variasi peletakan posisi RVD terdiri 7 variasi posisi yang berada disepanjang poros. Seperti yang terlihat pada gambar dibawah.



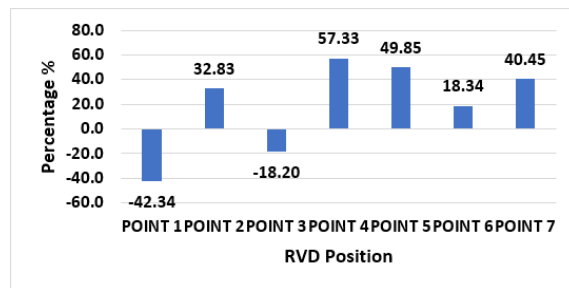
Gambar 2.27 sistem utama (a) tanpa RVD; (b) dengan RVD



Gambar 2.28 desain RVD dengan 4 pegas dan massa absorber

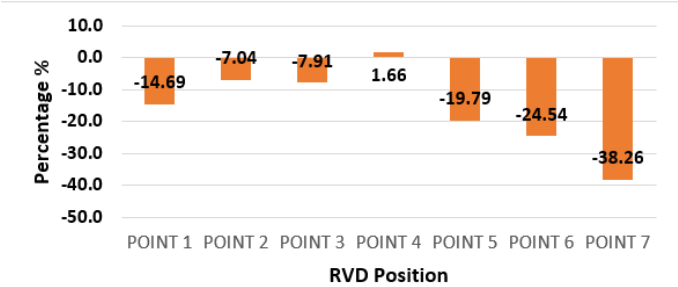


(a)

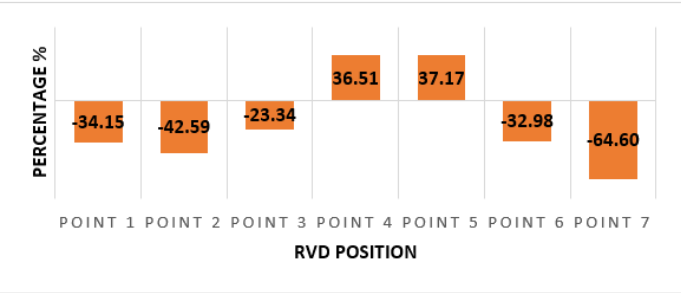


(b)

Gambar 2.29 Respon percepatan pada 320 RPM (a) sumbu X ; (b) sumbu Y

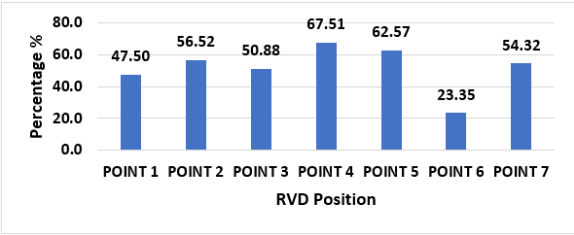


(a)

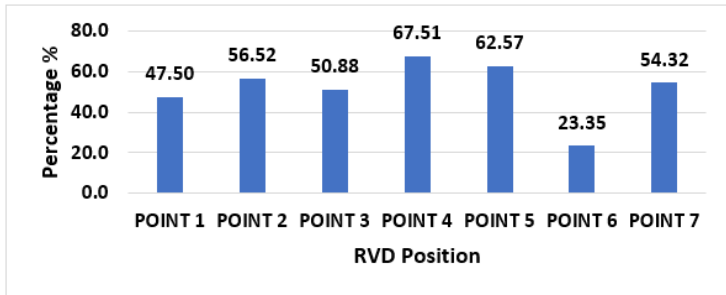


(b)

Gambar 2.30 Respon percepatan pada 540 RPM (a) sumbu X ;
(b) sumbu Y



(a)



(b)

Gambar 2.31 Respon percepatan pada 900 RPM (a) sumbu X ; (b) sumbu Y

Variasi Posisi RVD mempengaruhi respons dinamik sistem utama, respons reduksi getaran yang dihasilkan bervariasi di setiap titik. Secara umum reduksi paling optimal adalah pada titik tengah (midspan) atau titik 4. Dengan respon percepatan reduksi rms pada 320 rpm yang bekerja pada sumbu X adalah 74,83% kemudian pada rpm 540 yang bekerja pada sumbu X adalah 1,66%, dan 900 rpm yang bekerja pada sumbu X adalah 67,51%, dan reduksi optimum kedua adalah pada titik 7 dengan nilai 37,37% pada 320 rpm, titik 5 pada 900 rpm yaitu 62,57%. Hasil yang sedikit berbeda pada respons reduksi getaran yang bekerja pada sumbu Y, yaitu pada rpm 320 titik optimal adalah 4 pada 57,33%, kemudian pada 540 rpm titik optimal adalah 5 pada 37,17% juga pada frekuensi yang sama optimum kedua pada titik 4 yaitu 36,51%, dan pada 900 rpm yang optimal adalah pada titik 5 yaitu 61,47% kemudian pada titik 3 dari 58,91%.

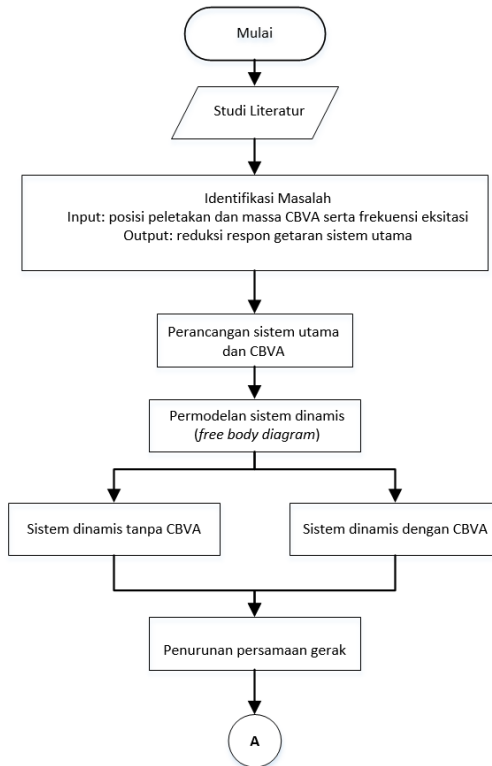
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Agar penulisan dari penelitian untuk tugas akhir ini dapat mencapai tujuan, maka diperlukan langkah-langkah penyusunan yang mendukung prosedur penelitian. Prosedur penelitian akan di jelaskan melalui *flowchart* pada gambar 3.1 berikut:





Gambar 3. 1 *Flowchart* penelitian

3.2 Penjelasan Tahapan Penelitian

3.2.1 Studi Literatur

Langkah pertama pada penelitian ini adalah dengan melakukan studi literatur dan referensi terkait dengan teori getaran hingga mempelajari *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang nantinya diaplikasikan pada sistem perpipaan. Sumber dari studi literatur adalah buku, penelitian tugas akhir sebelumnya dan jurnal internasional yang berkaitan dengan DVA khususnya pada sistem perpipaan.

3.2.2 Identifikasi Masalah

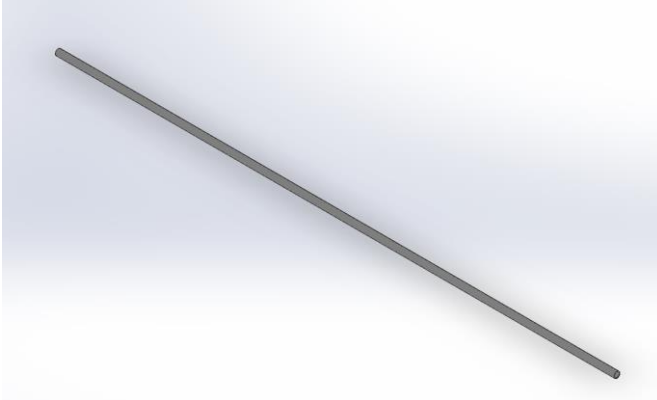
Pada penelitian tugas akhir ini, masalah yang akan diidentifikasi berupa *input* dan *output*. Input merupakan suatu masukan yang diberikan pada penelitian ini, yaitu berupa variasi frekuensi oleh motor untuk gaya eksitasi yang nantinya diberikan ke sistem utama dan variasi posisi peletakan serta variasi massa *absorber cantilever beam* pada sistem utama. Sedangkan output merupakan hasil yang didapatkan dalam penelitian ini, yaitu berupa reduksi respon getaran sistem utama sebelum dan sesudah dipasang DVA yang berupa *cantilever beam*. Pemasangan instalasi perpipaannya akan tempatkan di dalam sebuah bak simulator gelombang laut oleh penelitian sebelumnya yang berada tepat sebelah laboratorium Vibrasi dan sistem dinamis Departemen Teknik mesin ITS.

3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan *Cantilever Beam*

3.2.3.1 Perancangan Mekanisme sistem utama

Sistem utama yang akan dianalisis adalah pipa lurus pada sistem perpipaan. Pipa lurus ini nantinya akan ditumpu dan di *clamp* dikedua ujungnya. Lalu tepat di tengah pipa lurus tersebut akan di beri gaya eksitasi oleh motor yang menggunakan mekanisme *scotch yoke*. Sistem utama (pipa lurus) yang dirancang memiliki dimensi Panjang 3000 mm, diameter luar 32 mm, diameter dalam 28 mm yang telah

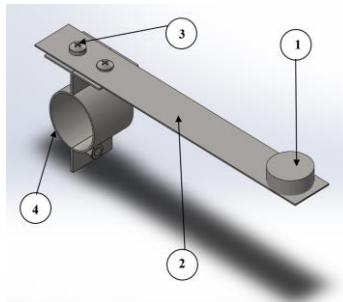
disesuaikan dengan dimensi dari bak. Material pipa adalah PVC 1 in.



Gambar 3. 2 pipa lurus

3.2.3.2 Perancangan Mekanisme *Cantilever Beam*

Dynamic Vibration Absorber (DVA) yang digunakan adalah sistem dengan menggunakan mekanisme *DVA* yang menggunakan *cantilever beam*. Massa di letakkan di ujung beam tersebut. Beberapa parameter penelitian yang digunakan didapatkan dari hasil perhitungan dan penurunan rumus.



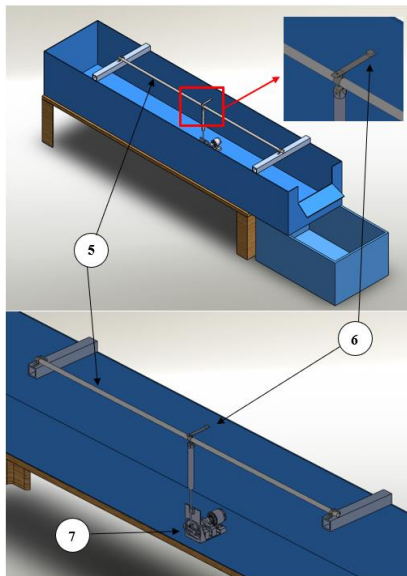
Gambar 3. 3 Perencanaan CBVA

Keterangan:

1. Massa peredam
2. *Cantilever beam*
3. Baut
4. *Clamp* penghubung

Massa *absorber* dalam sistem DVA yang digunakan dalam penelitian ini akan divariasikan ratio senilai $1/10$, $1/20$ dan $1/30$ terhadap massa utama sesuai dengan pustaka dan penelitian terdahulu.

Untuk menggambarkan rancangan mekanisme keseluruhan dari sistem utama dan DVA, dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 3. 4 Rancangan sistem utama dan CBVA

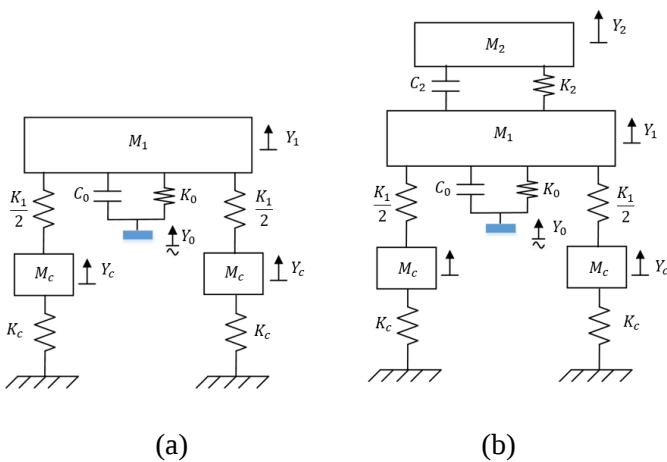
Keterangan:

5. Sistem utama
6. *Cantilever beam Vibration Absorber (CBVA)*
7. Motor dan penggerak

3.2.4 Permodelan Sistem Dinamis

Pada gambar 3.5 merupakan model dinamis dari sistem utama dan CBVA dengan arah gerak translasi dan juga rotasi.

- **Translasi**



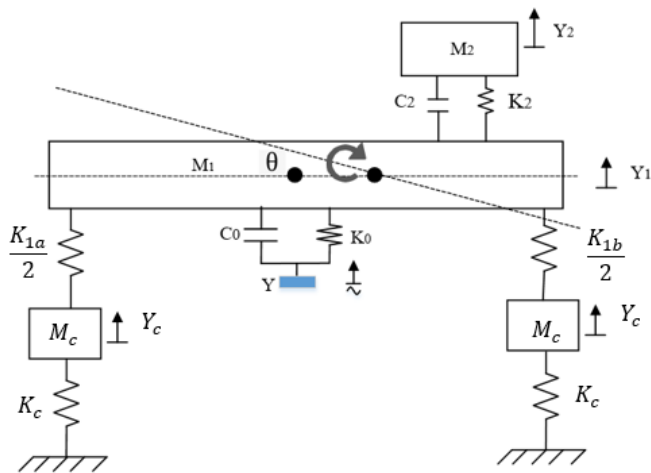
Gambar 3. 5 (a) permodelan sistem dinamis tanpa CBVA; (b) permodelan sistem dinamis dengan CBVA

Keterangan:

- M_1 : Massa sistem utama
 M_2 : Massa CBVA
 M_c : Massa *Clamp*

- Y_0 : Displacement eksitasi motor
 Y_1 : Displacement massa utama
 Y_2 : Displacement CBVA
 Y_2 : Displacement Clamp
 K_0 : Konstanta kekakuan dari sistem penggerak
 K_1 : Konstanta kekakuan pipa
 K_c : Konstanta kekakuan *clamp*
 K_2 : Konstanta kekakuan dari CBVA
 C_2 : Konstanta damping dari CBVA
 C_0 : Konstanta Damping dari sistem penggerak

- **Translasi dan Rotasi**



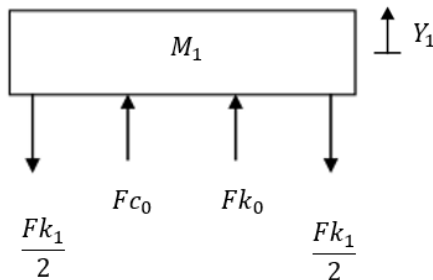
Gambar 3. 6 permodelan sistem dinamis dengan CBVA posisi tidak tepat ditengah

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

3.2.5.1 Persamaan Gerak Sistem Dengan Menggunakan CBVA

Berdasarkan model dinamis yang telah dibuat, dapat dibentuk *free body diagram* dari sistem guna mengetahui persamaan gerak translasi dari sistem utama tanpa CBVA. Adapun persamaan gerak dari sistem utama tanpa adanya CBVA adalah sebagai berikut:

- **Massa sistem utama**



Gambar 3. 7 *Free body diagram* sistem utama tanpa CBVA

Keterangan:

- M_1 : Massa sistem utama
 Y_1 : *Displacement* massa utama
 F_{K1} : Gaya pegas dari *clamp* pipa
 F_{K0} : Gaya eksitasi pegas dari sistem penggerak
 F_{c0} : Gaya redam dari sistem penggerak

Berdasarkan FBD yang telah dibuat dapat dibentuk persamaan gerak translasi terhadap sumbu y pada benda kerja sebagai berikut:

Dimana:

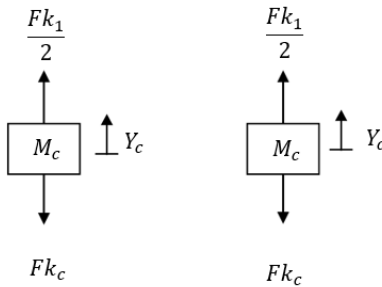
$$Fk_1 = K_1(Y_1 - Y_c) \quad (3.1)$$

$$Fk_0 = K_0(Y_0 - Y_1) \quad (3.2)$$

$$Fc_0 = C_0(\dot{Y}_0 - \dot{Y}_1) \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F &= M_1 \ddot{Y}_1 \\
 Fc_0 + Fk_0 - \frac{Fk_1}{2} - \frac{Fk_1}{2} &= M_1 \ddot{Y}_1 \\
 Fc_0 + Fk_0 - Fk_1 &= M_1 \ddot{Y}_1 \\
 C_0(\dot{Y}_0 - \dot{Y}_1) + K_0(Y_0 - Y_1) - K_1(Y_1 - Y_c) &= M_1 \ddot{Y}_1 \\
 C_0\dot{Y}_0 - C_0\dot{Y}_1 + K_0Y_0 - K_0Y_1 - K_1Y_1 + K_1Y_c &= M_1 \ddot{Y}_1 \\
 M_1 \ddot{Y}_1 - C_0\dot{Y}_1 + K_0Y_1 + K_1Y_1 - K_1Y_c &= K_0Y_0 + C_0\dot{Y}_0 \\
 M_1 \ddot{Y}_1 + C_0\dot{Y}_1 + (K_0 + K_1)Y_1 - K_1Y_c &= K_0Y_0 + C_0\dot{Y}_0
 \end{aligned} \quad (3.4)$$

- **Massa *clamp* penyangga**



Gambar 3. 8 *Free body diagram* massa *clamp* penyangga

Keterangan:

M_c : Massa sistem utama

Y_c : *Displacement* massa clamp

Fk_1 : Gaya pegas dari *clamp* pipa

Dimana:

$$Fk_1 = K_1(Y_1 - Y_c)$$

$$Fk_c = K_c Y_c \quad (3.5)$$

$$+\uparrow \Sigma F = M_c \ddot{Y}_c$$

$$\frac{Fk_1}{2} - Fk_c = M_c \ddot{Y}_c$$

$$\frac{K_1(Y_1 - Y_c)}{2} - K_c Y_c = M_c \ddot{Y}_c$$

$$K_1(Y_1 - Y_c) - 2K_c Y_c = 2M_c \ddot{Y}_c$$

$$K_1 Y_1 - K_1 Y_c - 2K_c Y_c = 2M_c \ddot{Y}_c$$

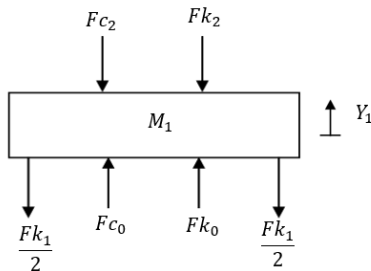
$$K_1 Y_1 - (K_1 + K_c) Y_c = 2M_c \ddot{Y}_c$$

$$2M_c \ddot{Y}_c - K_1 Y_1 + (K_1 + 2K_c) Y_c = 0$$

3.2.5.2 Persamaan Gerak Sistem Dengan Menggunakan CBVA gerak Translasi

Berdasarkan model dinamis yang telah dibuat, dapat dibentuk *free body diagram* dari sistem guna mengetahui persamaan gerak translasi dari sistem utama dengan CBVA. Adapun persamaan gerak dari sistem utama tanpa adanya CBVA adalah sebagai berikut:

- **Massa Sistem Utama**



Gambar 3. 9 *Free body diagram* massa utama dengan CBVA

Keterangan:

- M_1 : Massa sistem utama (kg)
 Y_1 : *Displacement* massa utama (m)
 F_{K0} : Gaya eksitasi pegas dari sistem penggerak
 F_{c0} : Gaya redam dari sistem penggerak
 F_{K1} : Gaya pegas dari *clamp* pipa
 F_{K2} : Gaya pegas dari sistem CBVA
 F_{C2} : Gaya redam dari sistem CBVA

Berdasarkan FBD yang telah dibuat dapat dibentuk persamaan gerak translasi terhadap sumbu y pada benda kerja sebagai berikut:

Dimana:

$$Fk_1 = K_1(Y_1 - Y_c)$$

$$Fk_0 = K_0(Y_0 - Y_1)$$

$$Fc_0 = C_0(\dot{Y}_0 - \dot{Y}_1)$$

$$Fk_2 = K_2(Y_1 - Y_2) \quad (3.6)$$

$$Fc_2 = C_2(\dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) \quad (3.7)$$

$$+\uparrow \Sigma F = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$Fk_0 + Fc_0 - \frac{Fk_1}{2} - \frac{Fk_1}{2} - Fk_2 - Fc_2 = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$Fk_0 + Fc_0 - Fk_1 - Fk_2 - Fc_2 = M_1 \ddot{Y}_1$$

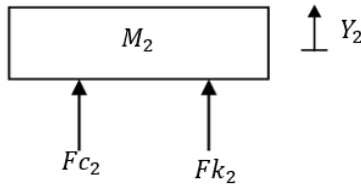
$$K_0(Y_0 - Y_1) + C_0(\dot{Y}_0 - \dot{Y}_1) - K_1(Y_1 - Y_c) - K_2(Y_1 - Y_2) - C_2(\dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$K_0 Y_0 - K_0 Y_1 + C_0 \dot{Y}_0 - C_0 \dot{Y}_1 - K_1 Y_1 + K_1 Y_c - K_2 Y_1 + K_2 Y_2 - C_2 \dot{Y}_1 + C_2 \dot{Y}_2 = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$K_0 Y_0 - (K_0 + K_1 + K_2) Y_1 + C_0 \dot{Y}_0 - (C_0 + C_2) \dot{Y}_1 + K_1 Y_c + K_2 Y_2 + C_2 \dot{Y}_2 = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$M_1 \ddot{Y}_1 + (K_0 + K_1 + K_2) Y_1 + (C_0 + C_2) \dot{Y}_1 - K_1 Y_c - K_2 Y_2 - C_2 \dot{Y}_2 = K_0 Y_0 + C_0 \dot{Y}_0 \quad (3.8)$$

- **Massa Sistem CBVA**



Gambar 3. 10 *Free body diagram* sistem CBVA

Keterangan:

M : Massa CBVA (kg)

Y_2 : *Displacement* CBVA

F_{K2} : Gaya pegas dari sistem CBVA

F_{C2} : Gaya redam dari sistem CBVA

Berdasarkan FBD yang telah dibuat dapat dibentuk persamaan gerak translasi terhadap sumbu y pada benda kerja sebagai berikut:

Dimana:

$$Fk_2 = K_2(Y_1 - Y_2)$$

$$Fc_2 = C_2(\dot{Y}_1 - \dot{Y}_2)$$

$$+\uparrow \Sigma F = M_2 \ddot{Y}_2$$

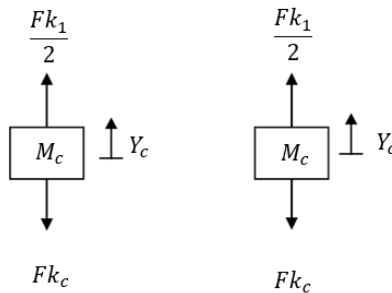
$$Fk_2 + Fc_2 = M_2 \ddot{Y}_2$$

$$K_2(Y_1 - Y_2) + C_2(\dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) = M_2 \ddot{Y}_2$$

$$K_2 Y_1 - K_2 Y_2 + C_2 \dot{Y}_1 - C_2 \dot{Y}_2 = M_2 \ddot{Y}_2$$

$$M_2 \ddot{Y}_2 - K_2 Y_1 + K_2 Y_2 - C_2 \dot{Y}_1 + C_2 \dot{Y}_2 = 0 \quad (3.9)$$

- **Massa *clamp* penyangga**



Gambar 3. 11 *Free body diagram* massa *clamp* penyangga

Dimana:

$$Fk_1 = K_1(Y_1 - Y_c)$$

$$Fk_c = K_c Y_c$$

$$+\uparrow \Sigma F = M_c \ddot{Y}_c$$

$$\frac{Fk_1}{2} - Fk_c = M_c \ddot{Y}_c$$

$$\frac{K_1(Y_1 - Y_c)}{2} - K_c Y_c = M_c \ddot{Y}_c$$

$$K_1(Y_1 - Y_c) - 2K_c Y_c = 2M_c \ddot{Y}_c$$

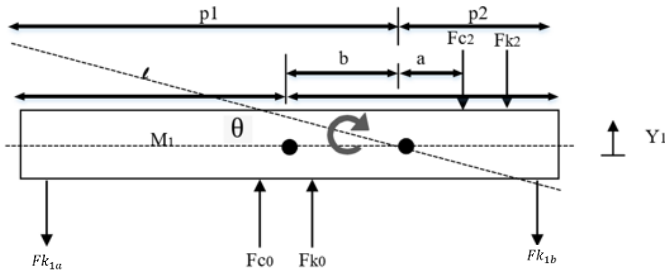
$$K_1 Y_1 - K_1 Y_c - 2K_c Y_c = 2M_c \ddot{Y}_c$$

$$K_1 Y_1 - (K_1 + K_c) Y_c = 2M_c \ddot{Y}_c$$

$$2M_c \ddot{Y}_c - K_1 Y_1 + (K_1 + 2K_c) Y_c = 0 \quad (3.10)$$

3.2.5.3 Persamaan gerak dengan menggunakan CBVA gerak Rotasi

Berdasarkan model dinamis yang telah dibuat, dapat dibentuk *free body diagram* dari sistem guna mengetahui persamaan gerak rotasi dari sistem utama dengan CBVA akibat pengaruh pemindahan posisi CBVA.



Gambar 3. 12 FBD sistem utama dengan pergeseran CBVA

Dimana:

$$Fk_0 = k_0(y - y_1 + b\theta)$$

$$Fc_0 = c_0(\dot{y} - \dot{y}_1 + b\dot{\theta})$$

$$Fk_{1a} = k_1(y_1 - P_1\theta - y_c)$$

$$Fk_{1b} = k_1(y_1 - P_2y_c - y_c)$$

$$Fk_2 = k_2(y_1 + a\theta - y_2)$$

$$Fc_3 = c_3(\dot{y}_1 + a\dot{\theta} - \dot{y}_2)$$

- Persamaan Arah Translasi

$$+\uparrow \Sigma F = M_1\ddot{Y}_1$$

$$Fc_0 + Fk_0 - Fk_{1a} - Fk_{1b} - Fk_2 - Fc_2 = M_1\ddot{Y}_1$$

$$c_0(\dot{y} - \dot{y}_1 + b\dot{\theta}) + k_0(y - y_1 + b\theta) - k_1(y_1 - P_1\theta - y_c) - k_1(y_1 + P_2\theta - y_c) - k_2(y_1 + a\theta - y_2) - c_2(\dot{y}_1 + a\dot{\theta} - \dot{y}_2) = M_1\ddot{Y}_1$$

$$c_0\dot{y} - c_0\dot{y}_1 + c_0b\dot{\theta} + k_0y - k_0y_1 + k_0b\theta - k_1y_1 + k_1P_1\theta + k_1y_c - k_1y_1 - k_2P_2\theta + k_1y_c - k_2y_1 - k_2a\theta + k_2y_2 - c_2\dot{y}_1 - c_2a\dot{\theta} + c_2\dot{y}_2 = M_1\ddot{Y}_1$$

$$M_1\ddot{Y}_1 + c_0\dot{y}_1 - c_0b\dot{\theta} + k_0y_1 - k_0b\theta + k_1y_1 - k_1P_1\theta - k_1y_c + k_1y_1 + k_2P_2\theta - k_1y_c + k_2y_1 + k_2a\theta - k_2y_2 + c_2\dot{y}_1 + c_2a\dot{\theta} - c_2\dot{y}_2 = k_0y + c_0\dot{y}$$

$$k_0y + c_0\dot{y} = M_1\ddot{Y}_1 + (c_0 + c_2)\dot{y}_1 - c_2\dot{y}_2 + (k_0 + 2k_1 + k_2)y_1 - k_2y_2 - (c_0b - c_2a)\dot{\theta} - (k_0b + k_1P_1 - k_2P_2 - k_3a)\theta \quad (3.11)$$

- Arah Rotasi

$$+\curvearrowright \Sigma M = J_1\ddot{\theta}_1$$

$$Fk_0b + Fc_0b - Fk_{1a}P_1 + Fk_{1b}P_2 + Fk_2a + Fc_2a = J_1\ddot{\theta}_1$$

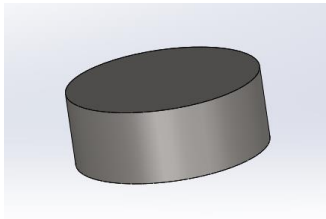
$$\begin{aligned}
& k_0(y - y_1 + b\theta)b + c_0(\dot{y} - \dot{y}_1 + b\dot{\theta})b - k_1(y_1 - P_1\theta - y_c)P_1 + k_1(y_1 + P_2\theta - y_c)P_2 + k_2(y_1 + a\theta - y_2)a + c_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 + a\dot{\theta})a = J_1\ddot{\theta}_1 \\
& k_0y.b - k_0y_1.b + k_0b^2\theta + c_0\dot{y}b - c_0\dot{y}_1.b + c_0b^2\dot{\theta} - \\
& k_1y_1P_1 + k_1P_1^2\theta + k_1y_cP_1 + k_1y_1P_2 + k_1P_2^2\theta - k_1y_cP_2 + \\
& k_2y_1a + k_2a^2\theta - k_2y_2a + c_2a\dot{y}_1 - c_2a\dot{y}_2 + c_2a^2\dot{\theta} = \\
& J_1\ddot{\theta}_1 \\
& k_0y.b + c_0\dot{y}b = J_1\ddot{\theta}_1 - (k_0b^2 + k_1P_1^2 + k_1P_2^2 + k_2a^2)\theta - \\
& (c_0b^2 + c_2a^2)\dot{\theta} + (k_0.b - k_1P_1 + k_1P_2 + k_2a)y_1 + \\
& (c_0.b - c_1a)\dot{y}_1 + c_2a\dot{y}_2 + k_2ay_2 - (k_1P_1 - k_1P_2)y_c \quad (3.12)
\end{aligned}$$

3.2.6 Rancang Bangun

Pada subbab rancang bangun ini membahas mengenai komponen-komponen penyusun dari *Cantilever Beam Vibration absorber* yang telah dirancang. Berikut merupakan penjelasan terkait material komponen CBVA yang digunakan:

1. Massa Absorber/peredam

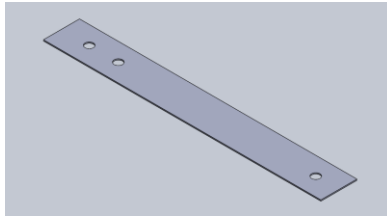
Massa CBVA direncanakan berbentuk koin yang terbuat dari material besi (Fe) dengan massa jenis 7.800 kg/m^3 . Massa ini akan ditambahkan ke *cantilver beam* untuk mencapai massa yang diinginkan sesuai variasi.



Gambar 3. 13 Koin Besi sebagai Massa Peredam

2. *Cantilever Beam*

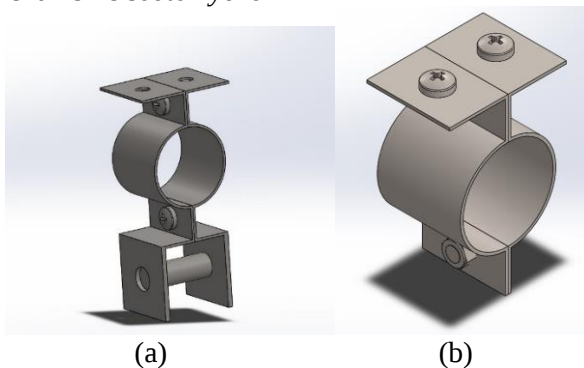
CBVA menggunakan material *Polylactic Acid* (PLA). Gambar dibawah ini merupakan rancangan pegas yang digunakan sebagai komponen CBVA.



Gambar 3. 14 *Cantilever Beam*

3. *Clamp* penghubung

Clamp penghubung digunakan untuk menghubungkan antara CBVA dan pipa lurus. *Clamp* penghubung terdiri atas 2 jenis disain, yaitu *clamp* penghubung yang posisi nya hanya ditengah pipa sekaligus penghubung untuk sistem penggerak oleh mekanisme *scotch yoke*



Gambar 3. 15 *Clamp* penghubung (a) ditengah pipa lurus; (b) unduk dipindah-pindah

3.2.7 Perencanaan Parameter

Parameter penelitian ini digunakan untuk merancang bangun yang akan diteliti. Parameter ini meliputi massa, koefisien pegas dan redaman. Nilai parameter- parameter yang dibutuhkan akan dijelaskan dibawah ini.

1. Menentukan Massa Utama (M_1)

Benda kerja yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah pipa lurus yang terbuat dari bahan PVC dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 3.1 Sifat Fisik Benda Kerja

Diameter (mm)	32 mm
Tebal dinding (mm)	2 mm
Panjang (mm)	3000 mm
<i>Specific gravity</i> (g/cm ³)	1,40 g/cm ³
Modulus elastisitas (N/mm ²)	3000 N/mm ²

Berdasarkan sifat fisik pada tabel 3.1 didapatkan massa jenis pipa sebagai berikut:

$$\text{specific gravity (SG)} = \frac{\rho \text{ pipa PVC}}{\rho_{H_2O}} \quad (3.10)$$

$$1,40 \text{ g/cm}^3 = \frac{\rho \text{ pipa PVC}}{1 \text{ g/cm}^3}$$

$$\begin{aligned} \rho \text{ pipa PVC} &= 1,40 \text{ g/cm}^3 \\ &= 1.400 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Berdasarkan dimensi yang pada tabel 3.1 didapatkan volume pipa sebagai berikut:

$$V = \frac{\pi}{4} x d_0^2 x t - \frac{\pi}{4} x d_1^2 x t \quad (3.13)$$

$$V = \frac{\pi}{4} x t (d_0^2 - d_1^2)$$

$$V = \frac{\pi}{4} x 3000 (d_0 + d_1)(d_0 - d_1)$$

$$V = \frac{\pi}{4} x 3000 (32 + 28)(32 - 28)$$

$$V = 5,655.10^{-4} m^3$$

Sehingga massa dari pipa dapat dicari melalui persamaan sebagai berikut:

$$m = \rho x V \quad (3.14)$$

$$m = 1.400 \text{ kg}/m^3 x 5,655.10^{-4} m^3$$

$$m = 0,792 \text{ kg}$$

Sistem utama pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

m sistem utama (M_1) = massa pipa + massa clamp + massa selongsong exciter

$$m \text{ sistem utama } (M_1) = 0,792 \text{ kg} + 0,195 \text{ kg} + 0,473 \text{ kg}$$

$$m \text{ sistem utama } (M_1) = 1,46 \text{ kg}$$

2. Menentukan Massa Absorber (M_2)

Berdasarkan teori mengenai *vibration absorber* pada buku S. Rao (Rao, 2011), rasio perbandingan massa *absorber* terhadap massa utama yang optimal adalah $\frac{1}{20}$. Tetapi pada

penelitian ini akan divariasikan massa absorber untuk mendapatkan nilai yang paling optimal. Maka massa absorber (M_2) yang divariasikan didapat dengan persamaan dibawah ini

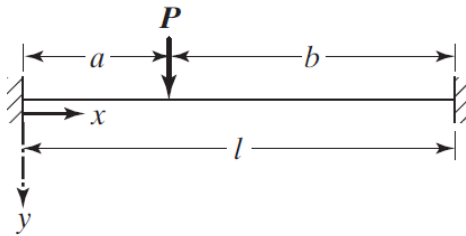
$$M_2 = \frac{1}{20} M_1 \quad (3.15)$$

Keterangan:

M_2 = massa absorber

M_1 = massa sistem utama

3. Menentukan Konstanta Kekakuan Sistem Utama (K_1)



Gambar 3. 16 *Simply Supported Beam*

$$y(x) = \begin{cases} \frac{Pb^2x^2}{6EI l^3} [3al - x(3a + b)]; & 0 \leq x \leq a \\ \frac{Pa^2(l-x)^2}{6EI l^3} [3bl - (l-x)(3b + a)]; & a \leq x \leq l \end{cases}$$

Apabila gaya P tepat ditengah-tengah ($L/2$) maka diperoleh nilai defleksi sebagai berikut:

$$y(x) = \frac{PL^3}{192EI}$$

Sehingga didapatkan nilai koefisien kekakuan sistem utama sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P &= K_1 \cdot y(x) \\
 P &= K_1 \cdot y(x) \\
 K_1 &= \frac{P}{\frac{PL^3}{192EI}} \\
 K_1 &= \frac{192EI}{L^3}
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

Keterangan :

K_1 = koefisien pegas sistem utama

E = Modulus Elastisitas sistem utama

I = nilai inersia sistem utama

L = Panjang pipa

Inersia dari pipa dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut:

$$I = \frac{\pi}{64} (do^4 - di^4) \tag{3.17}$$

4. Menentukan Konstanta Kekakuan Sistem Peredam (K_2)

Berdasarkan teori tentang *vibration absorber* yang terdapat di buku “Mechanical Vibration” karangan S. Rao dan penelitian-penelitian terdahulu, maka diperoleh rasio perbandingan pegas *absorber* terhadap pegas sistem utama yang optimal sebagai berikut

$$K_2 = \frac{1}{20} K_1 \tag{3.18}$$

Hal ini didasarkan pada frekuensi natural sistem utama. Dimana, frekuensi DVA yang digunakan sama dengan

frekuensi natural sistem utama. Sehingga perbandingnya massa *absorber* dan koefisien pegas *absorber* terhadap massa dan koefisien pegas *equivalent* sistem utama bernilai sama. Maka, bila nilai dari massa *absorber* berubah, nilai koefisien pegas *absorber* juga akan berubah menyesuaikan nilai massa *absorber*

5. Menentukan material CBVA

Untuk menentukan material CBVA, Panjang, lebar dan tebal dari *cantilever beam*, terlebih dahulu sudah di tentukan menyesuaikan kebutuhan, sehingga didapat nilai *modulus young* dari material yang nantinya akan digunakan. Persamaannya dapat digunakan sebagai berikut:

$$K_2 = \frac{3EI}{L^3} \text{ (Rao, 2011)}$$

$$E = \frac{K_2 L^3}{3I}$$
(3.19)

Keterangan :

E = Modulus Elastisitas material beam

K_2 = koefisien pegas absorber

I = nilai inersia beam

L = panjang beam

Untuk mendapatkan nilai inersia beam, maka digunakan persamaan dibawah ini.

$$I = \frac{1}{12} b h^3 \quad (3.20)$$

Keterangan :

b = lebar *cantilever beam*

h = Tebal *cantilever beam*

6. Menentukan Frekuensi natural sistem utama (ω_n)

Berdasarkan permodelan sistem dinamis yang telah di buat, frekuensi natural sistem utama pada penelitian tugas akhir kali ini dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_1}} \quad (3.21)$$

7. Menentukan Frekuensi operasi (ω_f)

Frekuensi operasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah sama dengan frekuensi natural dari sistem. Frekuensi natural dapat diperoleh dengan menggunakan rumus

$$\omega_f = \omega_n \quad (3.22)$$

Frekuensi operasi sengaja dipilih sama dengan frekuensi natural agar terjadi efek resonansi dimana amplitudo yang dihasilkan mencapai nilai maksimal. Hal ini ditujukan agar dapat mengetahui respon redaman yang dihasilkan CBVA pada kondisi resonansi. Di samping itu, selain mengoperasikan di frekuensi natural, akan dilakukan variasi ω_f untuk mengetahui respon yang paling optimum.

Parameter-parameter penelitian dapat dirangkum pada tabel dibawah

Tabel 3.2 Parameter Sistem Utama

No	Parameter	Simbol	Satuan
1	Massa sistem utama	M_1	kg
2	Konstanta kekakuan sistem utama	K_1	N/m
3	Konstanta Pegas Eksitasi	k_o	N/m
4	Konstanta redaman pegas penggerak	c_o	Ns/m

Tabel 3.3 Parameter *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA)

No	Parameter	Simbol	Satuan
1	Konstanta pegas CBVA	K_2	N/m
2	Konstanta redam CBVA	C_2	Ns/m
3	Massa <i>absorber</i> CBVA (1/10 massa utama)	M_{a1}	kg
4	Massa <i>absorber</i> CBVA (1/20 massa utama)	M_{a2}	kg
5	Massa <i>absorber</i> CBVA (1/30 massa utama)	m_{a3}	kg
6	Modulus Elastisitas	E	Pa
7	Inersia <i>beam</i>	I	m^4
8	Panjang Cantilever	L	m
9	Lebar Cantilever	b	m
10	Tebal Cantilever	h	m

3.2.8 Eksperimen

Terdapat urutan langkah-langkah dalam melakukan eksperimen pada penelitian tugas akhir ini. Prosedurnya penelitian nantinya terbagi 2 yaitu tanpa penambahan CBVA dan dengan penambahan CBVA.

3.2.8.1 Prosedur pengambilan data eksperimen tanpa CBVA

1. menyiapkan peralatan dengan sebuah mekanisme *scotch yoke* dipasang di tengah-tengah sistem utama (pipa lurus)
2. *Probe accelerometer* yang sudah tersambung dengan adaptor dan *occilloscope* diletakkan diatas kedua *clamp* penyangga pipa lurus.
3. Amplitude getaran pada mekanisme *scotch yoke* disetel sebesar 2 cm

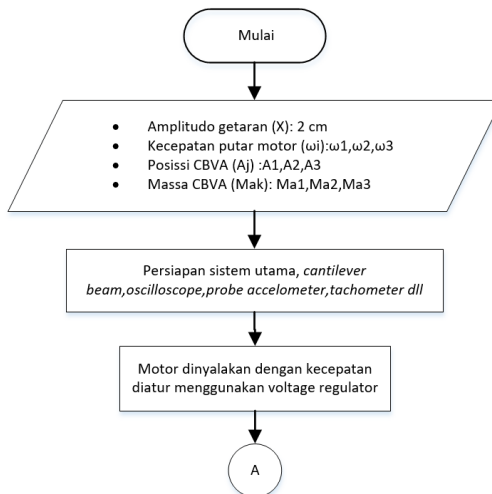
4. Motor dinyalakan dengan kecepatan yang diatur melalui *voltage regulator*.
5. Tachometer ditembakkan pada titik yang sudah ditandai sesuai amplitude getaran.
6. *Voltage regulator* diatur hingga kecepatan putar motor yang terbaca pada *tachometer* sebesar 150 RPM.
7. Data getaran yang terbaca pada *occilloscope* disimpan sebanyak 3 kali.
8. Langkah 5-7 diulang dengan mengganti kecepatan putar motor menjadi RPM 200 dan 300 pada langkah 6

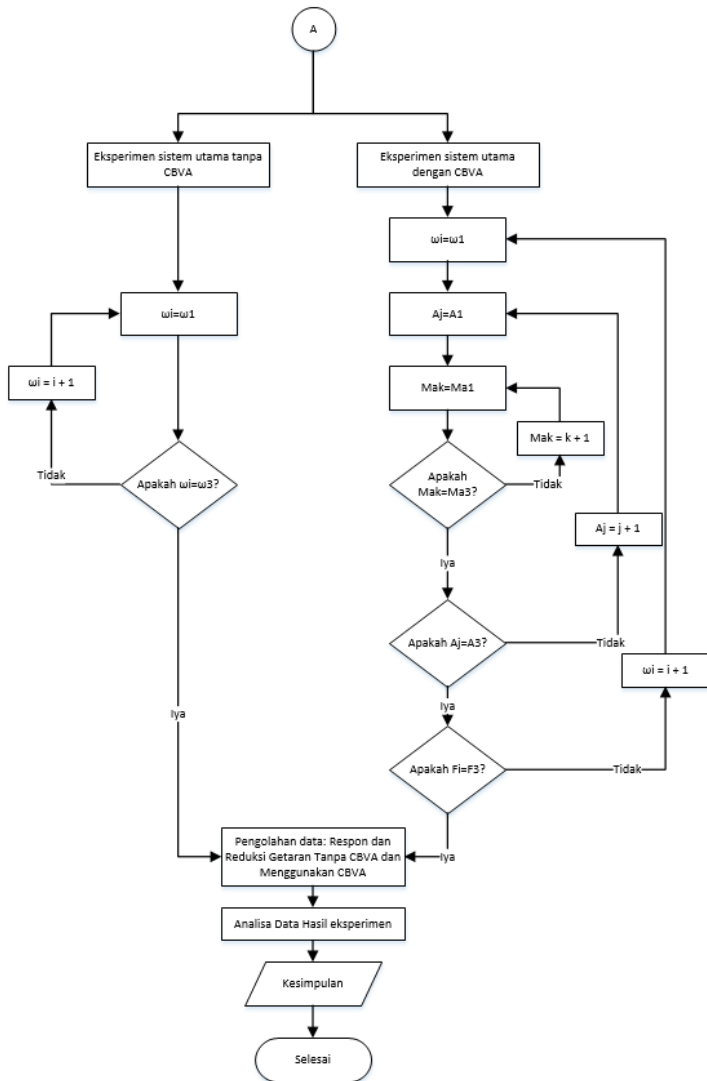
3.2.8.2 Prosedur pengambilan data eksperimen dengan CBVA

1. Menyiapkan peralatan dengan sebuah mekanisme *scotch yoke* dipasang di tengah-tengah sistem utama (pipa lurus)
2. Meletakkan *Probe accelerometer* yang sudah tersambung dengan adaptor dan *occilloscope* diatas kedua *clamp* penyangga pipa lurus.
3. Mengatur amplitude getaran pada mekanisme *scotch yoke* sebesar 2 cm
4. Memasang CBVA dengan rasio massa 1/10 ditengah-tengah sistem utama
5. Menyalakan motor dengan kecepatan yang diatur melalui *voltage regulator*.
6. Menembakkan *tachometer* pada titik yang sudah ditandai sesuai amplitude getaran.
7. Mengatur *Voltage regulator* hingga kecepatan putar motor yang terbaca pada *tachometer* sebesar 150 RPM

8. Menyimpan data getaran yang terbaca pada *ocilloscope*.
9. Mengulangi langkah 5 hingga 8 dengan mengganti kecepatan putar motor menjadi RPM 200 dan 300 pada langkah 7
10. Motor lalu dimatikan.
11. Mengganti Massa CBVA dengan rasio 1/10 dengan rasio CBVA 1/20.
12. Mengulangi langkah 5 hingga 9.
13. Selanjutnya mengganti lagi massa CBVA dengan rasio massa 1/30.
14. Mengulangi langkah 5 hingga 9.
15. Posisi CBVA dipindah pada posisi peletakan A2.
16. Mengulangi langkah 5 hingga 9.
17. Posisi CBVA dipindah pada posisi peletakan A3.
18. Mengulangi langkah 5 hingga 9.

Langkah-langkah eskperimen tersebut ditunjukkan dengan *flowchart* berikut:

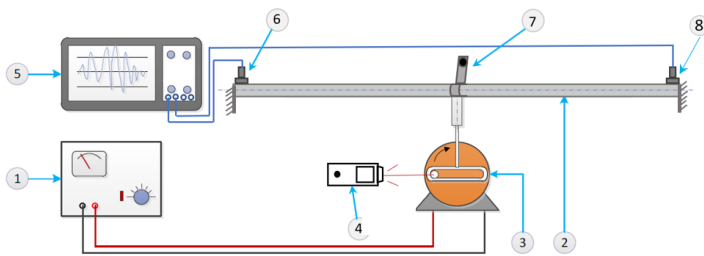




Gambar 3. 17 Flowchart Eksperimen

3.2.9 Skema Pengujian

Gambar 3.18 menunjukkan skema pengujian untuk eksperimen pada penelitian tugas akhir ini. Pada eksperimen ini, *probe* yang terhubung dengan *oscilloscope* diletakkan pada kedua ujung bagian benda kerja.



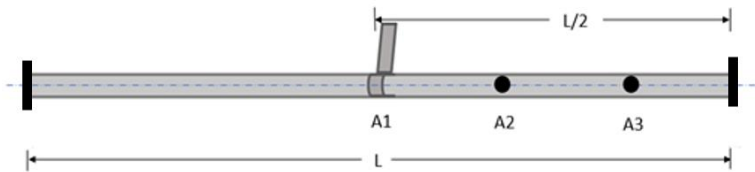
Gambar 3. 18 Skema alat pengujian

Keterangan :

1. *Voltage Regulator*
2. Pipa lurus
3. Motor dan Penggerak
4. *Tachometer*
5. *Digital Oscilloscope*
6. *Probe Accelerometer (clamp 2)*
7. *Single Cantilever Beam Vibration Absorber (CBVA)*
8. *Probe Accelerometer (clamp 1)*

Setelah peralatan dipersiapkan dengan baik, lalu pengujian dilakukan dengan memutar *voltage regulator* hingga mencapai RPM yang sesuai dengan frekuensi operasi. Setelah frekuensi yang diinginkan telah dicapai, lalu respon akan muncul di *oscilloscope* lalu disave. Respon yang didapat akan diolah dengan menggunakan Microsoft Excel dan Matlab sehingga diperoleh RMS percepatan pada setiap variasi. Selain

frekuensi operasi, variasi yang digunakan juga berupa variasi massa dan posisi peletakan CBVA seperti yang terlihat pada gambar 3.19 dibawah. *Probe* diletakkan di *support*/penyangga bertujuan untuk mengetahui reduksi respon getaran yang terjadi karena umumnya kerusakan yang terjadi pada sambungan atau penyangga sistem perpipaan.



Gambar 3. 19 Variasi posisi peletakan CBVA

3.2.10 Pengambilan Data Eksperimen

Eksperimen dilakukan untuk mendapatkan respon getaran sistem utama yang dapat dimonitor dari pembacaan percepatan melalui *oscilloscope* dengan menggunakan *probe accelerometer* yang dipasang pada kedua ujung pipa lurus yang telah di *clamp*. Data dikelompokkan berdasarkan variasi kecepatan putar motor (RPM), variasi rasio massa dan variasi posisi peletakan. Pengambilan data eksperimen dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 3.4 Data hasil eksperimen

Variasi kecepatan motor (RPM)	Respon percepatan Tanpa CBVA (m/s^2)		Posisi peletak an CBVA	Rasio Massa CBVA terhada p massa utama	Respon percepatan Dengan CBVA (m/s^2)		Reduksi respon getaran (%)	
	<i>clam</i> <i>p</i> 1	<i>clam</i> <i>p</i> 2			<i>clam</i> <i>p</i> 1	<i>clam</i> <i>p</i> 2	<i>clam</i> <i>p</i> 1	<i>clam</i> <i>p</i> 2
150			A1	1/10				
				1/20				
				1/30				
			A2	1/10				
				1/20				
				1/30				
			A3	1/10				
				1/20				
				1/30				
200			A1	1/10				
				1/20				
				1/30				
			A2	1/10				
				1/20				
				1/30				
			A3	1/10				
				1/20				
				1/30				
300			A1	1/10				
				1/20				
				1/30				
			A2	1/10				
				1/20				
				1/30				
			A3	1/10				
				1/20				
				1/30				

3.2.11 Analisis data dan pembahasan

Setelah mendapatkan data hasil eksperimen, selanjutnya dilakukan Analisa data dan pembahasan data hasil eksperimen sesuai dengan teori-teori yang digunakan. Dari analisa dan pembahasan yang dilakukan, dapat diketahui pengaruh variabel-variabel yang mempengaruhi keluaran yang diharapkan yaitu respon percepatan dan respon reduksi getaran pada pipa.

3.2.12 Kesimpulan

Dari hasil eksperimen yang didapatkan dan telah dilakukan pembahasan, maka dapat ditarik kesimpulan mengenai penelitian yang telah dilakukan. Kesimpulan yang ditulis merupakan pokok bahasan dan menjawab rumusan masalah yang telah dituliskan pada Bab I sehingga tujuan dari penelitian dapat tercapai. Kemudian akan dibuat saran untuk penelitian selanjutnya agar mendapatkan hasil yang lebih baik.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Peralatan dan Pelaksanaan Eksperimen

Pada bab ini akan dianalisa dan dibahas hasil rancang bangun sistem utama dan CBVA, respon getaran translasi yang dihasilkan mekanisme sistem utama sebelum dan sesudah diredam dengan menggunakan CBVA, serta analisa reduksi getaran berserta variasi-variasi yang sudah ditentukan. Data yang diperoleh merupakan data hasil eksperimen dalam skala laboratorium. Terdapat beberapa peralatan yang digunakan pada penelitian ini yang ditunjukkan pada gambar 4.1 berikut.



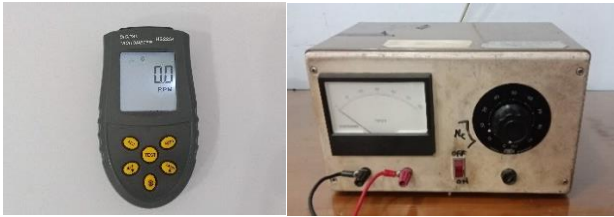
(a)

(b)



(c)

(d)



(e)

(f)

Gambar 4.1 Alat Eksperimen (a) *Oscilloscope*, (b) *Adaptor*, (c) *Kabel Penghubung Adaptor dengan Oscilloscope*, (d) *Probe Accelerometer*, (e) *Tachometer* dan (f) *Voltage regulator*

Pada gambar diatas merupakan peralatan yang digunakan dalam pelaksanaan eksperimen pada sebuah pipa lurus sepanjang 3meter yang kedua ujung di *clamp* dan ditengah-tengah diberikan gaya eksitasi oleh motor menggunakan mekanisme *scotch yoke*. Pada eksperimen ini menggunakan 2 buah *probe accelerometer*, 2 buah *kabel penghubung*, dan 2 buah *adaptor*. *Tachometer* serta *voltage regulator*. *Probe accelerometer* diletakkan diatas kedua *clamp* penyangga untuk menganalisa getaran yang terjadi.

Oscilloscope merupakan alat untuk menampilkan dan merekam data hasil pembacaan *probe*. *Adaptor* berfungsi untuk memberikan daya pada sensor pendeteksi. Sedangkan *Probe accelerometer* berfungsi sebagai sensor pendeteksi respon getaran sistem utama yang dihubungkan dengan adaptor. *Tachometer* digunakan untuk membaca putaran *motor* untuk menggetarkan sistem utama dan *Voltage regulator* digunakan untuk mengatur kecepatan putar *motor*

4.1.1 Sistem Utama

pada penelitian ini, telah dirancang dan dibuat sebuah mekanisme sistem utama yang terdiri dari beberapa komponen sehingga mampu menghasilkan getaran translasi arah vertikal.

Berikut merupakan spesifikasi dan penjelasan mengenai sistem utama yang digunakan.

- Massa sistem utama (M_1)
Massa utama terdiri dari massa pipa, massa *clamp* dan juga massa selongsong dari mekanisme penggerak. Setelah dilakukan perhitungan melalui persamaan 3.12 diperoleh massa sistem utama M_1 adalah $1,46 \text{ kg}$
- Konstanta kekakuan sistem utama (K_1)
Konstanta kekakuan sistem utama dapat dihitung menggunakan persamaan 3.14 sebagai berikut:

$$K_1 = \frac{192EI}{L^3}$$

Dimana:

$$E = 3000 \frac{N}{mm^2}$$

$$I = 21300 mm^4$$

$$L = 3000 mm$$

Inersia dari sistem utama dapat dihitung melalui persamaan 3.15 berikut:

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (32^4 - 28^4)$$

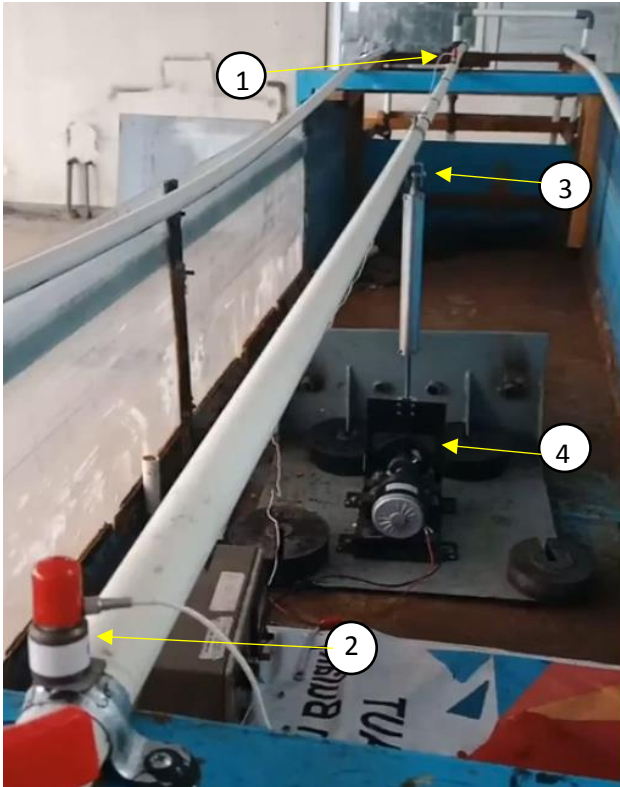
$$I = 21.300 mm^4$$

Sehingga,

$$K_1 = \frac{192(3000 \frac{N}{mm^2})(21300 mm^4)}{(3000 mm)^3}$$

$$K_1 = 0,4544 N/mm$$

$$K_1 = 454,4 \frac{N}{m}$$



Gambar 4.2 Sistem utama

Keterangan gambar:

1. *Probe accelerometer di clamp 1*
2. *Probe accelerometer di clamp 2*
3. *Clamp penghubung*
4. *Motor DC*

4.1.2 Cantilever Beam Vibration Absorber (CBVA)

untuk meredam getaran pada penelitian ini, telah dirancang dan dibuat sebuah mekanisme *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA). Berikut merupakan spesifikasi dari CBVA yang digunakan.

- Massa CBVA

Pada penelitian ini, massa CBVA akan divariasikan dengan perbandingan 1/10, 1/20, 1/30 terhadap massa sistem utama.

➤ Rasio massa 1/10

$$M_{a1} = \frac{1}{10} M_1$$

$$M_{a1} = \frac{1}{10} (1,46) kg$$

$$M_{a1} = 0,146 kg$$

➤ Rasio massa 1/20

$$M_{a2} = \frac{1}{20} M_1$$

$$M_{a2} = \frac{1}{20} (1,46) kg$$

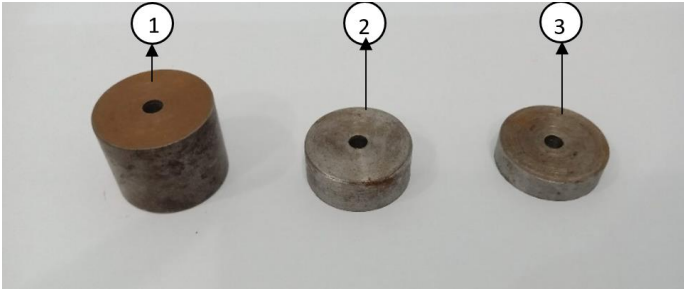
$$M_{a2} = 0,073 kg$$

➤ Rasio massa 1/30

$$M_{a3} = \frac{1}{30} M_1$$

$$M_{a3} = \frac{1}{30} (1,46) kg$$

$$M_{a3} = 0,0487 kg$$



Gambar 4.3 Massa CBVA

Keterangan gambar:

1. Rasio massa CBVA $\frac{1}{10} M_1$
2. Rasio massa CBVA $\frac{1}{20} M_1$
3. Rasio massa CBVA $\frac{1}{30} M_1$

Massa absorber terbuat dari material steel yang dibentuk dengan menggunakan proses bubut sehingga mendapat massa sebesar $\frac{1}{10}$, $\frac{1}{20}$ dan $\frac{1}{30}$ dari massa utama. Massa *absorber* 1 bernilai 146 gram, massa *absorber* 2 bernilai 73 gram, dan massa *absorber* 3 bernilai 49 gram. Masing-masing massa *absorber* tersebut digunakan sebagai variasi pada penelitian ini.

- Konstanta kekakuan CBVA (K_2)

$$K_2 = \frac{1}{20} K_1$$

$$K_2 = \frac{1}{20} \left(454,4 \frac{N}{m} \right)$$

$$K_2 = 22,72 \frac{N}{m}$$

Langkah berikutnya adalah menentukan jenis material beam. Untuk itu perlu mencari nilai E (modulus elastisitas). persamaan dapat ditentukan sebagai berikut:

$$K_2 = \frac{3EI}{L^3}$$

Dimana:

E = modulus elastisitas ($\frac{N}{m^2}$ atau Pa)

I = inersia (m^4)

L = Panjang beam (m)

Untuk beam dengan tumpuan di ujung, maka untuk menentukan nilai inertia digunakan rumus:

$$I = \frac{1}{12}bh^3$$

Dimana:

b = lebar beam

h = tebal beam

sehingga dari kedua persamaan diatas dapat disubstitusi menjadi:

$$K_2 = \frac{3E \frac{1}{12}bh^3}{L^3}$$

$$E = \frac{4K_2L^3}{bh^3}$$

$$E = \frac{4(22,72)(0,081)^3}{(0,024)(0,001)^3}$$

$$E = 2.021.389.920 \text{ Pa}$$

$$E = 2 \text{ GPa}$$

Dari perhitungan diatas didapat modulus young/elastisitas sekitar 2 GPa, sehingga material *beam* yang digunakan yaitu dari material *Polylactic Acid* (PLA). Material tersebut dibuat menggunakan 3D *printing* dengan dimensi Panjang 8 cm, lebar 2,4 cm dan tebal 1 mm.



Gambar 4.4 Beam CBVA

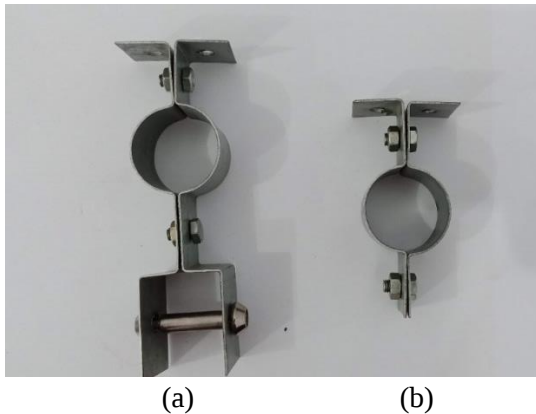
Berikut ini merupakan tabel parameter sistem utama dan CBVA yang digunakan dalam penelitian ini.

Tabel 4.1 Nilai parameter sistem utama dan CBVA

No	Parameter	Simbol	Nilai	satuan
1	Massa sistem utama	M_1	1,46	kg
2	Konstanta kekakuan sistem utama	k_1	454,4	N/m
3	Konstanta Pegas Eksitasi	k_o	146	N/m

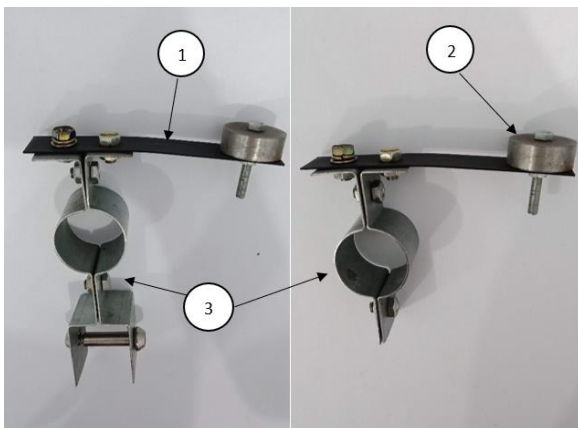
4	Konstanta redaman pegas penggerak	c_o	1,8	Ns/m
5	Konstanta kekakuan CBVA	k_2	22,72	N/m
6	Konstanta redaman CBVA	c_2	0,11459	Ns/m
7	Massa CBVA (1/10 massa sistem utama)	M_{a1}	0,146	kg
8	Massa CBVA (1/20 massa sistem utama)	M_{a2}	0,073	kg
9	Massa CBVA (1/30 massa sistem utama)	M_{a3}	0,049	kg
10	Modulus Elastisitas	E	2	GPa
11	Inersia <i>beam</i>	I	$2,167 \times 10^{-12}$	m^4
12	Panjang Cantilever	L	0,081	m
13	Lebar Cantilever	b	0,024	m
14	Tebal Cantilever	h	0,001	m

Berikut merupakan gambar *clamp* penghubung yang dibuat menggunakan mesin tekuk/*bending* plat dengan material *clamp* yaitu *stainless steel*. *Clamp* penghubung ini berfungsi untuk menghubungkan CBVA dengan sistem utama.



Gambar 4. 5 *Clamp* penghubung (a)ditengah pipa lurus;
(b)untuk dipindah-pindah

Dibawah ini merupakan gambar CBVA yang digunakan dalam penelitian ini. Masing-masing komponen dihubungkan dengan menggunakan baut dan mur yang menyesuaikan dengan ukuran komponen.



Gambar 4.6 Realisasi CBVA

Keterangan gambar:

1. Pegas absorber
2. Massa absorber
3. *Clamp* penghubung

Pada eksperimen ini dianalisa reduksi dan respon percepatan sistem utama yang terjadi pada kedua *clamp* (*clamp* 1 dan *clamp* 2) tanpa dan dengan CBVA. Pada sistem utama tanpa CBVA diterapkan variasi RPM motor yang dapat diatur oleh voltage regulator. Variasi RPM sebesar 150, 200 dan 300 RPM, dimana 200 RPM mendekati frekuensi natural sistem. Sedangkan untuk sistem utama dengan CBVA diterapkan variasi massa dan posisi peletakan dari CBVA. Massa CBVA yang divariasikan yaitu rasio $1/10$, $1/20$ dan $1/30$ dari massa sistem utama. Sedangkan untuk posisi peletakan CBVA ada 3 variasi yaitu A1, A2 dan A3. Posisi A1 diletakkan tepat ditengah dari pipa lurus. Posisi A2 digeser sejauh 50 cm dari tengah-tengah pipa lurus dan posisi A3 digeser lagi sejauh 50 cm dari posisi A2. Pergeseran posisi CBVA ini mendekati probe accelerometer yang dipasang pada *clamp* 1 seperti seperti yang terlihat pada gambar dibawah.



Gambar 4.7 Variasi posisi peletakan CBVA

Keterangan:

1. CBVA
2. *Probe accelerometer* di posisi *clamp* 1

4.2 Analisa Eksperimen

Penelitian ini dilakukan ketika pipa lurus digetarkan menggunakan motor DC dengan RPM tertentu. Eksperimen ini bertujuan untuk mengetahui besarnya respon percepatan getaran pada benda kerja sebelum dan sesudah ditambahkan *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA). Eksperimen ini hanya menganalisa getaran translasi vertikal saja pada pipa lurus.

Respon getaran yang diinginkan pada eksperimen ini adalah respon percepatan getaran translasi arah vertikal pada pipa lurus. Namun, data yang terbaca pada *oscilloscope* berupa data waktu dan voltase. Oleh karena itu, data hasil eksperimen harus dikonversi mejadi respon percepatan. Persamaan 4.1 berikut merupakan persamaan yang digunakan untuk mengkonversi data hasil eksperimen berupa voltase menjadi respon percepatan translasi.

$$\text{Respon} = G \frac{g}{10 \text{ mV} \times \text{pembesaran}} = G \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{10 \text{ mV} \times \text{pembesaran}} \quad (4.1)$$

Keterangan:

G: Data angka excel dikalikan skala pembacaan pada *oscilloscope* (mV)

Untuk contoh, didapatkan data *excel* hasil pengukuran *oscilloscope* sebesar 0.0156. Kemudian diketahui juga skala pembacaan pada *oscilloscope* sebesar 5 mV dan menggunakan pembesaran 1x, maka hasil nilai responnya sebagai berikut.

$$\text{Respon} = (0.0156 \times 5 \text{ mV}) \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{10 \text{ mV} \times 1} = 0,0153 \text{ m/s}^2$$

Setelah diketahui respon percepatan getarannya, maka dapat dilakukan proses *filtering* dan *smoothing* dengan *software* MATLAB untuk menghilangkan *noise* yang terjadi selama pengujian. Data mentah dari *occilloscope* berupa data Excel yang terdiri dari 2250 data dicopy pada Excel yang baru untuk dikelompokkan sesuai RPM dan rasio massanya. Lalu kemudian data tersebut diolah lagi menggunakan MATLAB sesuai judul Excel dan judul sheet pada Excel tersebut. Dari hasil *filtering* dan *smoothing* dapat diketahui nilai *Root Mean Square* (RMS) untuk masing-masing data hasil pengujian yang telah dilakukan. Respon yang didapat dibandingkan antara respon sistem utama sebelum penambahan CBVA dan setelah penambahan CBVA, sehingga reduksi respon getaran dapat diketahui dalam bentuk persen dengan menggunakan persamaan (4.2) berikut.

$$\text{Reduksi} = \frac{RMS_1 - RMS_2}{RMS_1} \times 100\% \quad (4.2)$$

Keterangan:

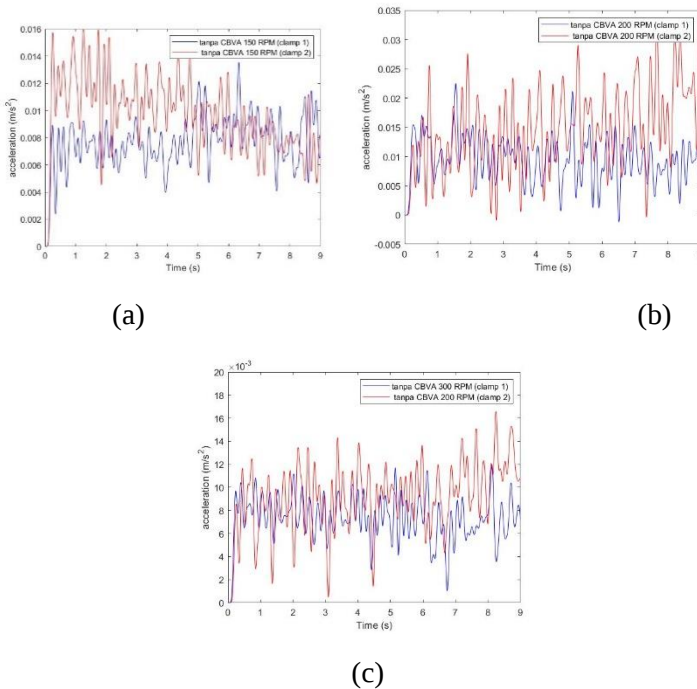
RMS_1 : nilai respon percepatan getaran sistem utama tanpa CBVA (m/s^2)

RMS_2 : nilai respon percepatan getaran sistem utama dengan CBVA (m/s^2)

4.2.1 Sistem utama tanpa *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA)

Eksperimen sistem utama tanpa CBVA ini dilakukan dengan variasi frekuensi sumber getar 150, 200 dan 300 RPM. Sumber getar berasal dari motor DC yang frekuensinya diatur menggunakan *voltage regulator*. Posisi sumber getar terletak tepat di tengah-tengah pipa lurus atau pada posisi A1. Pada

sistem utama tanpa CBVA *probe accelerometer* diletakkan di kedua ujung *clamp* penyangga (*clamp 1* dan *clamp 2*). Hal tersebut bertujuan untuk mengetahui besarnya getaran pada setiap variasi. Gambar dibawah ini merupakan grafik *oscilloscope* sistem utama tanpa CBVA hasil *Filtering* dan *Smoothing* menggunakan excel dan software MATLAB.



Gambar 4. 8 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama tanpa CBVA dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM

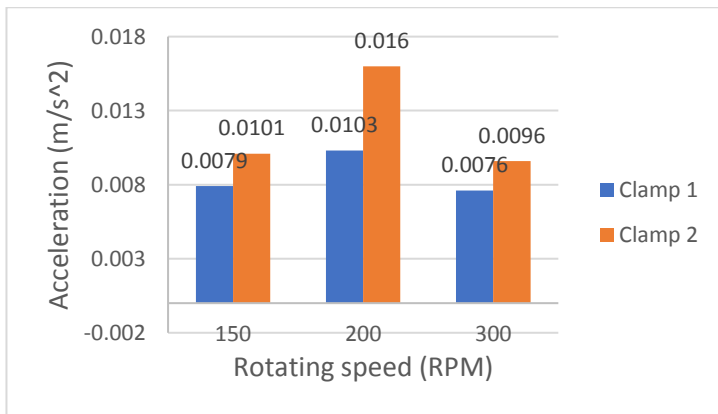
Setelah dilakukan *Filtering* dan *Smoothing* menggunakan MATLAB, hasil RMS untuk setiap variasi

kecepatan dikedua *clamp* dimasukkan ke dalam tabel dibawah dan dijadikan grafik untuk melihat hasil eksperimen ini yang selanjutnya dilakukan analisa.

Tabel 4.2 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama tanpa CBVA

RPM	respon percepatan (m/s ²)	
	<i>Clamp 1</i>	<i>Clamp 2</i>
150	0.0079	0.0101
200	0.0103	0.0160
300	0.0076	0.0096

Dari tabel diatas selanjutnya dibuat grafik untuk mempermudah dalam melakukan analisa reduksi respon yang terjadi.



Gambar 4.9 Grafik RMS respon percepatan getaran tanpa CBVA dengan variasi RPM motor

Berdasarkan data yang diperoleh pada percobaan, dapat dilihat bahwa ada perbedaan nilai respon percepatan getaran

translasi vertikal pada setiap variasi frekuensi kecepatan motor. Respon percepatan pada RPM 200 memiliki nilai paling besar baik di *clamp* 1 maupun di *clamp* 2 yaitu masing-masing sebesar $0,0103 \text{ m/s}^2$ dan $0,0160 \text{ m/s}^2$. Selanjutnya pada RPM 150 dengan nilai respon RMS $0,0079 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,0101 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2. Nilai respon percepatan yang paling rendah pada RPM 300 dengan nilai respon RMS $0,0076$ untuk *clamp* 1 dan $0,0096 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2. Nilai respon percepatan juga berbeda pada tiap *clamp*. Nilai respon percepatan pada *clamp* 2 lebih besar dibandingkan *clamp* 1. Setelah dilakukan Analisa lebih lanjut, *Clamp* 2 memiliki getaran yang lebih besar dikarenakan oleh faktor teknis yaitu cengkaman dari *clamp* 2 tidak serapat *clamp* 1 sehingga menimbulkan *gap* atau celah yang akhirnya membuat getaran yang terjadi pada *clamp* 2 menjadi lebih besar.

Pada RPM 200 atau sekitar frekuensi 20.94 rad/s memiliki nilai respon percepatan paling tinggi baik *clamp* 1 maupun *clamp* 2 dikarenakan pada frekuensi tersebut mendekati frekuensi natural sistem utama ($20,2789 \text{ rad/s}$). Hal tersebut sudah sesuai dengan teori yang ada. Karena apabila frekuensi operasi di-*setting* pada frekuensi natural maka sistem tersebut akan beresonansi. Pada RPM 150 memiliki respon percepatan yang sedikit lebih tinggi dibandingkan pada RPM 300. Hal ini dikarenakan pada RPM 150 ($15,7 \text{ rad/s}$) lebih mendekati ke frekuensi natural sedangkan pada RPM 300 ($30,42 \text{ rad/s}$) lebih menjauhi frekuensi natural sistem utama.

Setelah diketahui respon percepatan getaran tanpa CBVA, selanjutnya dilakukan percobaan dengan menambahkan CBVA pada sistem utama. Penambahan CBVA ini selanjutnya dilakukan variasi RPM yang sama seperti yang tanpa CBVA yaitu 150, 200 dan 300 RPM dan juga variasi massa serta posisi peletakan CBVA. Respon getaran yang dianalisa adalah respon percepatan getaran dari pipa lurus yang selanjutnya dibandingkan dengan respon sistem utama tanpa

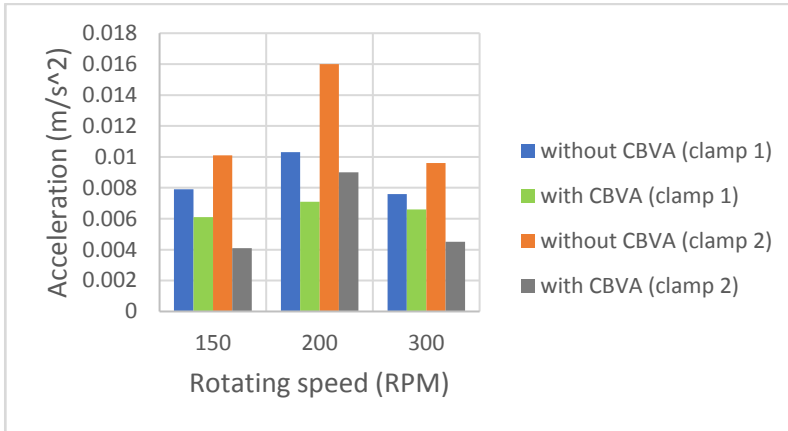
CBVA, sehingga dapat diketahui reduksi respon getarannya dalam bentuk persentase.

4.2.2.1 Analisa respon percepatan getaran dengan variasi kecepatan putar motor dan massa CBVA

Pada percobaan ini, data hasil eksperimen yang diambil dari *oscilloscope* diolah menggunakan excel dan software MATLAB. Hasilnya berupa nilai RMS dari respon percepatan yang selanjutnya dimasukkan pada tabel dibawah. Dari tabel tersebut dijadikan grafik untuk mempermudah analisa. Respon getaran yang didapat selanjutnya dibandingkan dengan respon sistem utama tanpa CBVA.

Tabel 4.3 Respon getaran percepatan tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan variasi frekuensi eksitasi dan massa CBVA

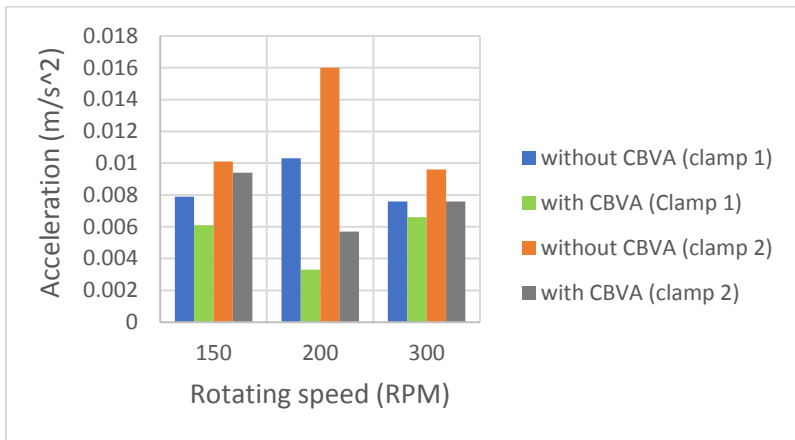
	Rasio Massa	RPM	Respon tanpa CBVA (m/s^2)		Respon dengan CBVA (m/s^2)	
			Clamp 1	Clamp 2	Clamp 1	Clamp 2
Posisi Peletakan CBVA A1	$\frac{1}{10}$	150	0.0079	0.0101	0.0061	0.0077
		200	0.0103	0.016	0.0071	0.009
		300	0.0076	0.0096	0.0066	0.0083
	$\frac{1}{20}$	150	0.0079	0.0101	0.0061	0.0094
		200	0.0103	0.016	0.0033	0.0057
		300	0.0076	0.0096	0.0066	0.0076
	$\frac{1}{30}$	150	0.0079	0.0101	0.0066	0.0085
		200	0.0103	0.016	0.0062	0.014
		300	0.0076	0.0096	0.0073	0.0084



Gambar 4.10 Grafik Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan ratio massa CBVA $\frac{1}{10}$

Berdasarkan data yang diperoleh pada percobaan untuk massa $\frac{1}{10}$, dapat dilihat bahwa pada grafik diatas ada perbedaan nilai respon percepatan getaran translasi pada setiap variasi frekuensi. Respon percepatan dengan CBVA pada RPM 150 memiliki nilai $0,0061 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,0077 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2. Selanjutnya pada RPM 200 nilai respon RMS yaitu $0,0071 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,009 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2. Nilai respon RMS pada RPM 300 yaitu $0,0066 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,0083 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2.

Dari grafik 4.10 terlihat perbedaan respon sebelum dan setelah ditambahkan CBVA pada sistem utama. Pada grafik tanpa CBVA baik *clamp* 1 maupun *clamp* 2 memiliki grafik yang lebih tinggi dibandingkan dengan grafik setelah ditambahkan CBVA. Hal tersebut membuktikan bahwa sistem utama tanpa CBVA memiliki getaran yang lebih besar dibanding dengan sistem utama dengan penambahan CBVA.

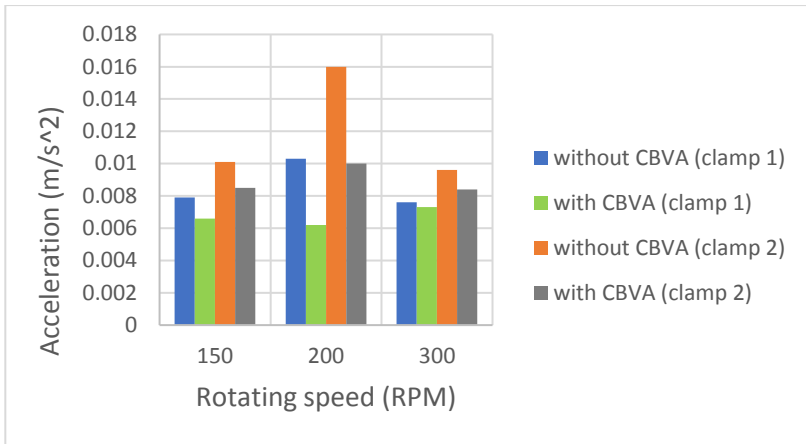


Gambar 4.11 Grafik Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{20}$

Untuk percobaan rasio massa CBVA $\frac{1}{20}$ dapat dilihat bahwa pada grafik diatas memiliki *trendline* yang hampir sama pada percobaan sebelumnya yaitu nilai respon tanpa CBVA lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan CBVA pada setiap variasi frekuensi. Respon percepatan dengan CBVA pada RPM 150 memiliki nilai $0,0061 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,0094 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2. Selanjutnya pada RPM 200 nilai respon RMS yaitu $0,0033 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,0057 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2. Nilai respon RMS pada RPM 300 yaitu $0,0066 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,0076 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2.

Sama seperti halnya untuk rasio massa $1/10$ pada grafik 4.10 bahwa respon percepatan tanpa CBVA memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan menggunakan CBVA Perbedaan respon getaran terbesar terlihat pada kecepatan putar motor 200 RPM. pada kecepatan putar tersebut baik *clamp* 1 maupun *clamp* 2 perbedaan nilai respon percepatannya lebih

terlihat dibandingkan dengan kecepatan putar 150 dan 300 RPM.



Gambar 4.12 Grafik Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{30}$

Hasil percobaan untuk rasio massa CVBA $\frac{1}{30}$ juga memiliki *trendline* yang hampir mirip dengan percobaan untuk rasio massa CBVA $\frac{1}{10}$ dan $\frac{1}{20}$ yaitu nilai respon tanpa CBVA lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan CBVA pada setiap variasi frekuensi. Respon percepatan pada RPM 150 memiliki nilai $0,0066 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan 0.0085 m/s^2 untuk *clamp* 2. Selanjutnya pada RPM 200 nilai respon RMS yaitu $0,0062 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,014 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2. Nilai respon RMS pada RPM 300 yaitu $0,0073 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 1 dan $0,0084 \text{ m/s}^2$ untuk *clamp* 2.

Sama seperti halnya untuk rasio massa $1/10$ dan $1/20$, bahwa respon percepatan untuk rasio massa $1/30$ memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan tanpa menggunakan CBVA. Hal

ini membuktikan bahwa CBVA yang telah dirancang cukup efektif untuk meredam getaran pada sisem perpipaian.

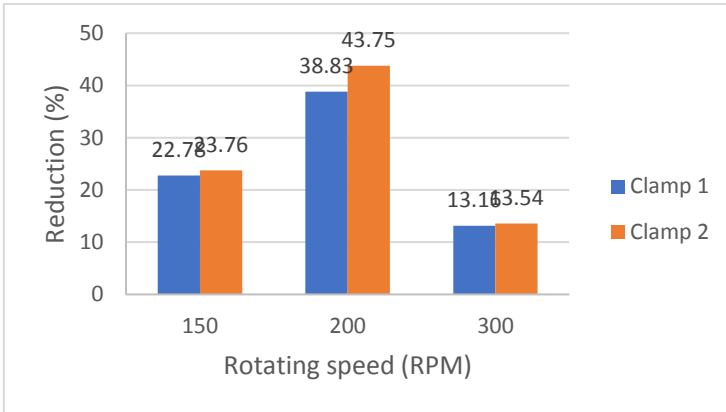
4.2.2.2 Analisa reduksi respon percepatan getaran dengan variasi kecepatan putar motor dan massa CBVA

Setelah mengetahui respon untuk masing-masing variasi pada sub bab sebelumnya maka selanjutnya dilakukan Analisa terhadap reduksi yang terjadi baik pada *clamp* 1 maupun *clamp* 2 untuk mengetahui reduksi respon yang paling optimal. Untuk mengetahui reduksi yang terjadi dapat menggunakan persamaan 4.2 sehingga diperoleh hasil sebagai berikut

Tabel 4.4 Respon getaran percepatan tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan variasi massa

Posisi Peletakan CBVA A1	Rasio Massa	RPM	Respon tanpa CBVA (m/s^2)		Respon dengan CBVA (m/s^2)		Reduksi (%)	
			<i>Clamp</i> 1	<i>clamp</i> 2	<i>Clamp</i> 1	<i>clamp</i> 2	<i>Clamp</i> 1	<i>clamp</i> 2
	$\frac{1}{10}$	150	0.0079	0.0101	0.0061	0.0077	22.78	23.762
		200	0.0103	0.016	0.0063	0.009	38.83	43.75
		300	0.0076	0.0096	0.0066	0.0083	13.16	13.54
	$\frac{1}{20}$	150	0.0079	0.0101	0.0063	0.0094	20.25	6.93
		200	0.0103	0.016	0.0033	0.0057	67.96	64.38
		300	0.0076	0.0096	0.0066	0.0076	13.16	20.83
	$\frac{1}{30}$	150	0.0079	0.0101	0.0066	0.0085	16.46	15.84
		200	0.0103	0.016	0.0062	0.0100	39.81	37.5
		300	0.0076	0.0096	0.0073	0.0084	3.94737	12.5

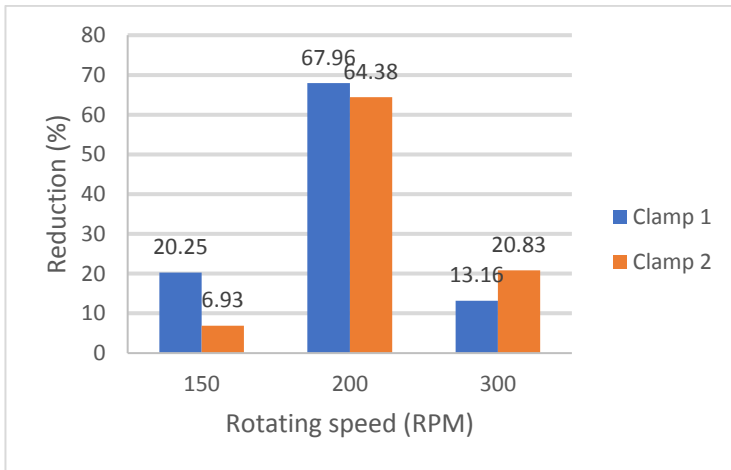
Dari tabel diatas selanjutnya dibuat grafik untuk mempermudah dalam melakukan analisa reduksi respon yang terjadi.



Gambar 4.13 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{10}$

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa terjadi perbedaan nilai reduksi respon percepatan getaran translasi pada pipa lurus. Nilai reduksi respon percepatan getaran tertinggi untuk terjadi ketika frekuensi operasi 200 RPM yaitu sebesar 38,83 % untuk *clamp* 1 dan 43.75% untuk *clamp* 2. Sedangkan Nilai reduksi respon percepatan getaran terendah terjadi ketika frekuensi operasi 300 RPM yaitu sebesar 13,16 % untuk *clamp* 1 dan untuk *clamp* 2 sebesar 13,54 %.

Secara teori, besar reduksi yang terjadi pada kedua *clamp* adalah sama karena sumber gaya eksitasi dan CBVA berada tepat ditengah sistem utama. Berdasarkan grafik diatas, hal tersebut sudah cukup sesuai karena baik *clamp* 1 maupun *clamp* 2 memiliki nilai yang hampir berdekatan. Perbedaan nilai reduksi yang terjadi bisa disebabkan karena adanya *noise* yang mengganggu pembacaan pada occilloscope.

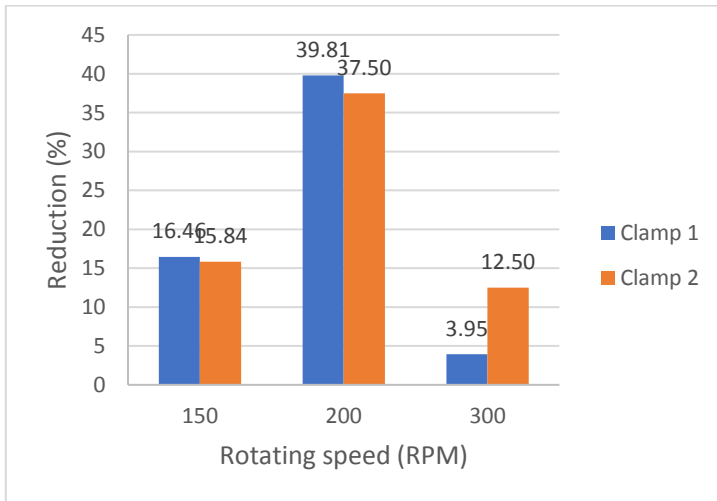


Gambar 4.14 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{20}$

Selanjutnya untuk grafik reduksi respon dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{20}$. Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa terjadi perbedaan nilai reduksi respon percepatan getaran translasi pada pipa lurus. Nilai reduksi respon percepatan getaran tertinggi untuk terjadi ketika frekuensi operasi 200 RPM untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 67,96 % dan 200 RPM untuk *clamp* 2 sebesar 64,38%. Sedangkan Nilai reduksi respon percepatan getaran terendah terjadi ketika frekuensi operasi 300 RPM untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 13,16 % dan 150 RPM untuk *clamp* 2 sebesar 6.93 %.

Reduksi yang terjadi pada kecepatan putar motor 200 RPM memiliki reduksi respon yang paing tinggi baik untuk *clamp* 1 maupun *clamp* 2. Hal ini dikarenakan pada frekuensi tersebut mendekati frekuensi natural sehingga respon percepatan juga besar sehingga reduksi yang ditimbulkan juga

lebih besar dibandingkan pada frekuensi putar motor 150 dan juga 300 RPM. Perbedaan nilai reduksi yang terjadi bisa disebabkan karena adanya noise yang mengganggu pembacaan pada oscilloscope.



Gambar 4.15 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA di posisi A1 dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{30}$

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa terjadi perbedaan nilai reduksi respon percepatan getaran translasi pada pipa lurus. Nilai reduksi respon percepatan getaran tertinggi untuk terjadi ketika frekuensi operasi 200 RPM untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 39,81 % dan 200 RPM untuk *clamp* 2 sebesar 37.50%. Sedangkan Nilai reduksi respon percepatan getaran terendah terjadi ketika frekuensi operasi 300 RPM untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 3,95 % dan 300 RPM untuk *clamp* 2 sebesar 12.5 %.

Nilai reduksi respon menunjukkan bahwa besarnya getaran yang diredam oleh mekanisme CBVA. Semakin tinggi nilai reduksinya maka semakin besar pula getaran tersebut dapat teredam. Baik *clamp* 1 maupun *clamp* 2 tertinggi meredam pada frekuensi dengan RPM 200 karena pada frekuensi tersebut mendekati frekuensi natural. CBVA yang telah dirancang bertujuan untuk meredam getaran difrekuensi natural sistem.

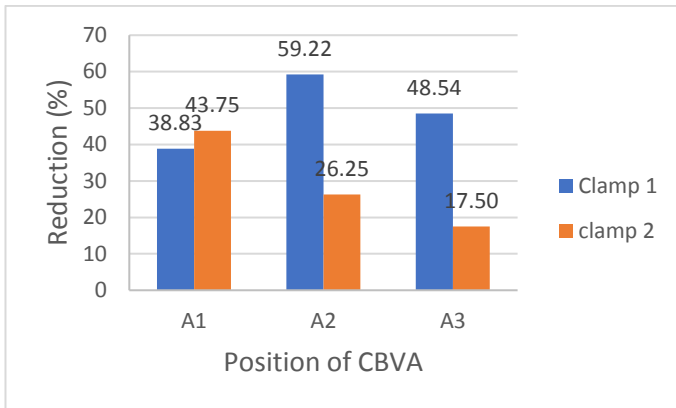
4.2.2.3 Analisa reduksi respon percepatan getaran dengan variasi massa dan posisi peletakan CBVA

Pada Analisa dan pembahasan kali ini percobaan ini menggunakan kecepatan putar motor 200 RPM. Hal ini disebabkan pada kecepatan putar tersebut sistem beresonansi sehingga efek dari getaran lebih mudah untuk diamati. Posisi CBVA yang semula ditengah-tengah pipa lurus (A1) dipindah mendekati *clamp* 1 atau menjauhi *clamp* 2 sejauh 50 cm (A2) lalu dipindah lagi sejauh 50 cm (A3). Data yang diambil dari *oscilloscope* diolah menggunakan excel dan software MATLAB. Hasil berupa nilai RMS respon percepatan yang dimasukkan pada tabel 4.5. Dari tabel tersebut di jadikan grafik untuk mempermudah analisa. Respon getaran yang didapat selanjutnya dibandingkan dengan respon sistem utama tanpa CBVA.

Tabel 4.5 Respon dan Reduksi getaran translasi tanpa dan dengan CBVA variasi massa dan variasi posisi peletakan CBVA

Variasi kecepatan motor (RPM)	Rasio massa	Respon percepatan Tanpa CBVA (m/s^2)		Posisi peletakan CBV A	Respon percepatan Dengan CBVA (m/s^2)		Reduksi respon getaran (%)	
		clam p 1	clam p 2		clamp 1	clamp 2	clam p 1	clam p 2
200 RPM	1/10	0.0103	0.016	A1	0.0063	0.009	38.83	43.75
				A2	0.0042	0.0118	59.22	26.25
				A3	0.0053	0.0132	48.54	17.50
	1/20			A1	0.0033	0.0057	67.96	64.38
				A2	0.004	0.0069	61.17	56.88
				A3	0.0042	0.0085	59.22	46.88
	1/30			A1	0.0062	0.01	39.81	37.50
				A2	0.0049	0.011	52.43	31.25
				A3	0.0051	0.0124	50.49	22.50

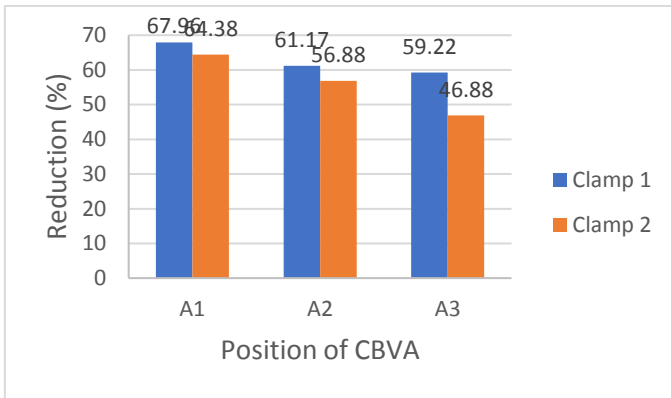
Dari tabel diatas selanjutnya dibuat grafik untuk mempermudah dalam melakukan analisa reduksi respon yang terjadi.



Gambar 4.16 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA pada 200 RPM dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{10}$

Pada grafik diatas nilai reduksi respon percepatan getaran tertinggi terjadi ketika posisi peletakan A2 untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 59,22 % dan posisi peletakan 3 untuk *clamp* 2 sebesar 48,54%. Sedangkan Nilai reduksi respon percepatan getaran terendah terjadi ketika posisi peletakan A1 untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 38,83% dan posisi peletakan A3 untuk *clamp* 2 sebesar 17,5 %. Dari grafik gambar 4.18 diatas dapat dilihat adanya penurunan nilai reduksi yang konsisten pada *clamp* 2 saat posisi CBVA dipindahkan dari posisi A1 hingga posisi A3.

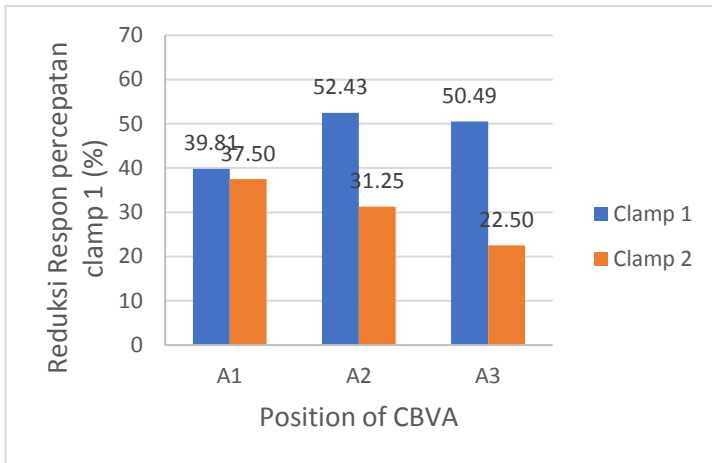
Secara teori pada posisi A1 respon reduksi memiliki nilai yang sama baik *clamp* 1 maupun *clamp* 2. Tetapi pada posisi 1 nilai reduksi respon *clamp* 2 lebih tinggi dibandingkan *clamp* 1. Hal ini disebabkan karena cengkaman pada *clamp* 2 kurang pas sehingga *clamp* juga memiliki pengaruh dalam meredam getaran yang terjadi.



Gambar 4.17 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA pada 200 RPM dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{20}$

Rasio massa $\frac{1}{20}$ CBVA memiliki nilai reduksi respon percepatan getaran yang tinggi dibandingkan dengan variasi massa yang lain. tertinggi untuk terjadi ketika posisi peletakan A1 untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 67,96% dan posisi peletakan 1 untuk *clamp* 2 sebesar 64,38%. Sedangkan Nilai reduksi respon percepatan getaran terendah terjadi ketika posisi peletakan A3 untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 59,22% dan posisi peletakan A3 untuk *clamp* 2 sebesar 46,88%.

Dari grafik gambar 4.19 diatas terlihat *trendline* reduksi respon yang cenderung turun baik pada *qclamp* 1 maupun *clamp* 2. Pada posisi peletakan A1 memiliki nilai reduksi respon yang paling besar dibandingkan dengan posisi A2 dan A3 baik untuk *clamp* 1 maupun *clamp* 2. Hal tersebut dikarenakan pada posisi tersebut defleksi dari pipa lurus lurus paling maksimal sehingga reduksi yang bisa terjadi juga lebih besar.



Gambar 4.18 Grafik Reduksi Respon percepatan getaran translasi tanpa dan dengan CBVA pada 200 RPM dengan rasio massa CBVA $\frac{1}{30}$

Grafik diatas memiliki nilai reduksi respon percepatan getaran tertinggi yang terjadi ketika posisi peletakan A2 untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 52,43% dan posisi peletakan A1 untuk *clamp* 2 sebesar 37,50%. Sedangkan Nilai reduksi respon percepatan getaran terendah terjadi ketika posisi peletakan A1 untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 39,81% dan posisi peletakan A3 untuk *clamp* 2 sebesar 22.50%.

Dari ketiga grafik untuk variasi massa dan posisi peletakan CBVA terdapat perbedaan nilai reduksi respon percepatan getaran translasi pada pipa lurus untuk tiap variasi posisi peletakan CBVA. Namun memiliki *trendline* cukup mirip. Reduksi respon tertinggi terjadi saat rasio massa CBVA $\frac{1}{20}$ untuk semua posisi peletakan. Hal ini menunjukkan kesesuaian dengan teori mengenai *vibration absorber* oleh S.

Rao (2011) dalam bukunya "*Mechanical Vibrations*", bahwa massa efektif *absorber* yang digunakan adalah 5% dari massa utama.

Nilai reduksi respon untuk *clamp* 1 pada semua variasi massa tidak terlalu jauh perbedaannya. Berbeda dengan *clamp* 2 yang memiliki *trendline* yang cenderung turun. Hal ini disebabkan karena CBVA diposisikan menjauhi *clamp* 2 sehingga getaran pada *clamp* 2 semakin kurang teredam. CBVA mempengaruhi defleksi sudut yang terjadi. Semakin dekat posisi CBVA maka defleksi sudut juga akan semakin besar sehingga reduksi yang terjadi juga semakin besar begitu sebaliknya. Sehingga dapat disimpulkan bahwa posisi CBVA mempengaruhi reduksi respon yang terjadi pada kedua *clamp*. Semakin jauh posisi DVA maka reduksi responnya juga semakin kecil.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berikut ini merupakan kesimpulan penelitian yang diperoleh berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan.

1. Telah dirancang sebuah sistem utama yang dapat merepresentasikan getaran pada pipa lurus dari material *polyvinyl chloride* (PVC) dengan dimensi panjang 3 m dan diameter 3,2 cm.
2. Respon getaran terbesar saat motor dioperasikan sekitar frekuensi natural yaitu pada kecepatan putar 200 RPM. RMS percepatan untuk *clamp* 1 yaitu sebesar 0.0103 m/s^2 dan untuk *clamp* 2 yaitu sebesar 0.0160 m/s^2 . Selanjutnya respon getaran pada kecepatan putar 150 RPM dengan respon percepatan 0.0079 m/s^2 untuk *clamp* 1 dan 0.0101 m/s^2 untuk *clamp* 2. Respon getaran terkecil terjadi pada kecepatan putar motor 300 RPM dengan nilai respon percepatan 0.0076 m/s^2 untuk *clamp* 1 dan 0.0096 m/s^2 untuk *clamp* 2.
3. Telah dirancang sebuah sistem *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA) yang terdiri dari *beam cantilever* dan massa. *Beam Cantilever* memiliki nilai konstanta kekakuan $22,72 \text{ N/m}$ dan terbuat dari material *Polylactic Acid* (PLA) yang dibuat menggunakan *printer* 3D. Material massa peredam terbuat dari *steel* yang buat menggunakan mesin bubut dengan variasi rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 dari sistem utama.
4. CBVA yang telah dirancang cukup efektif meredam getaran yang terjadi pada pipa lurus. Didapatkan bahwa reduksi respon getaran translasi terbesar atau yang paling optimal

yaitu 67,96 % untuk *clamp* 1 dan 64,38% untuk *clamp* 2 pada variasi rasio massa CBVA 1/20 dan pada posisi peletakan CBVA di A1 (ditengah-tengah pipa lurus).

5.2 Saran

Berikut ini merupakan saran penelitian yang diperoleh berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan.

1. Pada saat memasang instalasi pipa lurus pastikan ukuran kedua *clamp* sama saat mencepit pipa sama agar tidak terjadi perbedaan respon getaran.
2. Sebaiknya tidak ada getaran dari luar saat proses pengambilan data berlangsung.
3. Data pada *oscilloscope* direkam pada interval yang lama agar nantinya mudah untuk dilakukan analisa.
4. Pastikan semua peralatan untuk pengujian dalam kondisi baik.
5. *Probe* sebaiknya diletakkan langsung di pipa lurus untuk mengetahui respon getaran dan reduksi yang terjadi pada sistem utama.
6. Untuk penelitian selanjutnya fluida dialirkan didalam pipa untuk mengetahui getaran akibat beban statisnya.

DAFTAR PUSTAKA

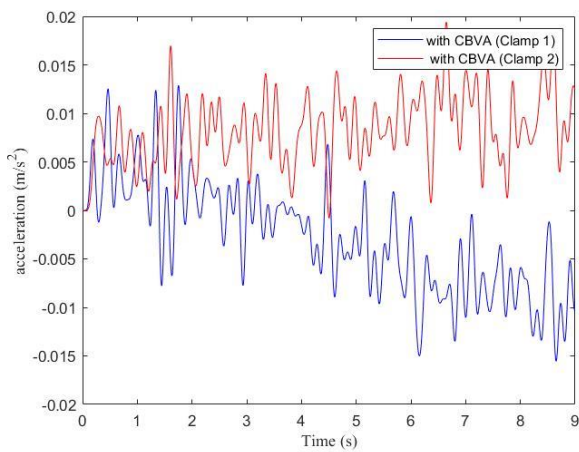
- Antaki, G. A. (2003). ***Piping and Pipeline Engineering Design, Construction, Maintenance, Integrity, and Repair***. New York U.S.A: Marcel Dekker.
- Aufa, A. F. (2019). ***Design & Analysis of The Vibration Reduction Responses to the Redial Vibration Damper (RVD) Position Variation On a Long Thin Shaft***. Surabaya: Mechanical Engineering Department of Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Ghodge, V., Bhattu, A. P., & Patil, S. B. (2018). ***Design and Validation of a Mass Tuned Dynamic Vibration Absorber***. *International Journal of Advance Research, Ideas and Innovations in Technology*, 4(1), 685-692.
- Hibbeler, R. C. (2011). ***Mechanics Of Materials Eighth Edition***. United States of America: Pearson Prentice Hall.
- Kurniawan, R. B. (2017). ***Studi Eksperimen dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi dan Rotasi Dengan Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA) Model Beam***. Surabaya: Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Mahmood, A., Djamari, D. W., & Nurprasetyo, P. (2013). ***Dynamic System Modelling And Experimental Investigation of Tuned Vibration Asorber***. Bandung: Faculty of Mechanical and Aerospace Engineering, Institut Teknologi Bandung.
- Rao, S. S. (2011). ***Mechanical Vibration Fifth Edition***. United State of America: Pearson Prentice Hall.

Song, G. B., Zhang, P., LI, L. Y., Singla, M., Patil, D., Li, H. N., . . . Mo, Y. L. (2016). ***Vibration Control of a Pipeline Structure Using Pounding Tuned Mass Damper***. China: J Eng. Mech.

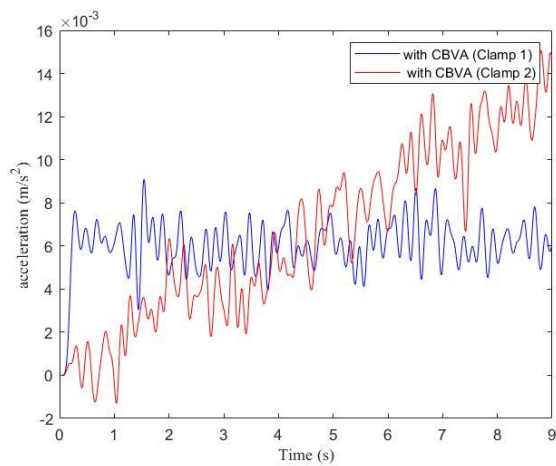
Gambar A. 1 gambar Teknik untuk (a) *clamp* CBVA (b) *clamp* penghubung

Tabel A. 1 Pengambilan data eksperimen

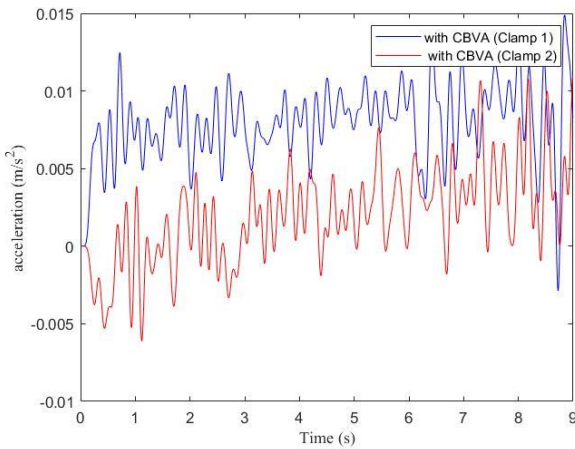
Variasi kecepatan motor (RPM)	Respon percepatan Tanpa CBVA (m/s^2)		Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA terhadap massa utama	Respon percepatan Dengan CBVA (m/s^2)		Reduksi respon getaran (%)	
	clamp 1	clamp 2			clamp 1	clamp 2	clamp 1	clamp 2
150 (15,7 rad/s)	0.0079	0.0101	A1	1/10	0.0061	0.0077	22.785	23.762
				1/20	0.0063	0.0094	20.253	6.9307
				1/30	0.0066	0.0085	16.456	15.842
			A2	1/10	0.0053	0.0062	32.911	38.614
				1/20	0.0069	0.008	12.658	20.792
				1/30	0.0053	0.0074	32.911	26.733
			A3	1/10	0.0068	0.0066	13.924	34.653
				1/20	0.0069	0.011	12.658	-8.911
				1/30	0.0079	0.0096	0	4.9505
200 (20,94 rad/s)	0.0103	0.016	A1	1/10	0.0063	0.009	38.835	43.75
				1/20	0.0033	0.0057	67.961	64.375
				1/30	0.0062	0.01	39.806	37.5
			A2	1/10	0.0042	0.0118	59.223	26.25
				1/20	0.004	0.0069	61.165	56.875
				1/30	0.0049	0.011	52.427	31.25
			A3	1/10	0.0053	0.0132	48.544	17.5
				1/20	0.0042	0.0085	59.223	46.875
				1/30	0.0051	0.0124	50.485	22.5
300 (31,42 rad/s)	0.0076	0.0096	A1	1/10	0.0066	0.0083	13.158	13.542
				1/20	0.0066	0.0076	13.158	20.833
				1/30	0.0073	0.0084	3.9474	12.5
			A2	1/10	0.0055	0.0057	27.632	40.625
				1/20	0.0071	0.0051	6.5789	46.875
				1/30	0.0059	0.0069	22.368	28.125
			A3	1/10	0.0055	0.0087	27.632	9.375
				1/20	0.0036	0.008	52.632	16.667
				1/30	0.0066	0.0076	13.158	20.833



(a)

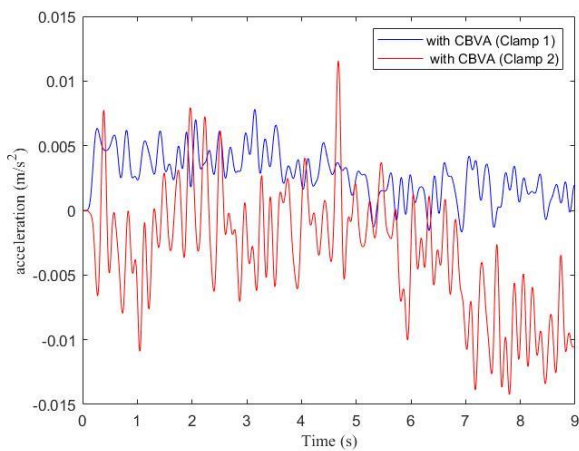


(b)

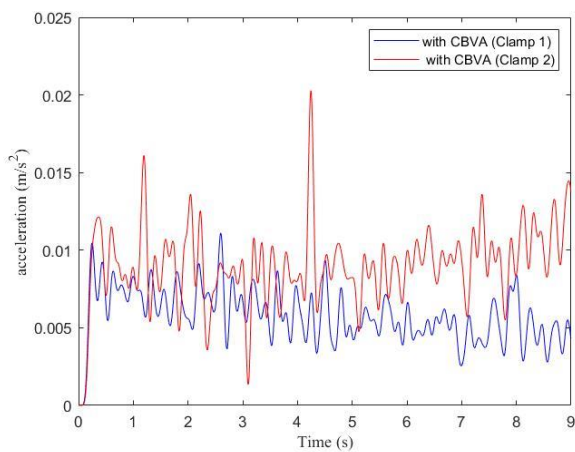


(c)

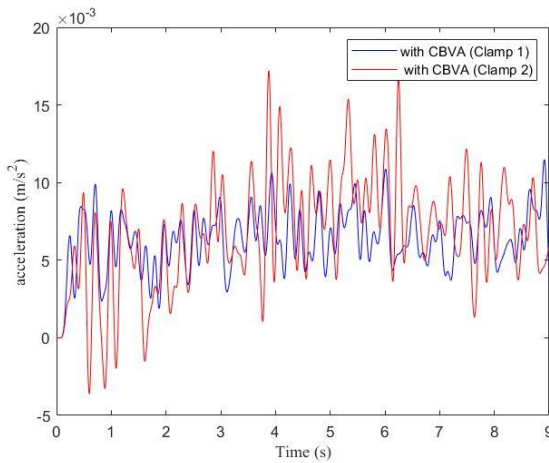
Gambar A. 2 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A1 dan rasio massa 1/10 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)

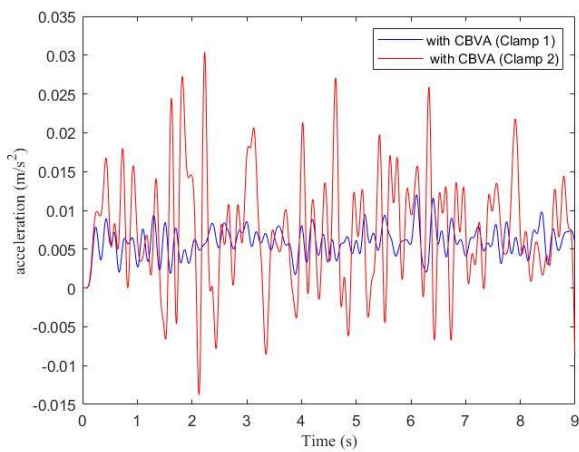


(b)

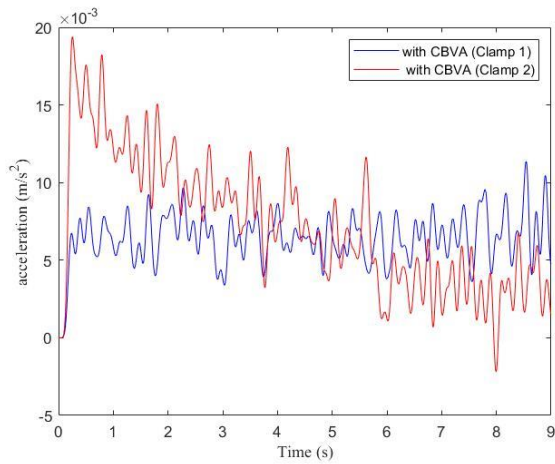


(c)

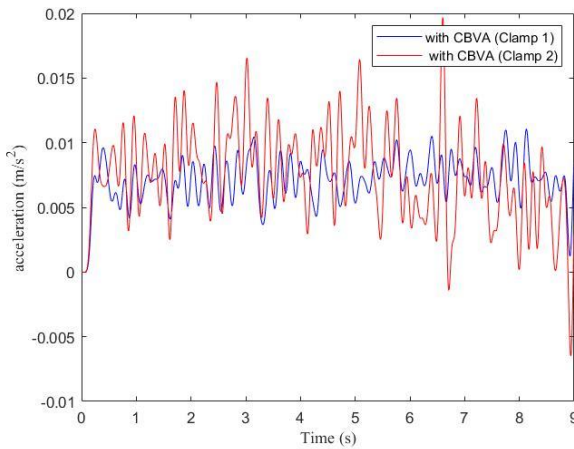
Gambar A. 3 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A1 dan rasio massa 1/20 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)

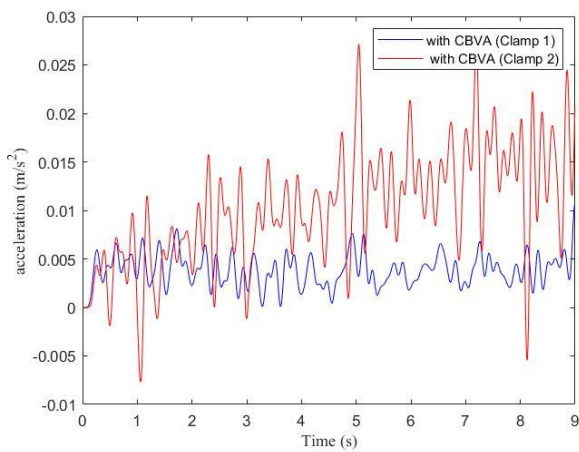


(b)

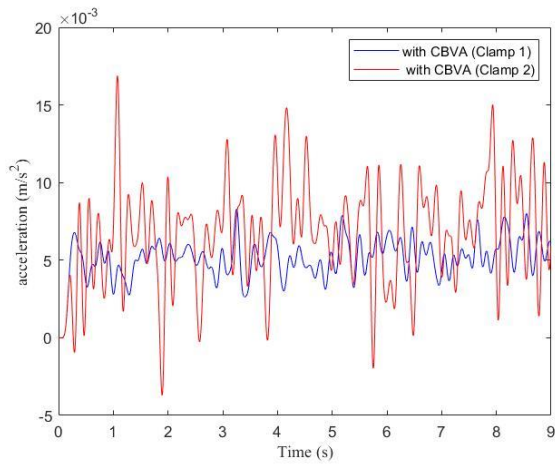


(c)

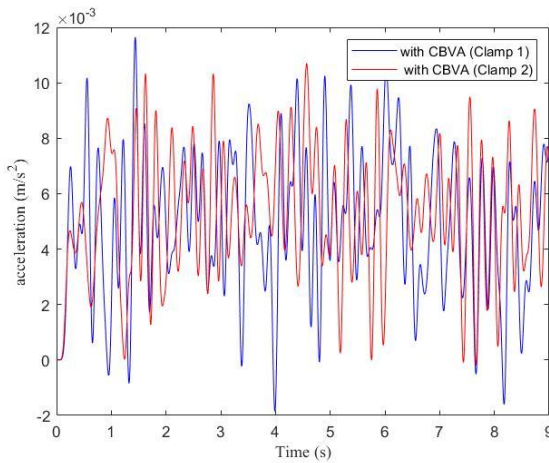
Gambar A. 4 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan CBVA A1 dan rasio massa 1/30 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)

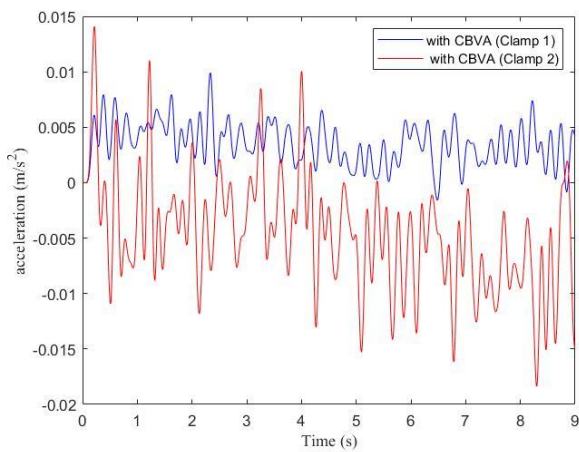


(b)

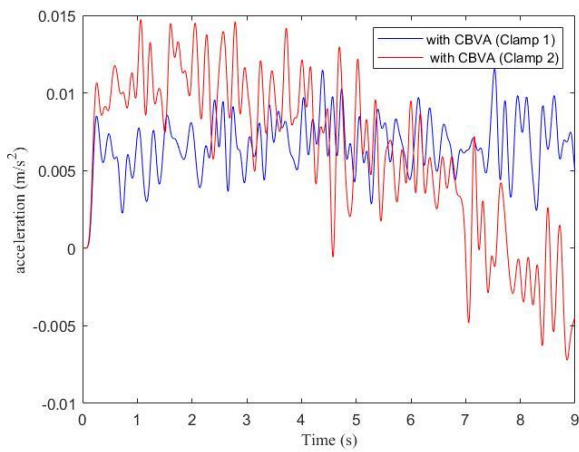


(c)

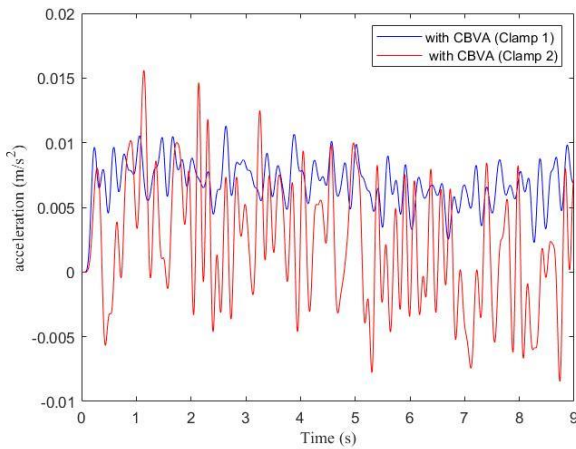
Gambar A. 5 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A2 dan rasio massa 1/10 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)

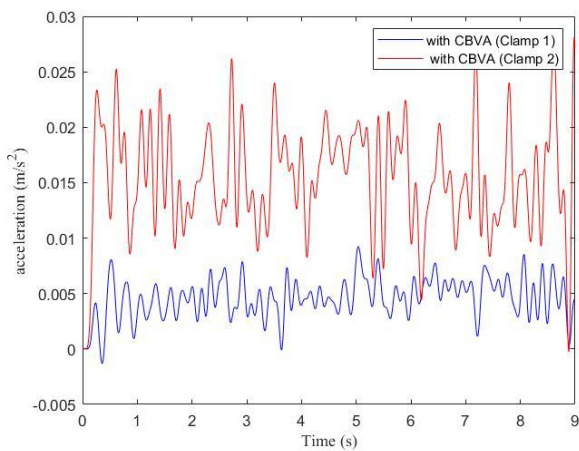


(b)

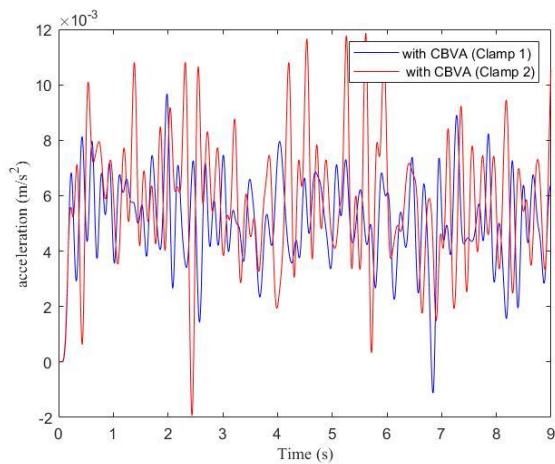


(c)

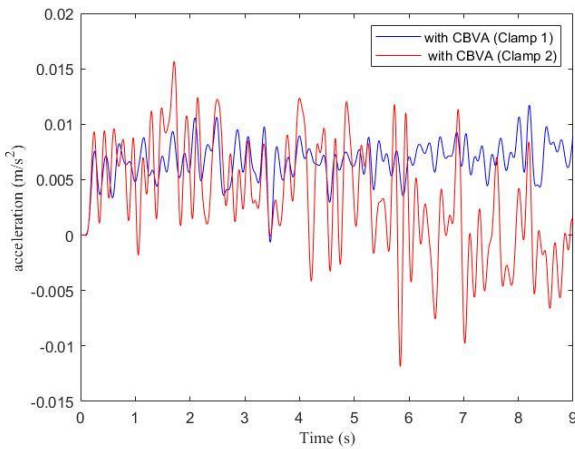
Gambar A. 6 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A2 dan rasio massa 1/20 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)

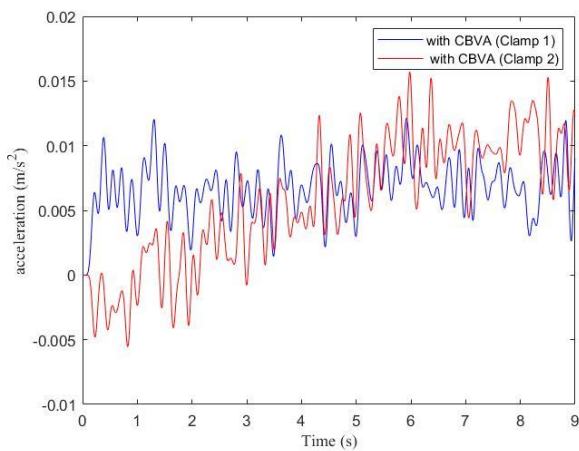


(b)

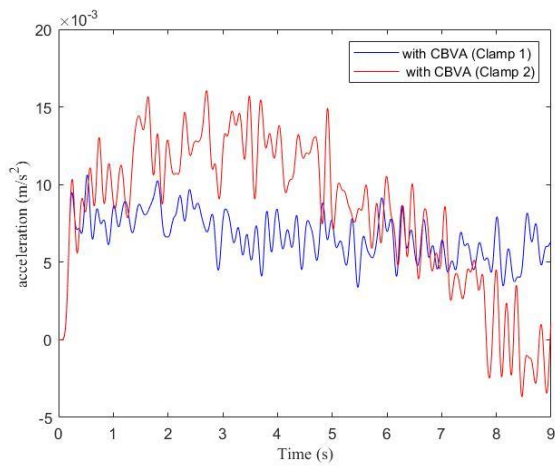


(c)

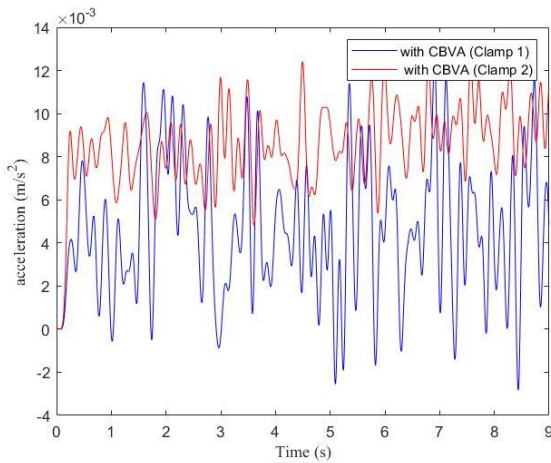
Gambar A. 7 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A2 dan rasio massa 1/30 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)

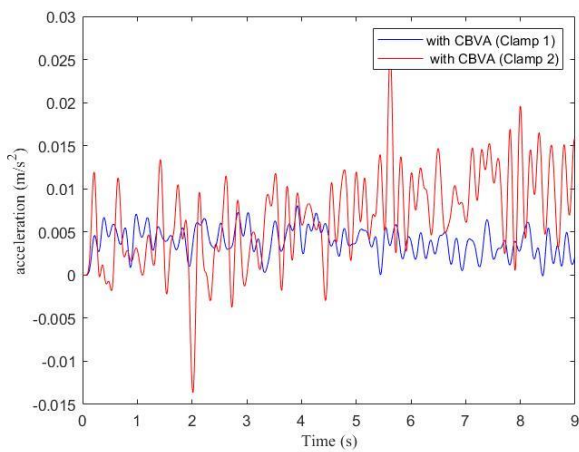


(b)

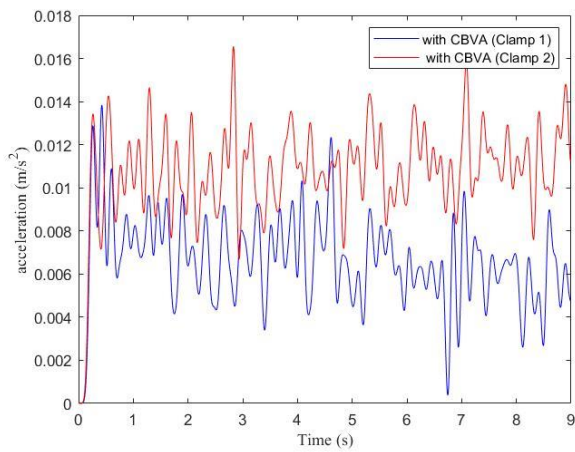


(c)

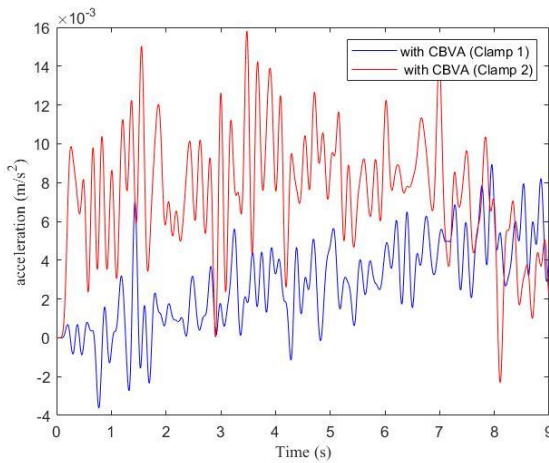
Gambar A. 8 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A3 dan rasio massa 1/10 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)

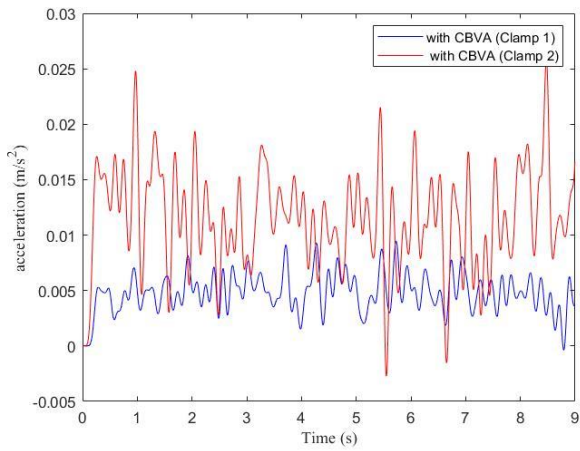


(b)

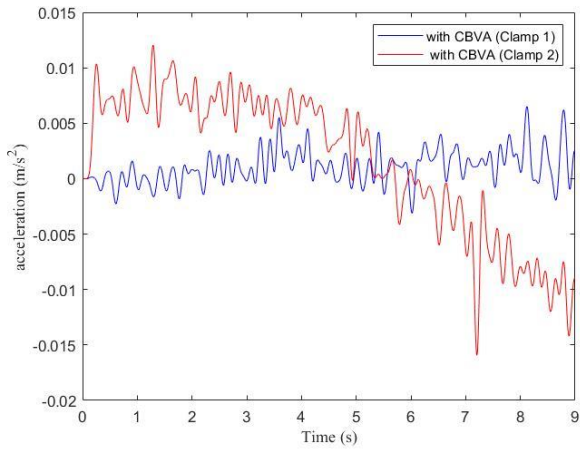


(c)

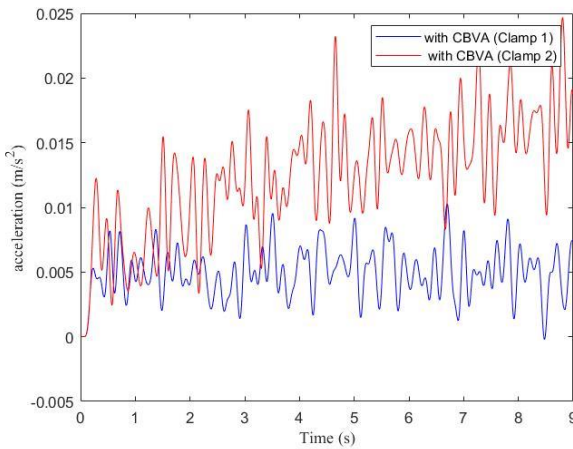
Gambar A. 9 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A3 dan rasio massa 1/20 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM



(a)



(b)



(c)

Gambar A. 10 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Eksperimen sistem utama dengan CBVA pada posisi peletakan A3 dan rasio massa 1/30 dengan variasi kecepatan motor (a) 150 RPM (b) 200 RPM (c) 300 RPM

BIODATA PENULIS



MUHAMMAR dilahirkan di Sebatik, 13 Oktober 1996 merupakan anak keempat dari 5 bersaudara. Lahir dari orangtua yang bernama Amirullah dan Ani. Pendidikan Formal yang ditempuh penulis antara lain: SDN 003 Tanjung Aru, SMP Negeri 1 Sebatik, dan SMA Negeri 36 Jakarta. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi negeri di Institut Teknologi Sepuluh

Nopember, program studi S1 Teknik Mesin, melalui jalur SBMPTN pada tahun 2015.

Di Departemen Teknik Mesin ini Penulis mengambil Bidang Sudi Desain khususnya di Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin. Dalam kegiatan akademik, penulis aktif menjadi grader mata kuliah Mekanika Getaran dan Asisten Praktikum mata kuliah Mekanika Getaran. Dalam kegiatan non akademik, penulis aktif sebagai staf Divisi HRD Mesin Music Club (MMC) periode kepengurusan 2016-2017 dan Staf Ahli Divisi event MMC periode kepengurusan 2017-2018. Selain itu, penulis juga aktif dalam berbagai kegiatan kepanitiaan di Departemen Teknik Mesin.

Motto hidup penulis adalah *“Life is like riding a bicycle. To keep your balance, you must keep moving”* yang

menjadikan penulis selalu berusaha, bekerja keras, dan fokus pada tujuan. Selalu mencari hal-hal unik dan pengalaman baru juga bisa membuat hidup lebih berarti. Untuk informasi dan masukan terkait Tugas Akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email muhammar.amirullah@gmail.com