



TUGAS AKHIR - TM141585

VALIDASI MEKANISME *CANTILEVER PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION ABSORBER (CPDVA)* TERHADAP REDUKSI GETARAN DAN ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN

**RIFQI RIZALDI
NRP. 02111340000176**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Wiwiek Hendrowati ST, . MT.**

**PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018**



TUGAS AKHIR – TM141585

**VALIDASI MEKANISME *CANTILEVER*
PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION ABSORBER
(CPDVA) TERHADAP REDUKSI GETARAN DAN
ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN**

RIFQI RIZALDI
NRP. 02111340000176

Dosen Pembimbing:
Dr. Wiwiek Hendrowati ST., MT.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018



FINAL PROJECT – TM141585

**CANTILEVER PIEZOELECTRIC DOUBLE
VIBRATION ABSORBER (CPDVA) MECHANISM
VALIDATION OF VIBRATION REDUCTION AND
ELECTRICAL ENERGY GENERATED**

RIFQI RIZALDI
NRP. 02111340000176

Thesis Advisor:
Dr. Wiwiek Hendrowati ST, MT.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2018

**VALIDASI MEKANISME CANTILEVER
PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION ABSORBER
(CPDVA) TERHADAP REDUKSI GETARAN DAN
ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

RIFOI RIZALDI

NRP. 021113 40000 176

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT (Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD (Penguji I)
NIP. 195106051978031002
3. Dr. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng (Penguji II)
NIP. 197505111999031001
4. Aida Annisa Amin Daman, ST, MT (Penguji III)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA

JULI, 2018

**VALIDASI MEKANISME CANTILEVER
PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION ABSORBER
(CPDVA) TERHADAP REDUKSI GETARAN DAN
ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN**

Nama Mahasiswa : Rifqi Rizaldi
NRP : 02111340000176
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

ABSTRAK

Dalam dunia industri getaran merupakan suatu fenomena yang sangat umum terjadi. Namun jika getaran yang terjadi berlebih, maka dapat memperpendek umur dari suatu mesin, hingga menimbulkan kecacatan. Salah satu cara untuk mengatasi terjadinya getaran yang berlebih adalah dengan menggunakan komponen pereduksi getaran, yaitu Dynamic Vibration Absorber (DVA). Prinsip dari DVA adalah dengan penambahan massa dan pegas pada sistem utama yang akan mereduksi respon getaran dari sistem utama yang ada. Dalam prinsip tersebut getaran yang direduksi merupakan energi buangan dari sistem yang seharusnya dapat dimanfaatkan kembali.

Dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan perbaikan rangka sistem utama dari penelitian sebelumnya yang telah dilakukan oleh Arief Rachman^[6] dan Rahmat Bambang^[2]. Dimana pada penelitian yang dilakukan oleh Arief merupakan studi eksperimental, sedangkan Rahmat melakukan studi simulasi. Penelitian ini bertujuan untuk melakukan validasi terhadap studi eksperimental dengan studi simulasi dengan error yang sekecil mungkin menggunakan metode uji-T. Adapun variasi yang diberikan dalam penelitian ini, yaitu variasi frekuensi (5.1Hz, 5.7Hz, dan 6.1Hz), variasi jarak penempatan mekanisme CPDVA dari pusat plat simulator

getaran (0cm, 10cm, dan 20cm), dan jumlah variasi piezoelectric yang digunakan (8 buah, 10 buah, dan 12 buah).

Dari penelitian Tugas Akhir ini didapatkan hasil validasi antara simulasi dan eksperimen pada sistem utama tanpa CPDVA berupa valid untuk semua variasi frekuensi. Dimana pada frekuensi natural 6,1 Hz didapat $T_{hit\ translasi}$ (-8,623); $T_{hit\ rotasi}$ (-25,82) < T_{tab} (2,772). Untuk validasi dari sistem utama dengan CPDVA didapatkan hasil berupa valid untuk gerak translasi maupun rotasi. Dimana pada peletakkan CPDVA 0 cm dengan frekuensi 6,1 Hz dan jumlah piezoelectric 8 buah didapatkan $T_{hit\ translasi}$ (-12,942); $T_{hit\ rotasi}$ (-25,6) < T_{tab} (2,772). Untuk validasi dari energi bangkitan yang dihasilkan diperoleh hasil berupa valid pada variasi jarak, frekuensi dan piezoelectric secara berturut-turut, yaitu (0cm, 5,1Hz, 8pzt), (0cm, 5,7Hz, 8pzt), (0cm, 6,1Hz, 8pzt) dan (10cm, 5,1Hz, 8pzt). Untuk variasi selain dari variasi tersebut didapatkan hasil berupa tidak valid.

Kata kunci: *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber (CPDVA), Validasi, Reduksi, Energi Listrik, Piezoelectric*

**CANTILEVER PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION
ABSORBER (CPDVA) MECHANISM VALIDATION OF
VIBRATION REDUCTION AND ELECTRICAL ENERGY
GENERATED**

Student's Name : Rifqi Rizaldi
NRP : 02111340000176
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Thesis Advisor : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

ABSTRACT

In the world of industry, vibration is a very common phenomenon. But if excessive vibration occurs, it can shorten the life of a machine, causing disability. One way to overcome the occurrence of excessive vibration is to use vibration reducing components, namely Dynamic Vibration Absorber (DVA). The principle of DVA is by adding mass and springs to the main system which will reduce the vibration response of the main system. In principle, the reduced vibration is waste energy from the system which should be able to be reused.

In this final project, the main system framework of previous research has been done by Arief Rachman^[6] and Rahmat Bambang^[2]. Where in the research conducted by Arief is an experimental study, while Rahmat conducted a simulation study. This study aims to validate experimental studies and simulation studies with the smallest possible error using the T-test method. The variation given in this study, namely the frequency variation (5.1Hz, 5.7Hz, and 6.1Hz), the variation of the placement distance of the CPDVA mechanism from the center of the vibration simulator plate (0cm, 10cm, and 20cm), and the number of piezoelectric variations used (8 fruit, 10 pieces, and 12 pieces).

From this Final project research, the validation result between simulation and experiment on the main system without

CPDVA is valid for all frequency variations. Where the natural frequency of 6.1 Hz is obtained by T_{count} translation (-8.662); T_{count} rotation (-25.82) $< T_{table}$ (2.772). For validation of the main system with CPDVA, the results are valid for translational and rotational motion. Where at laying CPDVA 0 cm with frequency 6,1 Hz and amount of piezoelectric 8 pieces got T_{count} translation (-12,942); T_{count} rotation (-25.6) $< T_{table}$ (2,772). For the validation of the generated electrical energy obtained results in the form of valid variations in distance, frequency and piezoelectric successively, at (0cm, 5,1Hz, 8pzt), (0cm, 5,7Hz, 8pzt), (0cm, 6,1Hz, 8pzt) and (10cm, 5,1Hz, 8pzt). For variations other than those variations, the results are invalid.

Key word: Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber (CPDVA), Validation, Redction, Electrical Energy, Piezoelectr

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan atas kehadiran Allah SWT, hanya karunia dan tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

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

1. Orang Tua penulis, Bapak Muslichul Umam dan Ibu Nanik Hidayati yang senantiasa mendoakan dan memberikan dukungan moril dan materil.
2. Saudara kandung penulis, Feril Naufal Sya'bani yang selalu memberikan semangat kepada penulis.
3. Wanita tersayang setelah Ibu dari penulis, Ratna Diah Primasari yang selalu memberikan semangat dan senantiasa mengingatkan penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. Selaku dosen pembimbing dari Tugas Akhir ini yang selalu sabar dan memberikan bimbingan serta motivasi dan dukungan kepada penulis.
5. Dr. Ir. Helena Carolina Kis Agustin, DEA. Selaku dosen wali dari penulis yang selalu memberikan semangat kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
6. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.; Dr. Eng. Harus Laksana Guntur ST., M.Eng.; Aida Annisa Amin Daman ST., MT. Selaku dosen penguji dari tugas akhir ini yang memberikan berbagai kritik dan saran kepada penulis.
7. Segenap dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTI ITS, atas ilmu yang telah diberikan kepada penulis selama ini.
8. Teman-teman *Scumbag* Fafa, Alma, dan Fikar yang selalu *scumbag* dalam memberikan dukungan dan semangat kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.

9. Teman-teman Teras yang senantiasa mendukung dan memberikan semangat serta doa kepada penulis agar penulis dapat segera menyelesaikan studinya.
10. Teman-teman angkatan M-56 yang juga tiada henti untuk memberikan semangat dan dukungan kepada penulis.
11. Teman-teman Lab. Vibrasi yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan proses Tugas Akhir ini serta memberikan canda dan tawa selama penulis mengerjakan Tugas Akhir ini.
12. Serta pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu yang berperan bagi penulis dalam proses pengerjaan Tugas Akhir ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan dari penulis, tidak menutup kemungkinan bahwa Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu penulis dengan senang hati menerima kritik dan saran yang membangun untuk penyempurnaan lebih lanjut. Akhir kata semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak, terutama bagi mahasiswa yang mengambil topik Tugas Akhir dalam bidang Vibrasi dan Sistem Dinamis.

Surabaya, Juli 2018

Rifqi Rizaldi
NRP. 02111340001

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	V
ABSTRACT.....	VII
KATA PENGANTAR	IX
DAFTAR ISI	XI
DAFTAR GAMBAR	XV
DAFTAR TABEL	XXI
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penelitian	3
1.4. Batasan Masalah	3
1.5. Manfaat Penelitian	4
BAB II DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Dasar Teori.....	5
2.1.1. Mekanika Getaran	5
2.1.2. <i>Forced Multi DoF Vibration</i>	5
2.1.3. <i>Base Motion Vibration</i>	6
2.1.4. <i>Multi Degree of Freedom System</i>	8
2.1.5. <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	10
2.1.6. <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	12
2.1.7. Dasar Teori <i>Piezoelectric</i>	14
2.1.8. <i>Cantilever Piezoelectric</i>	17
2.1.9. Susunan <i>Cantilever Piezoelectric</i>	19
2.1.10. Validasi Model Simulasi	19
2.2. Tinjauan Pustaka	22
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	41
3.1. <i>Flowchart</i> Penelitian	41
3.2. Metode Pengerjaan Penelitian.....	43
3.2.1. Studi Literatur	43
3.2.2. Identifikasi Masalah	43
3.2.3. Pemodelan Sistem Dinamis dan Penurunan Persamaan Gerak.....	43

3.2.3.1.	Analisa Pemodelan Sistem Dinamis Sistem Utama Tanpa CPDVA	45
3.2.3.2.	Analisa Pemodelan Sistem Dinamis Sistem Utama dengan CPDVA.....	49
3.2.3.3.	Persamaan Kelistrikan <i>Piezoelectric</i>	53
3.2.4.	Penentuan Parameter.....	54
3.2.4.1.	Menentukan Massa Sistem Utama (M_1).....	55
3.2.4.2.	Menentukan Massa Sistem CPDVA	55
3.2.4.3.	Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas Sistem Utama dan CPDVA.....	55
3.2.4.4.	Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari Cantilever Piezoelectric	56
3.2.4.5.	Menentukan Frekuensi Operasi pada Sistem Utama.....	59
3.2.5.	Blok Diagram.....	59
3.2.6.	Simulasi pada Matlab Simulink	59
3.2.7.	Eksperimen.....	60
3.2.7.1.	Peralatan Pengujian Utama	60
3.2.7.2.	Skema Pengujian.....	63
3.2.7.3.	Flowchart Pengambilan Data Gerak Translasi dan Rotasi	65
3.2.8.	Analisa Hasil	67
3.2.9.	Validasi Hasil.....	67
3.2.9.1.	Metode Uji-T Independen.....	67
3.2.9.2.	Flowchart Proses Validasi.....	68
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		73
4.1.	Mekanisme Alat Simulator Getaran.....	73
4.2.	Mekanisme CPDVA	79
4.3.	Pemodelan Matematis	81
4.3.1.	Pemodelan Matematis Sistem Utama Tanpa CPDVA	81
4.3.2.	Pemodelan Matematis Sistem Utama dengan CPDVA	83
4.4.	Analisa Hasil Simulasi	87

4.4.1.	Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama Tanpa CPDVA	88
4.4.2.	Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama dengan Peletakan CPDVA pada Jarak $b_1 = 0$ cm.....	90
4.4.3.	Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama dengan Peletakan CPDVA pada Jarak $b_2 = 10$ cm.....	92
4.4.4.	Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama dengan Peletakan CPDVA pada Jarak $b_3 = 20$ cm.....	95
4.4.5.	Grafik Perbandingan dari Variasi CPDVA dengan $b = 0$ cm.....	97
4.4.6.	Analisa Reduksi Hasil Simulasi	100
4.4.6.1.	Analisa Reduksi Hasil Simulasi pada Arah Gerak Translasi	100
4.4.6.2.	Analisa Reduksi Hasil Simulasi pada Arah Gerak Rotasi	102
4.4.6.3.	Grafik Reduksi dari Hasil Simulasi.....	106
4.5.	Analisa Hasil Eksperimen	107
4.5.1.	Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama Tanpa CPDVA	107
4.5.2.	Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA.....	114
4.5.2.1.	Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA pada Jarak $b_1 = 0$ cm .	114
4.5.2.2.	Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA pada Jarak $b_2 = 10$ cm	117
4.5.2.3.	Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA pada Jarak $b_3 = 20$ cm	120
4.5.3.	Analisa Hasil Reduksi Eksperimen	123
4.5.3.1.	Analisa Hasil Reduksi Eksperimen pada Arah Gerak Translasi	123
4.5.3.2.	Analisa Hasil Reduksi Eksperimen pada Arah Gerak Rotasi	126

4.5.3.3.	Grafik Reduksi Hasil Eksperimen.....	129
4.6.	Pembahasan Simulasi dan Eksperimen.....	131
4.6.1.	Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama Tanpa CPDVA	131
4.6.2.	Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 0$ cm)	134
4.6.3.	Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 10$ cm)	136
4.6.4.	Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 20$ cm)	139
4.7.	Validasi Uji T <i>Independent</i>	142
4.7.1.	Validasi Uji T <i>Independent</i> Sistem Massa Utama Tanpa CPDVA	142
4.7.1.1.	Pembahasan Uji T <i>Independent</i> Sistem Massa Utama tanpa CPDVA.....	144
4.7.2.	Validasi Uji T <i>Independent</i> Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 0$ cm)	145
4.7.2.1.	Pembahasan Uji T <i>Independent</i> Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 0$ cm).....	145
4.7.3.	Validasi Uji T <i>Independent</i> Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 10$ cm)	147
4.7.3.1.	Pembahasan Uji T <i>Independent</i> Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 10$ cm)	147
BAB V KESIMPULAN & SARAN.....		151
5.1.	Kesimpulan	151
5.2.	Saran	152
DAFTAR PUSTAKA		153
LAMPIRAN		155
BIODATA PENULIS		157

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema <i>forced multi dof vibration</i> ^[7]	6
Gambar 2.2 Skema <i>base motion vibration</i> ^[7]	7
Gambar 2.3 Grafik hubungan (a) <i>amplitude ratio</i> dengan <i>frequency ratio</i> , (b) <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i> ^[7]	8
Gambar 2.4 Contoh sistem SDoF <i>free vibration</i> ^[7]	9
Gambar 2.5 Sistem <i>undamped</i> dengan 3 DoF ^[7]	10
Gambar 2.6 Skema peredaman dynamic vibration absorber ^[7] 11	
Gambar 2.7 Efek penggunaan DVA terhadap rasio frekuensi natural sistem ^[7]	12
Gambar 2.8 Permodelan dinamis sistem utama dengan damped DVA ^[7]	12
Gambar 2.9 Pengaruh dari <i>damped</i> DVA terhadap rasio respon dari sistem utama ^[7]	14
Gambar 2.10 Macam bentuk <i>piezoelectric</i> ^[9]	15
Gambar 2.11 <i>Cantilever piezoelectric</i> ^[9]	17
Gambar 2.12 Model pemanen energi kinetik ^[9]	18
Gambar 2.13 Rangkaian listrik ekuivalen pemanen energi kinetik ^[9]	18
Gambar 2.14 Rangkaian <i>piezoelectric</i> disusun secara seri ^[9] ...	19
Gambar 2.15 Rancangan sistem utama (a) tampak <i>isometric</i> dan (b) tampak depan ^[6]	23
Gambar 2.16 Rancangan CPDVA ^[6]	24
Gambar 2.17 Grafik perbandingan RMS respon percepatan sistem tanpa dan dengan CPDVA (a) hasil simulasi (b) hasil eksperimen ^[6]	25

Gambar 2.18 Grafik perbandingan RMS reduksi percepatan sistem CPDVA pada frekuensi 36,5 rad/s dan 8 piezoelectric hasil simulasi dan eksperimen ^[6]	26
Gambar 2.19 Grafik RMS voltase sistem utama dengan CPDVA pada jumlah piezoelectric 8 buah terhadap frekuensi variasi amplitudo (a) hasil simulasi (b) hasil eksperimen ^[6]	28
Gambar 2.20 Grafik perbandingan RMS voltase bangkitan sistem dengan CPDVA pada amplitudo 4 cm dan 8 piezoelectric hasil simulasi dan eksperimen ^[6]	29
Gambar 2.21 Pemodelan sistem utama (a) tanpa DVA dan (b) sistem dengan DDVA ^[5]	31
Gambar 2.22 Grafik respon getaran sistem tanpa DVA, dengan SDVA dan dengan DDVA ^[5]	32
Gambar 2.23 Grafik respon sistem dengan SDVA ^[5]	33
Gambar 2.24 Skema penelitian ditinjau dari gerakan magnet terhadap <i>coil</i> ^[11]	34
Gambar 2.25 Proses eksperimen penelitian ^[11]	35
Gambar 2.26 Grafik hasil eksperimen voltase output terhadap frekuensi getaran mekanisme tipe I oleh (a) PZT <i>cantilever</i> (b) elektromagnetik ^[11]	35
Gambar 2.27 Grafik hasil eksperimen voltase output terhadap jumlah magnet dengan variasi akselerasi mekanisme tipe I oleh (a) PZT <i>cantilever</i> (b) elektromagnetik ^[11]	36
Gambar 2.28 Grafik daya terhadap frekuensi untuk beberapa beban resistansi yang berbeda dan diperoleh dengan pemodelan matematis ^[4]	37
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian	42

Gambar 3.2 alat simulator getaran sebelum dilakukan perbaikan (a) & sesudah dilakukan perbaikan (b) ^[10]	44
Gambar 3.3 Mekanisme CPDVA	45
Gambar 3.4 pemodelan sistem dinamis sistem utama tanpa CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi	46
Gambar 3.5 free body diagram sistem utama tanpa CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi	46
Gambar 3.6 pemodelan sistem dinamis sistem utama dengan CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi	49
Gambar 3.7 <i>free body diagram</i> sistem utama dengan CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi	50
Gambar 3.8 <i>Piezoelectric</i> Minisense 100 Vibration Sensor ^[6]	57
Gambar 3.9 Dimensi material <i>Piezoelectric</i> Minisense 100 Vibration Sensor ^[6]	57
Gambar 3.10 Alat simulator getaran ^[10]	60
Gambar 3.11 mekanisme alat CPDVA ^[6]	61
Gambar 3.12 Skema pengujian gerak translasi ^[10]	63
Gambar 3.13 Skema pengujian gerak rotasi ^[10]	64
Gambar 3.14 <i>flowchart</i> proses pengambilan data eksperimen	66
Gambar 3.15 <i>flowchart</i> metode validasi <i>Independent sample Uji-T</i>	69
Gambar 4.1 Alat simulator getaran ^[10]	73
Gambar 4.2 Hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan oscilloscope ^[10]	76
Gambar 4.3 Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan Smoothing dan filtering ^[10]	76

Gambar 4.4 CPDVA tampak depan	79
Gambar 4.5 <i>Bode Diagram</i>	87
Gambar 4.6 Respon percepatan tanpa CPDVA.....	89
Gambar 4.7 Respon percepatan dengan peletakkan CPDVA 0cm dengan 8 <i>piezoelectric</i>	91
Gambar 4.8 Respon percepatan dengan peletakkan CPDVA 10cm dengan 8 <i>piezoelectric</i>	94
Gambar 4.9 Respon percepatan dengan peletakkan CPDVA 20cm dengan 8 <i>piezoelectric</i>	96
Gambar 4.10 Grafik perbandingan pengaruh variasi input frekuensi pada arah gerak translasi dan rotasi saat $b= 0$ cm....	98
Gambar 4.11 Grafik perbandingan pengaruh variasi input frekuensi dan jumlah <i>piezoelectric</i> saat $b= 0$ cm.....	99
Gambar 4.12 Grafik reduksi simulasi pada arah translasi dengan 12 pzt.....	106
Gambar 4.13 Grafik reduksi simulasi pada arah rotasi dengan 12 pzt	107
Gambar 4.14 Respon percepatan arah translasi dan rotasi dengan variasi frekuensi	109
Gambar 4.15 Respon percepatan massa utama tanpa CPDVA	111
Gambar 4.16 Respon percepatan arah translasi(a) dan rotasi(b) pada massa utama tanpa CPDVA.....	113
Gambar 4.17 Pengaruh variasi input frekuensi dan energi listrik bangkitan dengan peletakkan CPDVA 0 cm dari pusat massa	116
Gambar 4.18 Pengaruh variasi input frekuensi dan energi listrik bangkitan dengan peletakkan CPDVA 10 cm dari pusat massa	119

Gambar 4.19 Pengaruh variasi input frekuensi dan energi listrik bangkitan dengan peletakkan CPDVA 20 cm dari pusat massa	122
Gambar 4.20 Grafik reduksi eksperimen pada arah translasi dengan 12 pzt.....	130
Gambar 4.21 Grafik reduksi eksperimen pada arah rotasi dengan 12 pzt.....	131
Gambar 4.22 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA.....	132
Gambar 4.23 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA.....	132
Gambar 4.24 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm).....	134
Gambar 4.25 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm).....	135
Gambar 4.26 Perbandingan nilai RMS energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm).....	135
Gambar 4.27 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm).....	137
Gambar 4.28 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm).....	137
Gambar 4.29 Perbandingan nilai RMS energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm).....	138
Gambar 4.30 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 20$ cm).....	139
Gambar 4.31 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 20$ cm).....	140
Gambar 4.32 Perbandingan nilai RMS energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 20$ cm).....	140

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Voltase bangkitan, displacement dan kapasitansi bahan piezoelectric ^[9]	16
Tabel 2.2 Data teknis beberapa jenis material piezoelectric ^[9]	16
Tabel 2.3 RMS reduksi respon percepatan sistem pada frekuensi 36,5 rad/s dan 8 piezoelectric hasil simulasi dan eksperimen ^[6]	27
Tabel 2.4 RMS voltase bangkitan sistem CPDVA frekuensi 36,5 rad/s 8 <i>piezoelectric</i> hasil simulasi dan eksperimen ^[6]	29
Tabel 3.1 Parameter Penelitian ^[6]	58
Tabel 3.2 Tabel hasil data	67
Tabel 4.1 Massa utama	74
Tabel 4.2 pengujian k_1	75
Tabel 4.3 pengujian k_2	75
Tabel 4.4 redaman sistem utama	78
Tabel 4.5 Frekuensi natural sistem dengan CPDVA	87
Tabel 4.6 RMS Respon percepatan dan Energi listrik bangkitan dengan Peletakkan CPDVA 0cm	92
Tabel 4.7 RMS Respon percepatan dan Energi listrik bangkitan dengan Peletakkan CPDVA 10cm	95
Tabel 4.8 RMS Respon percepatan dan Energi listrik bangkitan dengan Peletakkan CPDVA 20cm	97
Tabel 4.9 Hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi ($b = 0$ cm)	100

Tabel 4.10 Hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi (b = 10 cm)	101
Tabel 4.11 Hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi (b = 20 cm)	102
Tabel 4.12 reduksi dari simulasi pada arah gerak rotasi (b = 0 cm)	103
Tabel 4.13 reduksi dari simulasi pada arah gerak rotasi (b = 10 cm)	104
Tabel 4.14 reduksi dari simulasi pada arah gerak rotasi (b = 20 cm)	105
Tabel 4.15 RMS respon percepatan dan energi listrik bangkitan eksperimen dengan peletakkan CPDVA 0 cm	117
Tabel 4.16 RMS respon percepatan dan energi listrik bangkitan eksperimen dengan peletakkan CPDVA 10 cm	120
Tabel 4.17 RMS respon percepatan dan energi listrik bangkitan eksperimen dengan peletakkan CPDVA 20 cm	123
Tabel 4.18 Hasil reduksi dari Eksperimen pada arah gerak translasi (b = 0 cm)	124
Tabel 4.19 Hasil reduksi dari Eksperimen pada arah gerak translasi (b = 10 cm)	125
Tabel 4.20 Hasil reduksi dari Eksperimen pada arah gerak translasi (b = 20 cm)	126
Tabel 4.21 Hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi (b = 0 cm)	127
Tabel 4.22 Hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi (b = 10 cm)	128
Tabel 4.23 Hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi (b = 20 cm)	129

Tabel 4.24 RMS respon getaran translasi dan rotasi pada simulasi dan eksperimen sistem utama tanpa CPDVA dengan frekuensi input 5,1 Hz	143
Tabel 4.25 Hasil pengujian RMS respon getaran translasi tanpa CPDVA dengan menggunakan Uji T Independent	145
Tabel 4.26 Hasil pengujian RMS respon getaran rotasi tanpa CPDVA dengan menggunakan Uji T Independent	145
Tabel 4.27 Hasil pengujian gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent	146
Tabel 4.28 Hasil pengujian gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent	146
Tabel 4.29 Hasil pengujian energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent	147
Tabel 4.30 Hasil pengujian energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent	148
Tabel 4.31 Hasil pengujian gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm) menggunakan Uji T Independent	148
Tabel 4.32 Hasil pengujian energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm) menggunakan Uji T Independent	149

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dalam dunia industri fenomena getaran merupakan fenomena yang umum terjadi terutama pada mesin-mesin yang beroperasi. Pada umumnya getaran yang terjadi berupa getaran translasi maupun rotasi. Pada dasarnya getaran merupakan suatu hal yang wajar. Namun jika getaran yang terjadi berlebih, maka dapat menimbulkan kecacatan dan memperpendek umur suatu mesin. Untuk mengatasi getaran yang berlebih dapat dilakukan beberapa cara, salah satunya adalah dengan menggunakan komponen pereduksi getaran, yaitu *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Prinsip kerja dari DVA adalah dengan penambahan massa dan pegas pada sistem utama yang akan mereduksi respon getaran sistem utama yang ada (Rao, 2004). Pada proses reduksi yang terjadi pada DVA tersebut, getaran berlebih yang timbul diserap oleh massa *absorber* dan pegas *absorber*. Getaran yang diserap tersebut merupakan energi buangan yang seharusnya dapat dimanfaatkan kembali.

Semakin pesatnya perkembangan teknologi saat ini, telah ditemukan banyak cara untuk menghasilkan energi listrik, salah satunya adalah dengan penggunaan komponen elektrik, yaitu *piezoelectric*. Komponen tersebut dapat menghasilkan listrik dengan memanfaatkan perubahan mekanis yang timbul pada material *piezoelectric* yang dinamakan efek *piezoelectric* (Sharma, 2006). Efek *piezoelectric* sebenarnya sudah dikenal lama dalam dunia *engineer*, dan penggunaannya sudah banyak digunakan pada dunia industri untuk proses memanen energi getaran atau *vibration energy harvesting*.

Dari latar belakang di atas dilakukan penelitian dengan skala laboratorium mengenai respon getaran dari penambahan DVA sekaligus penggunaan *piezoelectric* sebagai *energy harvester*. Penelitian tersebut dilakukan oleh Arief Rachman^[6]

dan Rahmat Bambang^[2] tentang rancang bangun dan simulasi dari *cantilever piezoelectric double vibration absorber* (CPDVA). CPDVA tersebut diletakkan pada sistem utama pada sumber getar. Sistem utama merupakan sistem yang terdiri dari massa utama, dimana massa utama tersebut berupa plat yang ditopang oleh empat buah pegas di setiap sudutnya dengan nilai koefisien pegas yang diset sama untuk arah gerak translasi dan diset berbeda untuk arah gerak rotasi. Massa utama tersebut diberi gaya eksitasi yang bersumber dari massa eksentris motor DC. Getaran yang timbul nantinya akan direduksi oleh CPDVA. Adapun susunan dari CPDVA sendiri yang terdiri dari dua massa *absorber*, dua pasang pegas *absorber*, dan beberapa pasang *cantilever piezoelectric*.

Dari penelitian tersebut didapatkan hasil respon dengan *error* yang terbilang sangat besar, sehingga perlu untuk disempurnakan. *Error* tersebut terjadi karena saat dilakukan pengambilan data, *base* rangka dari sistem utama juga ikut bergetar ketika beroperasi di frekuensi natural sistem tersebut. Maka dari itu penelitian ini dilakukan untuk menyempurnakan *base* rangka tersebut dengan mengganti rangka dengan material yang lebih rigid, sekaligus dilakukan validasi antara hasil simulasi dan eksperimen dengan menggunakan metode uji T agar hasil antara simulasi dan eksperimen yang didapatkan akurat sekaligus untuk mengurangi *error* serendah mungkin. Variasi yang diberikan yaitu variasi frekuensi (5.1 Hz, 5.7 Hz, dan 6.1 Hz), jarak penempatan alat CPDVA pada simulator getaran (0 cm, 10 cm, dan 20cm) dari titik pusat massa utama alat simulator getaran, dan jumlah variasi *piezoelectric* yang digunakan (8 buah, 10 buah, dan 12 buah).

1.2. Perumusan Masalah

Dari latar belakang di atas, maka permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- 1) Bagaimana memodelkan validasi sistem dinamis dari simulator getaran dengan mekanisme CPDVA?

- 2) Bagaimana pengaruh variasi frekuensi kerja terhadap getaran yang dihasilkan oleh sistem utama?
- 3) Bagaimana pengaruh variasi jarak peletakan CPDVA dari titik tengah massa utama terhadap getaran yang diredam?
- 4) Bagaimana pengaruh variasi jumlah dari *piezoelectric* yang digunakan terhadap energi listrik yang dihasilkan?
- 5) Bagaimana hasil validasi antara eksperimen dan simulasi?

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

- 1) Mendapatkan model validasi sistem dinamis dari simulator getaran dengan mekanisme CPDVA.
- 2) Mengetahui pengaruh variasi frekuensi kerja terhadap getaran yang dihasilkan oleh sistem utama.
- 3) Mengetahui pengaruh variasi jarak peletakan CPDVA dari titik tengah massa utama terhadap getaran yang diredam.
- 4) Mengetahui pengaruh variasi jumlah dari *piezoelectric* yang digunakan terhadap energi listrik yang dihasilkan.
- 5) Mengetahui hasil validasi antara eksperimen dan simulasi.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- 1) Sumber getar sistem hanya bersumber dari gaya eksitasi motor penggerak DC yang dihubungkan dengan mekanisme pegas penggerak ke massa utama atau plat.
- 2) Pegas dan *cantilever piezoelectric* memiliki konstanta elastisitas yang tetap.
- 3) Massa pegas diabaikan
- 4) Hubungan antara *cantilever piezoelectric* dengan massa *absorber* pada CPDVA dianggap *rigid*.
- 5) Getaran pada meja hanya dianalisa pada gerak translasi dan rotasi

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- 1) Menyempurnakan CPDVA pada penelitian terdahulu untuk dapat mempresentasikan kondisi getaran yang terjadi pada peralatan permesinan, sehingga dapat mempermudah penelitian getaran dengan *error* sekecil mungkin terhadap hasil simulasi
- 2) Sebagai referensi dan literatur untuk penelitian *dynamic vibration absorber with energy harvesting* sebagai pereduksi getaran sekaligus penghasil energi listrik selanjutnya.
- 3) Sebagai modul pembelajaran dan praktik ilmu mekanika getaran di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

BAB II

DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA

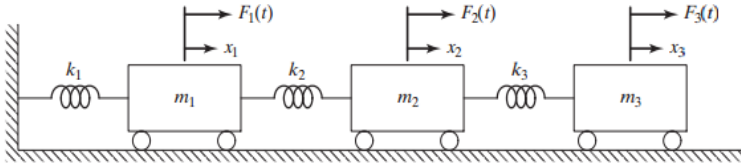
2.1. Dasar Teori

2.1.1. Mekanika Getaran

Getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan dengan periode, amplitudo dan frekuensi tertentu (Rao, 2004). Getaran dapat terjadi jika terdapat massa, pegas, dan peredam dalam suatu sistem. 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.

2.1.2. *Forced Multi DoF Vibration*

Getaran mekanik paksa pada sistem derajat kebebasan ganda atau *forced multi dof vibration* adalah peristiwa getaran yang terjadi pada suatu sistem *multi dof* karena ada gaya eksternal yang mengenai sistem tersebut (Rao, 2004). Selain getaran alami sistem, sistem juga dapat menerima getaran paksa yang disebabkan karena adanya gaya eksternal yang mengenai sistem dan dinamakan *forced vibration*. Sistem derajat kebebasan ganda merupakan sistem yang memiliki beberapa komponen massa yang dihubungkan oleh elemen pegas yang masing-masing berjumlah lebih dari dua (Rao, 2004). Sistem *forced multi dof vibration* dapat dimodelkan pada gambar 2.1 berikut.



Gambar 2.1 Skema *forced multi dof vibration*^[7]

Dari gambar 2.1 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_i F_i \quad (2.1)$$

Persamaan 2.1 di atas terdiri dari $i=1$, $i=2$ dan $i=3$ sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, \quad [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix},$$

$$[F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

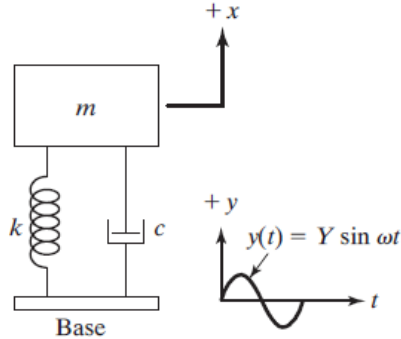
Dengan menyubstitusikan persamaan 2.1 ke persamaan 2.2, maka akan didapatkan:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

2.1.3. *Base Motion Vibration*

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 vibration* ditunjukkan pada gambar 2.2 di bawah ini.



Gambar 2.2 Skema *base motion vibration*^[7]

Dari gambar 2.2 di atas maka didapat bentuk persamaan gerak, yaitu:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.4)$$

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. Dari persamaan 2.4, didapat respon *steady state* massa terhadap *base motion* $Y(t)$, yaitu:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.5)$$

Dimana,

$$\phi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right) \quad (2.6)$$

Dengan identitas trigonometri persamaan 2.5 dan 2.6 dapat disederhanakan menjadi persamaan 2.7

$$x_p(t) = X \sin(\omega_n t - \phi) \quad (2.7)$$

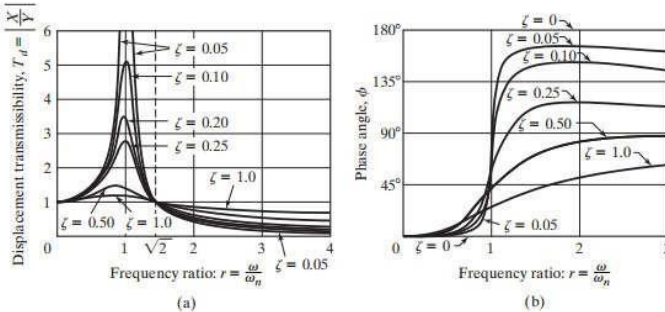
Dimana nilai X dan ϕ didapatkan dari persamaan 2.8 dan 2.9

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

Dan

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] = \tan^{-1} \left[\frac{2\xi r^3}{1 + (4\xi^2 - 1)r^2} \right] \quad (2.9)$$

Persamaan di atas menunjukkan seberapa besar amplitude yang terjadi pada massa utama dan respon getaran sistem. Dari fenomena *base motion* didapat grafik hubungan *amplitude ratio* dan *phase angle* dengan *frequency ratio* yang dapat dilihat pada gambar 2.3.

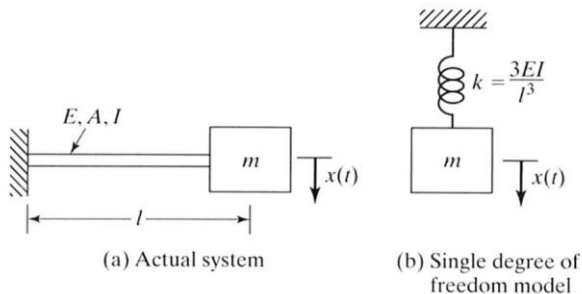


Gambar 2.3 Grafik hubungan (a) *amplitude ratio* dengan *frequency ratio*, (b) *phase angle* dengan *frequency ratio*^[7]

2.1.4. Multi Degree of Freedom System

Derajat kebebasan atau *Degree of Freedom* (DoF) dapat didefinisikan sebagai jumlah minimum dari koordinat independen

yang diperlukan untuk menentukan posisi dari bagian-bagian sistem pada sembarang waktu. Sistem dengan derajat kebebasan satu seperti pada gambar 2.4, hanya memiliki satu koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya. Sedangkan sistem dengan derajat kebebasan lebih dari satu membutuhkan dua atau lebih koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya.



Gambar 2.4 Contoh sistem SDoF *free vibration*^[7]

Pada gambar 2.4 menunjukkan sistem satu derajat kebebasan dengan model matematis. Untuk menentuka besar pergerakan dianalisa dengan hukum kekekalan massa.

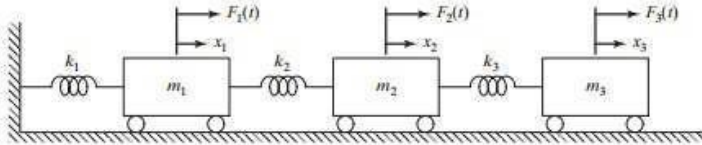
$$M_{eq} \ddot{x} + C_{eq} \dot{x} + K_{eq} x = 0 \quad (2.10)$$

Dimana

M_{eq}	=	Massa ekivalen
C_{eq}	=	Koefisien redam ekivalen
k_{eq}	=	Koefisien pegas ekivalen

Sistem yang bergetar secara kontinu tersusun dari dua atau lebih massa dan diantara massa satu ke massa lain dihubungkan oleh pegas dapat dimodelkan sebagai *multi degree of freedom* Persamaan gerak untuk *Multi Degree of Freedom* (MDoF) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem MDoF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDoF. Secara sederhana, sistem MDoF dengan 3 derajat

kebebasan dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya $F_1(t)$, $F_2(t)$ dan $F_3(t)$ pada gambar 2.5 berikut.



Gambar 2.5 Sistem *undamped* dengan 3 DoF ^[7]

Dari gambar 2.5 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$M_i \ddot{x}_i + K_i x_i = \sum_j F_{ij} \quad (2.11)$$

Persamaan 2.11 di atas terdiri dari $j=1$, $j=2$ dan $j=3$, sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & K_2 & 0 \\ K_2 & K_2 + K_3 & K_3 \\ 0 & K_3 & K_3 \end{bmatrix}, [F] = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

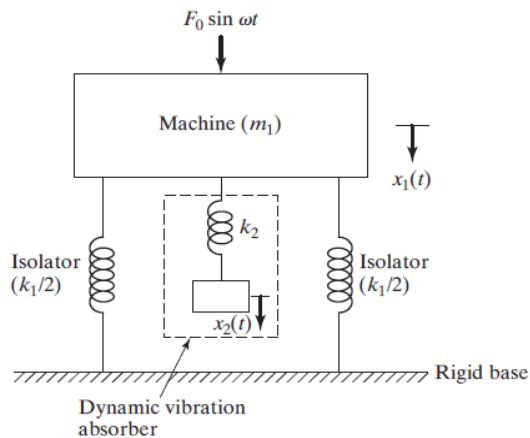
Dengan mensubstitusikan persamaan 2.12 ke persamaan 2.11, maka akan didapatkan persamaan 2.11:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & K_2 & 0 \\ K_2 & K_2 + K_3 & K_3 \\ 0 & K_3 & K_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.13)$$

2.1.5. *Dynamic Vibration Absorber*

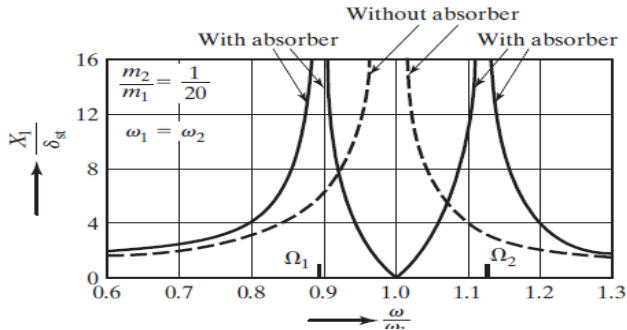
Proses *vibration absorber* merupakan salah satu proses *vibration control* pada sistem utama untuk mengurangi atau menghilangkan efek getaran yang tidak diinginkan (Rao, 2004). DVA dapat dimodelkan sebagai sistem dengan komponen

absorber atau peredam yang dipasang pada sistem utama yang bergetar. *Absorber* tersebut dapat berupa sistem massa dan pegas yang dipasangkan pada sistem sumber getar yang akan direduksi getarannya. *Absorber* yang dipasang akan bekerja dengan membuat sistem memiliki dua frekuensi natural. Pemasangan massa absorber pada massa utama ini menghasilkan sistem dengan 2 DOF, sehingga sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi natural. Skema peredaman *dynamic vibration absorber* dapat dilihat pada gambar 2.6 dibawah.



Gambar 2.6 Skema peredaman dynamic vibration absorber ^[7]

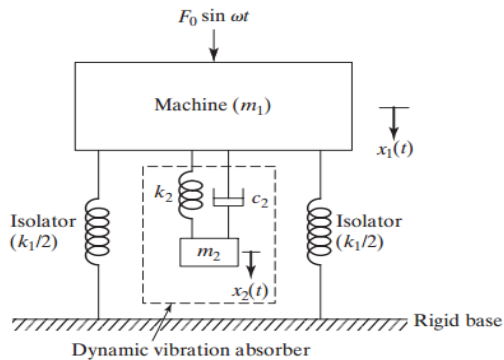
Penggunaan DVA pada sistem utama akan berdampak pada respon getaran yang akan tereduksi karena adanya DVA tersebut. Penambahan DVA pada sistem juga akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitud respon sistem terhadap rasio frekuensi natural sistem pada gambar 2.7 dibawah.



Gambar 2.7 Efek penggunaan DVA terhadap rasio frekuensi natural sistem ^[7]

2.1.6. Damped Dynamic Vibration Absorber

Tipe *Dynamic Vibration Absorber* yang menggunakan peredam atau *damper* dikategorikan sebagai *damped dynamic vibration absorber*. *Damped DVA* merupakan DVA yang berfungsi untuk menghasilkan dua puncak frekuensi natural baru serta mereduksi amplitudo tersebut (Lostari, 2015). Skema *damped dynamic vibration absorber* yang terdiri dari massa *absorber*, pegas dan *damper absorber* ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini.



Gambar 2.8 Permodelan dinamis sistem utama dengan damped DVA ^[7]

Berdasarkan gambar 2.8 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

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

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.14)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonic, maka didapat:

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

$$j = 1, 2$$

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

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + ic_2\omega(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.15)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + ic_2\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)} \quad (2.16)$$

Nilai X_1 dan X_2 pada persamaan 2.15 dan 2.16 di atas dapat dinyatakan dalam:

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

(2.17)

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

(2.18)

Dimana :

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

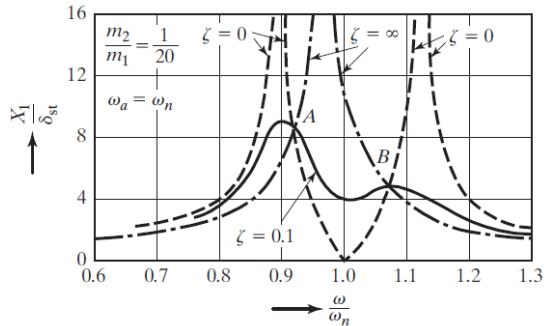
$$\delta_{st} = F_0/k = \text{Static deflection of the system}$$

$$\omega_a^2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$$

$$\omega_n^2 = k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$$

f	$= \omega_a / \omega_n$	$= \text{Ratio of natural frequencies}$
g	$= \omega / \omega_n$	$= \text{Forced frequency ratio}$
c	$= 2m\omega_n$	$= \text{Critical damping constant}$
ζ	$= c_2 / c_c$	$= \text{Damping ratio}$

Respon getaran pada persamaan 2.18 di atas dapat dibentuk ke dalam grafik untuk melihat pengaruhnya terhadap *forced frequency ratio*. Grafik respon getaran *damped* DVA terhadap rasio respon sistem utama dapat dilihat pada gambar 2.9 di bawah. Pada grafik tersebut terdapat respon ideal sistem dengan *damped* DVA nilai $\zeta = 0,1$.



Gambar 2.9 Pengaruh dari *damped* DVA terhadap rasio respon dari sistem utama ^[7]

2.1.7. Dasar Teori *Piezoelectric*

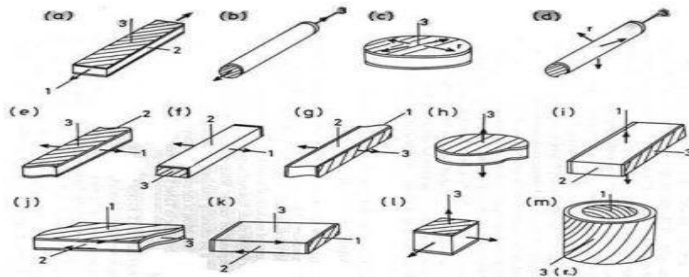
Bahan *piezoelectric* adalah suatu bahan yang apabila diberi tekanan mekanik akan menghasilkan medan listrik dan sebaliknya, apabila medan listrik diterapkan pada bahan *piezoelectric* akan terjadi deformasi mekanik. Sifat yang reversibel ini membuat material *piezoelectric* dapat berfungsi sebagai transduser dan aktuator (Sharma, 2006). Teori mengenai *piezoelectric* pada penelitian ini akan difokuskan kepada *cantilever piezoelectric* dengan karakteristiknya.

Piezoelectric terbuat dari kristal batuan, keramik, termasuk tulang dan polimer yang memiliki kemampuan untuk membangkitkan potensial listrik. Potensial listrik ini merupakan

respons dari tegangan yang diberikan pada material *piezoelectric* tersebut. Material *piezoelectric* dibagi menjadi 3 jenis yaitu:

- 1) Kristal, seperti Quartz (SiO_2), Gallium Orthophosphate (GaPO_4)
- 2) Keramik, seperti Lead Zirconate Titanate (PZT)
- 3) Polimer, seperti Polyvinylidene Difluoride (PVDF)

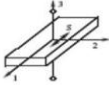
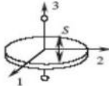
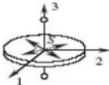
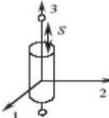
Efek *piezoelectric* terjadi saat medan listrik melewati material, molekul yang terpolarisasi akan menyesuaikan dengan medan listrik, dihasilkan dipole yang terinduksi dengan molekul atau struktur kristal materi. Penyesuaian molekul mengakibatkan material berubah dimensi. Macam *piezoelectric* pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 Macam bentuk *piezoelectric*^[9]

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh material *piezoelectric* disebabkan oleh adanya muatan yang berbeda antar partikel dalam *piezoelectric*. Dan ketika material *piezoelectric* tersebut dikenai gaya eksternal atau mengalami defleksi, hal ini menyebabkan jarak antar partikel tersebut berubah. Perubahan jarak antar partikel tersebut menyebabkan beda tegangan yang disebut dengan *Pull-in Voltage*. Berikut data *piezoelectric* pada tabel 2.1, dan tabel 2.2 data teknis *piezoelectric*.

Tabel 2.1 Voltase bangkitan, displacement dan kapasitansi bahan piezoelectric^[9]

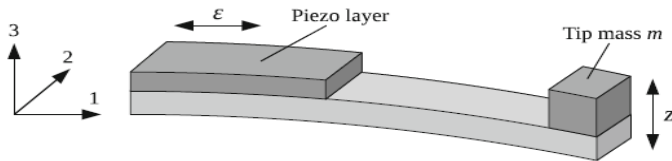
Action Mode (<i>L</i> , length; <i>W</i> , width; <i>T</i> , thickness; <i>D</i> , diameter)	Generated Voltage, <i>V</i>	Displacement, ΔL (ΔT)	Capacitance, <i>C</i>
Transverse length mode: $L > 3W > 3T$ 	$V = \frac{g_{31}}{W} F$	$\Delta l = \frac{d_{31} L}{T} V$	$C = \frac{\epsilon_3^r L W}{T}$
Thickness extension mode: $D > 5T$ 	$V = \frac{4Tg_{32}}{\pi D^2} F$	$\Delta T = d_{30} V$	$C = \frac{\pi \epsilon_3^r D^2}{4T}$
Radial mode: $D > 5T$ 	Not applied	$\Delta D = \frac{d_{31} D}{T} V$	$C = \frac{\pi}{4} K_3^T \epsilon_0 \frac{D^2}{T}$
Longitudinal mode: $L > 3D$ 	$V = \frac{4L}{\pi D^2} g_{33} F$	$\Delta L = d_{33} V$	$C = \frac{\pi D^2}{4L} K_3^r \epsilon_0$

Tabel 2.2 Data teknis beberapa jenis material piezoelectric^[9]

Property	Units	PVDF Film	PZT	BaTiO3
Density	10^3 kg/m^3	1.78	7.5	5.7
Relative Permittivity	ϵ/ϵ_0	12	1200	1700
d_{31} Constant	$(10^{-12}) \text{ C/N}$	23	110	78
g_{31} Constant	$(10^{-3}) \text{ Vm/N}$	216	10	5
k_{31} Constant	1 KHz	12	30	21
Acoustic Impedance	$(10^6) \text{ kg/m}^2\text{-sec}$	27	30	30

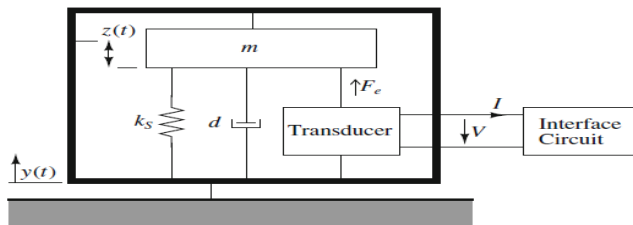
2.1.8. *Cantilever Piezoelectric*

Cantilever piezoelectric adalah *piezoelectric* yang berbentuk *cantilever* dengan bagian atas dan bawah *cantilever* terdapat material *piezoelectric transducer* (PZT) (Sharma, 2006). Material *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai pegas *cantilever beam* yang dilengkapi dengan massa pada ujungnya sebagai *tip mass*. Defleksi yang terjadi pada material dari arah 3 atau searah dengan sumbu z , dan regangan yang terjadi adalah pada arah satu atau pada arah sumbu x , sedangkan gaya yang diterima oleh *piezoelectric* adalah pada arah 3 atau pada arah sumbu z . Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.11 berikut.



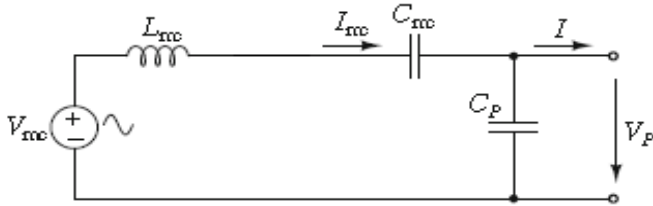
Gambar 2.11 *Cantilever piezoelectric*^[9]

Penggunaan material *piezoelectric* jenis *cantilever* dalam penelitian ini adalah sebagai komponen *absorber* sistem *dynamic vibration absorber* yang berfungsi sebagai komponen penghasil listrik juga sekaligus penyerap getaran. Untuk model dinamis pemanen energi kinetik dari *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai susunan massa pegas yang diberikan gaya harmonis. Susunan massa pegas tersebut dilengkapi dengan rangkaian elektrik pemanen energi seperti pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 Model pemanen energi kinetik^[9]

Dari gambar 2.12 di atas didapat rangkaian listrik ekuivalen pada gambar 2.13.

Gambar 2.13 Rangkaian listrik ekuivalen pemanen energi kinetik^[9]

Persamaan rangkai listrik ekuivalen pada gambar 2.11 di atas dapat dirumuskan sebagai:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.19)$$

$$F_e = n\Gamma V_p \quad (2.20)$$

Dengan:

$$L_{mc} = \frac{M}{\Gamma^2} \quad R_{mc} = \frac{d_p}{r^2} \quad C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p}$$

$$\Gamma = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

Dengan:

d_p = Konstanta damping *piezoelectric*

k_p = Konstanta pegas *piezoelectric*

C_p = Kapasitansi *piezoelectric*

M = Massa *piezoelectric*

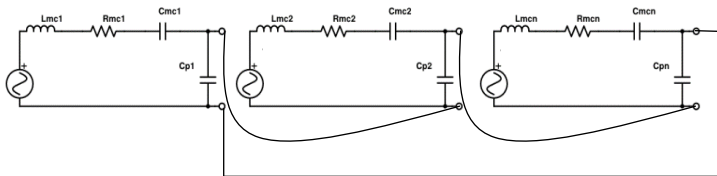
F_e = Gaya elektromagnetik

n = Jumlah *piezoelectric*

Γ = *electromechanical factor piezoelectric*

2.1.9. Susunan *Cantilever Piezoelectric*

Piezoelectric dapat disusun secara seri dan paralel. Susunan dari *piezoelectric* ini dapat merubah sifat mekanik dan elektrik dari *piezoelectric* yang bergantung dari bentuk susunan dari *piezoelectric* tersebut. Susunan *piezoelectric* secara seri dapat ditunjukkan pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Rangkaian *piezoelectric* disusun secara seri^[9]

Voltase yang dihasilkan oleh *piezoelectric* adalah

$$V_{eq} = V_1 + V_2 + \dots + V_n \quad (2.21)$$

Jika $V_1 = V_2 = V_n$, maka:

$$V_{eq} = n.V_n \quad (2.22)$$

Arus yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah

$$I_{eq} = I_1 = I_2 = \dots = I_n \quad (2.23)$$

Dari persamaan pada rangkaian seri dapat disimpulkan bahwa dengan menyusun elektriknya secara seri, maka voltase yang dihasilkan akan semakin meningkat. Namun kondisi arus pada susunan seri bernilai tetap seiring bertambahnya jumlah material *piezoelectric*.

2.1.10. Validasi Model Simulasi

Validasi dapat didefinisikan sebagai pembuktian bahwa model komputerisasi dalam domain penerapannya memiliki tingkat akurasi yang memuaskan, yang konsisten dengan

penerapan model yang dimaksud (Schlesinger, 1979); validasi adalah memastikan bahwa program komputerisasi dan implementasinya benar.

Terdapat 4 macam pendekatan dalam menentukan apakah suatu model dapat dikatakan valid, yaitu sebagai berikut:

1) *Subjective decision*

Keputusan valid atau tidaknya suatu model ditentukan oleh pengembang model itu sendiri. Keputusan subyektif dibuat berdasarkan hasil berbagai pengujian dan evaluasi yang dilakukan sebagai bagian dari proses pengembangan model.

2) *User(s) decision*

Pengguna model dilibatkan dengan tim pengembang dalam menentukan validitas dari model simulasi. Dalam metode ini fokus penentuan validitas model bergerak dari model pengembang ke model pengguna. Pendekatan ini lebih baik daripada *subjective decision*.

3) *Independent verification and validation*

Pendekatan ini menggunakan pihak ketiga untuk memutuskan apakah model simulasi dapat dikatakan valid. Pihak ketiga tidak bergantung pada tim pengembang dan pengguna/sponsor.

4) Model penilaian (skor)

Skor ditentukan secara subyektif saat melakukan berbagai aspek proses validasi dan kemudian digabungkan untuk menentukan nilai kategori dan untuk contoh model penelitian.

Adapun metode yang digunakan pada penelitian, yaitu *Independent Sample T-Test*. Uji *independent* ditujukan untuk mengetahui perbedaan rata-rata dua populasi/kelompok data yang independen. Uji *independent* diasumsikan dengan pengambilan data antara kelompok pertama (n_1) dan kelompok kedua (n_2) diasumsikan pengambilan data kurang dari 30 (n_1 dan $n_2 < 30$)^[4].

Hipotesa yang digunakan sebagai berikut:

$$H_0 : \mu_1 = \mu_2$$

$$H_1 : \mu_1 \neq \mu_2$$

Dengan H_0 mempunyai arti bahwa terdapat hubungan antara distribusi data kelompok pertama dan kedua, sementara H_1 tidak terdapat hubungan antara data rata-rata kelompok pertama dan kedua.

Uji T *independent* ini memiliki asumsi/syarat yang harus dipenuhi, yaitu:

- Data berdistribusi normal
- Kedua kelompok data independen
- Variabel yang dihubungkan berbentuk numeric dan kategorik (hanya dengan 2 kelompok)

Adapun rumus dari *Independent sample t-test*, yaitu:

$$t_{hit} = \frac{\mu_A - \mu_B}{\sqrt{\left[\frac{\left(\Sigma A^2 - \frac{(\Sigma A)^2}{n_A} \right) + \left(\Sigma B^2 - \frac{(\Sigma B)^2}{n_B} \right)}{n_A + n_B - 2} \right] \cdot \left[\frac{1}{n_A} + \frac{1}{n_B} \right]}} \quad (3.19)$$

- μ_A = Rata-rata hasil simulasi
- μ_B = Rata-rata hasil eksperimen
- $(\Sigma A)^2$ = Kuadrat jumlah dari data simulasi
- $(\Sigma B)^2$ = Kuadrat jumlah dari data eksperimen
- n_A = Jumlah sampel dari data simulasi
- n_B = Jumlah sampel dari data eksperimen
- ΣA^2 = Jumlah kuadrat dari data simulasi
- ΣB^2 = Jumlah kuadrat dari data eksperimen

Interpretasi:

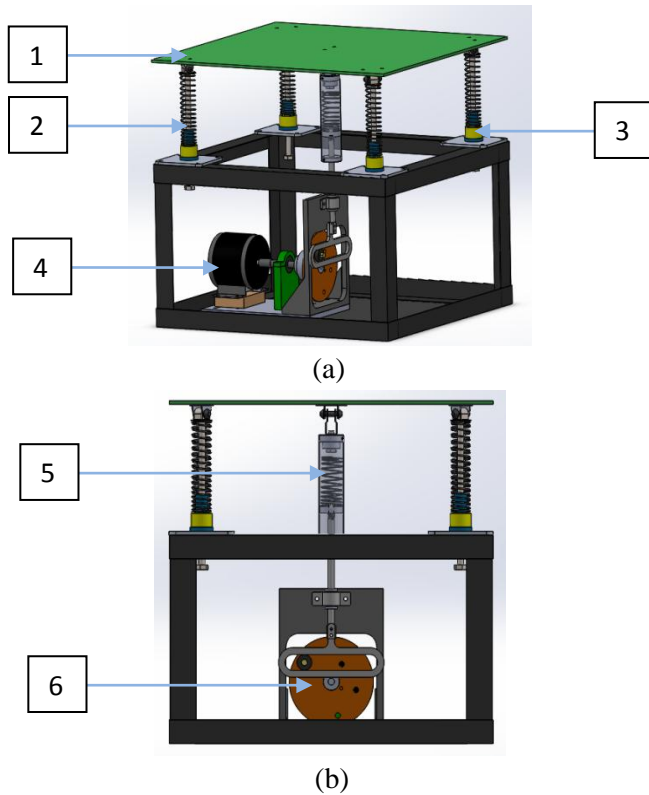
- Untuk menginterpretasikan uji-t, terlebih dahulu harus ditentukan:

- Nilai signifikansi α
 - *Interval confidence* = $1 - \alpha$
 - Df (*degree of freedom*) = $N - K$, khusus untuk *independent t-test*,

$$Df = (n_1 + n_2) - 2$$
- b. Bandingkan nilai $t_{hit} - t_{tab}$
- c. Apabila:
- $t_{hit} > t_{tabel}$ → berbeda signifikansi (Ho ditolak)
- $t_{hit} < t_{tabel}$ → tidak berbeda secara signifikansi (Ho diterima)

2.2. Tinjauan Pustaka

Penelitian mengenai *cantilever piezoelectric double vibration absorber* (CPDVA) sebelumnya pernah dilakukan oleh Arief Rachman^[6] dan Rahmat Bambang^[2]. Dalam jurnalnya dijelaskan dalam penelitian tersebut dilakukan simulasi dan eksperimen rancang bangun mekanisme CPDVA sebagai peredam sekaligus sebagai penghasil energi listrik. Variasi yang digunakan antara lain variasi jumlah *piezoelectric*, yaitu 4, 6, dan 8 buah, frekuensi putaran motor DC pada 32 rad/s, 36,5 rad/s, dan 39 rad/s, dan amplitudo *disk* sumber getar pada 2 cm, 3 cm, dan 4 cm. Alat CPDVA tersebut diletakkan pada alat simulasi getar. Skema alat simulasi getar yang dirancang oleh Rachman dan Bambang ditunjukkan pada gambar 2.15

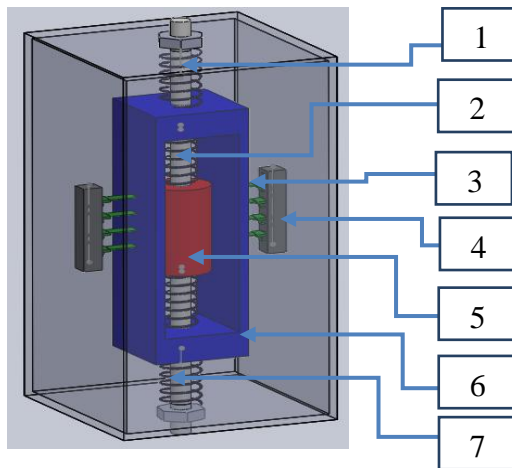


Gambar 2.15 Rancangan sistem utama (a) tampak *isometric* dan (b) tampak depan^[6]

Keterangan:

- 1) Massa utama (plat datar)
- 2) Pegas
- 3) Damper
- 4) Motor DC
- 5) Pegas penunjuk
- 6) *Disc* motor

Dari skema alat simulasi getar di atas dapat dilihat bahwa massa utama mendapatkan gaya eksentrik yang bersumber dari motor DC yang dihubungkan melalui pegas penunjuk. Selanjutnya getaran pada massa utama tersebut akan diterima oleh 4 suspensi pegas yang menopang massa utama. Alat CPDVA diletakkan di pusat sumber getar pada massa utama. Adapun rancangan dari alat CPDVA ditunjukkan pada gambar 2.16

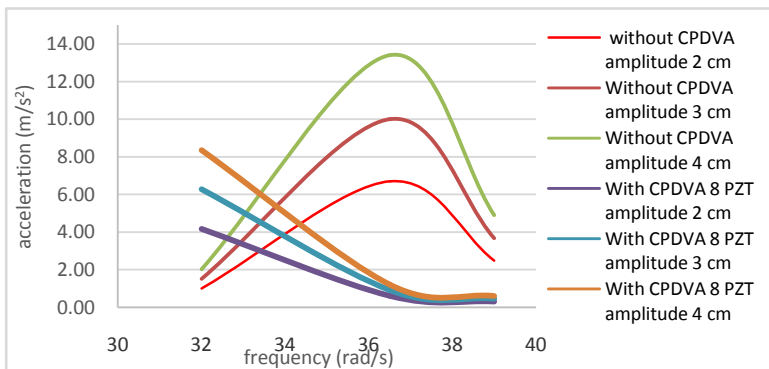


Gambar 2.16 Rancangan CPDVA^[6]

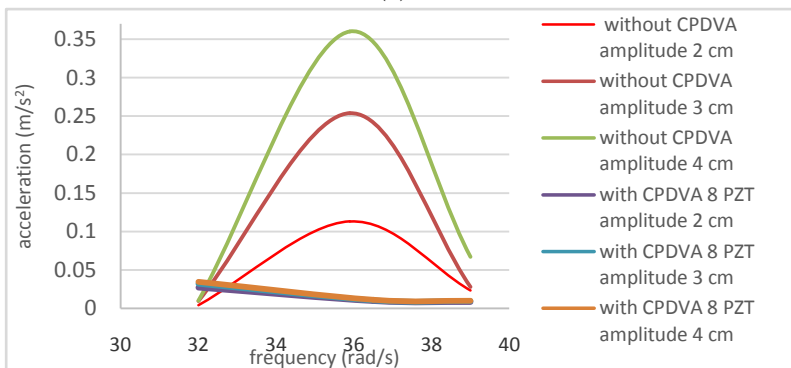
Keterangan:

- 1) Pegas *absorber* 1
- 2) Pegas *absorber* 2
- 3) PZT *cantilever*
- 4) PCB
- 5) Massa *absorber* 2
- 6) Massa *absorber* 1
- 7) Poros pengarah

Dari penelitian yang telah dilakukan oleh Rachman dan Bambang arah gerak hanya terbatas pada arah translasi dan penempatan CPDVA tetap. Grafik perbandingan RMS respon percepatan sistem utama tanpa dan dengan CPDVA dapat dilihat pada gambar 2.17 (a) untuk hasil pemodelan simulasi dan 2.17 (b) untuk hasil pemodelan eksperimen



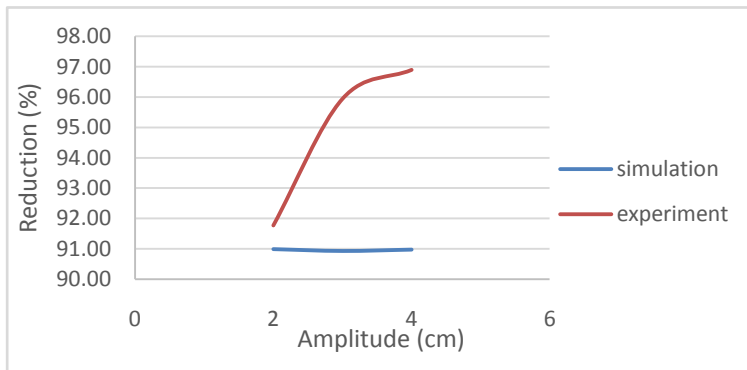
(a)



(b)

Gambar 2.17 Grafik perbandingan RMS respon percepatan sistem tanpa dan dengan CPDVA (a) hasil simulasi (b) hasil eksperimen^[6]

Pada gambar 2.17 (a) dan (b) di atas dapat diketahui bahwa tren dari masing-masing grafik hampir sama. Tren yang dimaksud adalah tren untuk RMS respon sistem tanpa CPDVA maupun sistem dengan CPDVA baik hasil simulasi maupun hasil eksperimen. Untuk RMS respon sistem tanpa CPDVA, tren grafik sama-sama parabolik dengan nilai maksimum pada frekuensi 36,5 rad/s. Sedangkan tren grafik RMS respon sistem dengan CPDVA, masing-masing grafik simulasi maupun eksperimen juga mirip dengan nilai maksimum pada frekuensi 32 rad/s dan menurun sampai frekuensi 39 rad/s.



Gambar 2.18 Grafik perbandingan RMS reduksi percepatan sistem CPDVA pada frekuensi 36,5 rad/s dan 8 piezoelectrichasil simulasi dan eksperimen^[6]

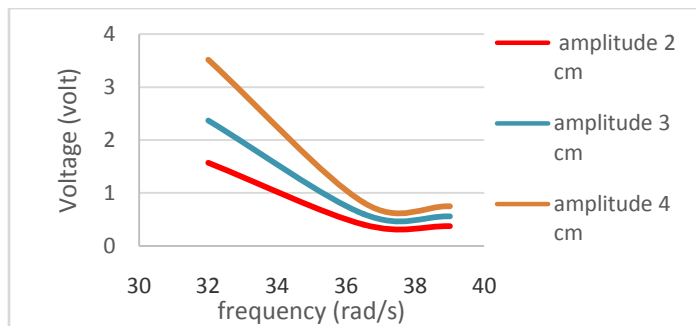
Gambar 2.18 di atas adalah grafik perbandingan reduksi sistem utama hasil simulasi dengan eksperimen. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa tren grafik hasil simulasi adalah datar. Sedangkan tren grafik hasil eksperimen adalah naik. Perbedaan pada tren grafik hasil eksperimen tersebut dapat dikarenakan beberapa faktor, diantaranya adalah kondisi eksperimen yang tidak ideal dan banyaknya *noise* pada data

sehingga tidak sesuai dengan grafik hasil simulasi. Data perbandingan reduksi respon sistem utama pada frekuensi 36,5 rad/s dan 8 *piezoelectric* hasil simulasi dan eksperimen pada tabel 2.3

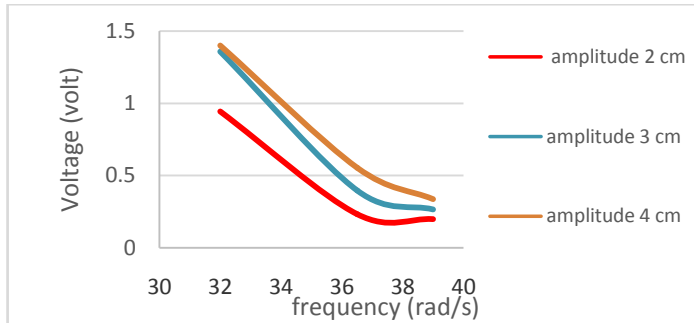
Tabel 2.3 RMS reduksi respon percepatan sistem pada frekuensi 36,5 rad/s dan 8 *piezoelectric* hasil simulasi dan eksperimen^[6]

Amplitudo	Simulasi		Eksperimen	
	Reduksi (m/s ²)	Reduksi (%)	Reduksi (m/s ²)	Reduksi (%)
2	0,604	90,99	0,0093	91,77
3	0,9072	90,93	0,0103	95,94
4	1,21	90,97	0,0112	96,89

Perbandingan grafik respon voltase sistem pada *piezoelectric* 8 buah dapat dilihat pada gambar 2.19 (a) simulasi dan 2.19 (b) eksperimen.



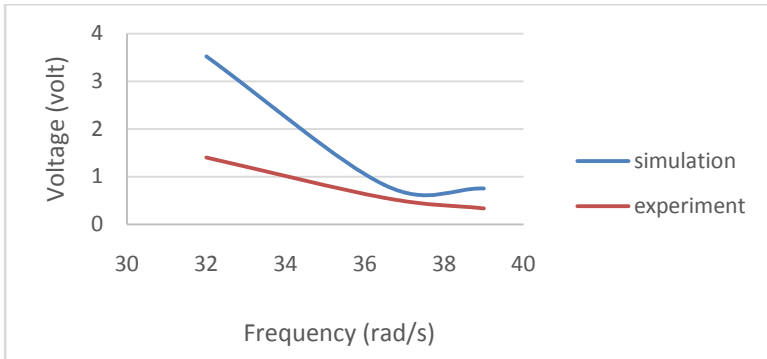
(a)



(b)

Gambar 2.19 Grafik RMS voltase sistem utama dengan CPDVA pada jumlah piezoelectric 8 buah terhadap frekuensi variasi amplitudo (a) hasil simulasi (b) hasil eksperimen^[6]

Grafik RMS voltase bangkitan sistem pada gambar 2.19 (a) dan (b) memiliki tren grafik yang hampir sama. Tren grafik voltase sistem dengan CPDVA hasil simulasi maupun hasil eksperimen sama-sama turun. Tren grafik menurun seiring bertambahnya frekuensi. Nilai maksimum pada frekuensi 32 rad/s, dan nilai minimum pada frekuensi 39 rad/s. Kesamaan tren kedua grafik tersebut dapat diartikan bahwa hasil simulasi sudah sesuai dengan hasil eksperimen, walaupun nilai RMS voltase masih berbeda. Untuk mendapat simulasi yang lebih baik dan sesuai, langkah selanjutnya perlu dilakukan metode validasi lanjutan.



Gambar 2.20 Grafik perbandingan RMS voltase bangkitan sistem dengan CPDVA pada amplitudo 4 cm dan 8 piezoelectric hasil simulasi dan eksperimen^[6]

Pada gambar 2.20 di atas tersebut dapat dilihat bahwa tren grafik hasil simulasi adalah turun kemudian mendatar. Sedangkan tren grafik hasil eksperimen adalah turun. Hal tersebut berarti bahwa tren grafik pada variasi tersebut sudah hampir sama, dimana pada data RMS voltase bangkitan sistem dengan CPDVA untuk masing-masing grafik hasil simulasi maupun eksperimen adalah sama yaitu menurun. Data perbandingan reduksi respon sistem utama pada frekuensi 36,5 rad/s dan 8 *piezoelectric* hasil simulasi dan eksperimen pada tabel 2.4

Tabel 2.4 RMS voltase bangkitan sistem CPDVA frekuensi 36,5 rad/s 8 *piezoelectric* hasil simulasi dan eksperimen^[6]

Frekuensi (rad/s)	Voltase (volt)	
	Simulasi	Eksperimen
32	3,52	1,4007
36.5	0,821	0,5547
39	0,75	0,336

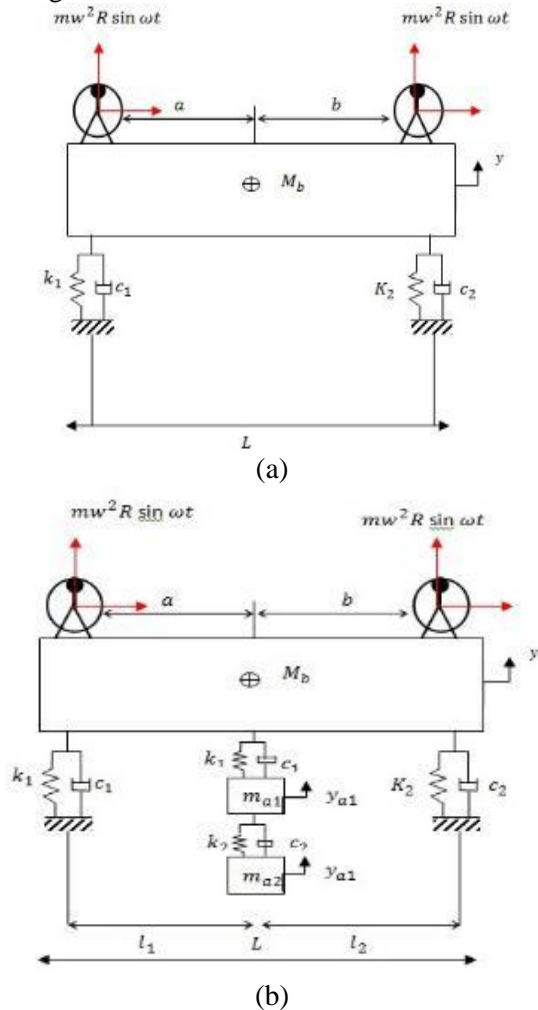
Perbedaan nilai hasil simulasi dan eksperimen disebabkan beberapa faktor, yaitu:

1. Kondisi eksperimen yang tidak ideal dan banyaknya *noise*
2. Kondisi peralatan pengukuran yang belum terkalibrasi
3. Kondisi rangka sistem utama yang tidak *rigid*

Faktor-faktor di atas menyebabkan energi getaran yang terjadi tidak hanya arah tranlasi namun juga pada arah horizontal dan arah lain. Sehingga data rekam pada *oscilloscope* menjadi berkurang dan tidak sama nilainya dengan hasil simulasi. Terdapat pula faktor perbedaan nilai massa sitem dan *damp*er aktual. Secara aktual massa sistem yang bergetar dan melepas energi berupa getaran tidak hanya plat massa utama namun juga rangka dan komponen lain sehingga energi getaran banyak terbuang. Sedangkan nilai konstanta *damp*er sistem aktual dapat berubah karena pada proses eksperimen gesekan yang terjadi pada sistem tidak menentu.

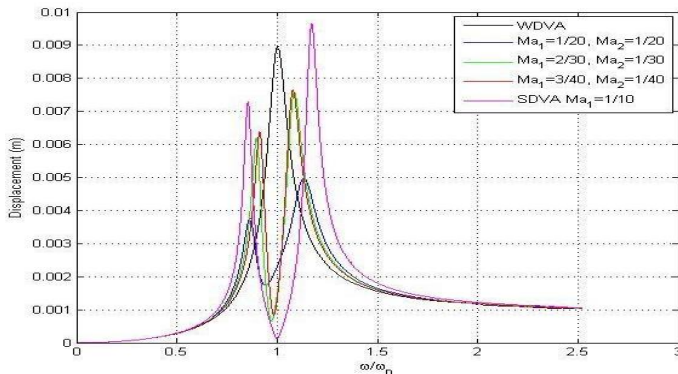
Penelitian selanjutnya adalah mengenai *dynamic vibration absorber*, *cantilever piezoelectric*, dan *vibration absorber harvester*. Penelitian tentang *dynamic vibration absorber* sebelumnya yaitu pada tahun 2015 oleh Aini Lostari^[5] berjudul studi perbandingan pengaruh penambahan SDVA dan DDVA tersusun seri terhadap respon getaran translasi sistem utama. Penelitian tersebut bertujuan untuk membandingkan pengaruh penambahan SDVA (*Single Dynamic Vibration Absorber*) dan DDVA (*Dual Dynamic Vibration Absorber*) tersusun seri pada sistem utama yang bergetar dan dilihat respon reduksi getarannya. Sistem utama pada penelitian ini menggunakan balok (Mb) sebgai massa utama dan dihubungkan dengan *cantilever* sebgai pegas dan *damp*er. Sumber getar dari massa utama didapatkan dari gaya eksitasi akibat massa *unbalance* motor. DVA ynag digunakan

terdiri dari pegas *absorber* dan massa *absorber* yang ditempatkan pada sistem utama. Pemodelan matematis pada sistem pada gambar 2.21



Gambar 2.21 Pemodelan sistem utama (a) tanpa DVA dan (b) sistem dengan DDVA^[5]

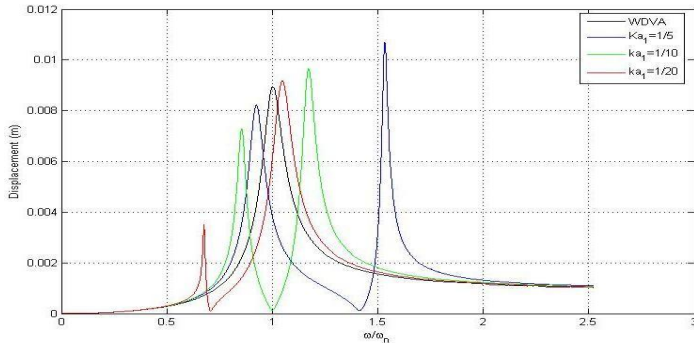
Penurunan persamaan matematis pemodelan dilakukan kemudian dibuat ke dalam blok simulasi *software* MATLAB. Simulasi pada MATLAB melalui program Simulink dengan memasukkan nilai parameter dari massa utama dan DVA yang telah ditentukan. Variasi yang dilakukan adalah variasi nilai frekuensi sumber pada 0 Hz sampai 30 Hz, variasi kombinasi massa *absorber* yaitu 1/10, 2/30, 1/30, 3/40, 1/20, dan 1/40 dari massa utama untuk DDVA



Gambar 2.22 Grafik respon getaran sistem tanpa DVA, dengan SDVA dan dengan DDVA^[5]

Pada gambar 2.22 di atas tentang grafik respon sistem tanpa DVA, dengan SDVA dan dengan DDVA didapat bahwa perbandingan sistem dengan DVA terhadap sistem tanpa DVA terjadi penurunan respon getaran. Padarasio frekuensi sama dengan 1 dimana terjadi resonansi sistem utama tanpa DVA menghasilkan getaran berlebih dengan rms *displacement* sebesar 0.008291 m. Pada kondisi rasio frekuensi yang sama, sistem dengan DDVA dengan massa absorber $Ma_1=1/20$ dan $Ma_2=1/20$, $Ma_1=2/30$ dan $Ma_2=1/30$, dan $Ma_1=3/40$ dan $Ma_2=1/40$ menghasilkan getaran dengan rms *displacement* sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Dapat diketahui bahwa semakin besar massa *absorber*, maka rms *displacement* respon getaran semakin kecil, sehingga mampu mereduksi

getaran berlebih. Namun masih perlu dicari kombinasi besar massa *absorber* yang optimal dalam mereduksi getaran sistem.



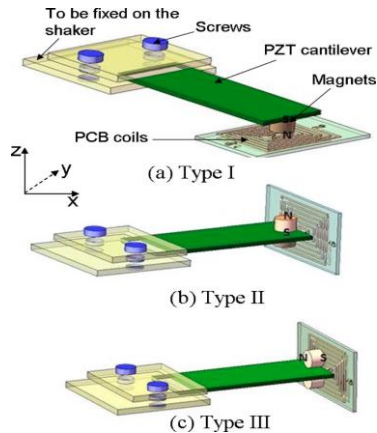
Gambar 2.23 Grafik respon sistem dengan SDVA^[5]

Pada gambar 2.23 di atas dapat diketahui bahwa sistem SDVA dengan variasi kekakuan pegas absorber dihasilkan kekakuan pegas yang mereduksi paling kecil yaitu 1/10. Perbandingan respon getaran sistem SDVA dengan variasi kekakuan menghasilkan dua buah puncak resonansi yang berbeda, dimana pada kekakuan pegas 1/10 mempunyai rms *displacement* sebesar 0.007287 m dan 0.009664 m. Kekakuan pegas absorber 1/20 bernilai 0.0035 m dan 0.00822 m. Kekakuan pegas absorber 1/5 bernilai 0.00822 m dan 0.01069 m.

Dari penelitian ini didapat kesimpulan kombinasi massa *absorber* DDVA yang maksimum mereduksi getaran sistem adalah massa *absorber* $Ma_1 = 3/40$ dan $Ma_2 = 1/40$ dari massa utama. Kombinasi pegas *absorber* yang maksimum mereduksi respon getaran $Ka = 1/10$ K utama.

Penelitian selanjutnya adalah tentang simulasi dan eksperimen *cantilever piezoelectric* yang dilakukan Bin Yang, et al. yang dipublikasikan pada tahun 2010. Penelitian tersebut berjudul *Hybrid Energy Harvester Based on Piezoelectric and Electromagnetic Mechanisms* dan bertujuan untuk mengetahui desain optimal yang dapat memberi nilai output maksimum

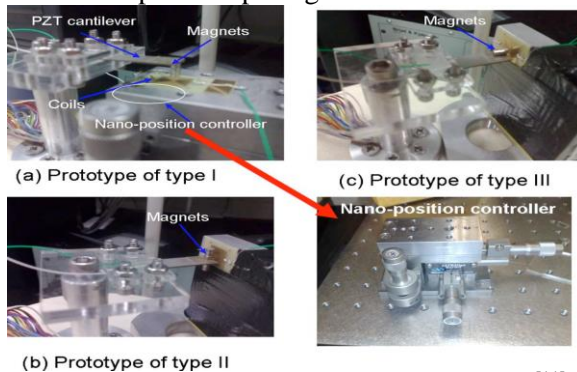
pada *piezoelectric* dan *electromagnetic coil*. Metodologi penelitian dilakukan perancangan sistem, simulasi dengan software, dan eksperimen. Pada perancangan sistem, dijelaskan bahwa *piezoelectric* (PZT) *cantilever* akan di pasang pada penggetar dan salah satu ujungnya diberi magnet yang akan berhubungan dengan *coil* sebagai elektromagnet. Terdapat tiga macam model dari letak dan gerakan magnet terhadap *coil*. Tipe I adalah arah kutub magnet pada sumbu Z, *coil* pada bidang horizontal. Tipe II adalah arah kutub magnet pada sumbu Z, *coil* pada bidang vertikal. Tipe III adalah arah kutub magnet pada sumbu Y, *coil* pada bidang vertikal. Skema permodelan pada gambar 2.24.



Gambar 2.24 Skema penelitian ditinjau dari gerakan magnet terhadap *coil* ^[11]

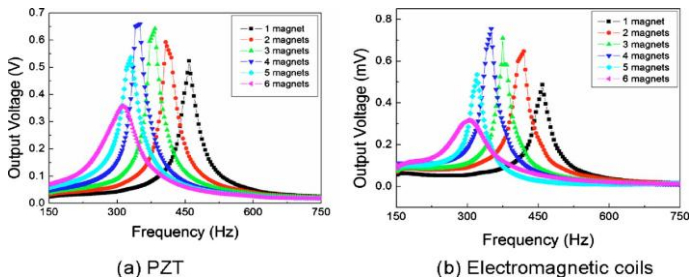
Simulasi sistem dinamis dilakukan dengan *finite element* menggunakan software ANSYS untuk mengetahui pengaruh jumlah magnet pada ujung PZT terhadap voltase bangkitan. Hasil simulasi adalah jumlah magnet optimal empat buah untuk tipe I. Eksperimen dilakukan sesuai dengan perencanaan dengan memvariasikan beberapa komponen yaitu

jumlah magnet, besar akselerasi getaran, frekuensi getaran, dan *load resistant*. Eksperimen pada gambar 2.25.



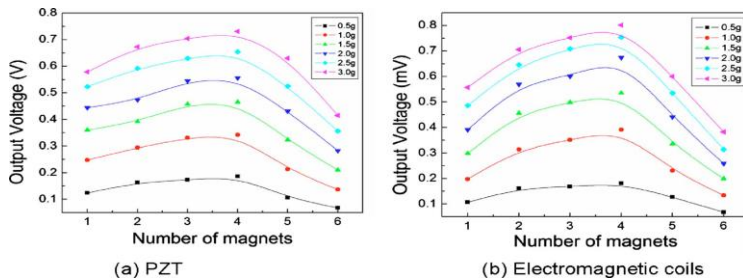
Gambar 2.25 Proses eksperimen penelitian ^[11]

Hasil dari eksperimen dengan variasi beberapa nilai parameter dibentuk kedalam grafik. Diantaranya grafik hubungan voltase bangkitan terhadap frekuensi mekanisme tipe I yang dapat dilihat pada gambar 2.26 (a) di bawah, grafik hubungan voltase output terhadap jumlah magnet dengan variasi akselerasi mekanisme tipe I pada gambar 2.26 (b) di bawah, grafik hubungan voltase output terhadap jumlah magnet pada setiap tipe mekanisme yang dapat dilihat pada gambar 2.27 di bawah.



Gambar 2.26 Grafik hasil eksperimen voltase output terhadap frekuensi getaran mekanisme tipe I oleh (a) PZT *cantilever* (b) elektromagnetik ^[11]

Pada gambar 2.26 dapat diketahui bahwa pada mekanisme tipe I, pengaruh penambahan frekuensi getaran dapat memberi efek yang berbeda terhadap voltase output. Untuk setiap jumlah magnet yang dipakai terdapat nilai optimum frekuensi agar nilai voltase output dapat maksimum. Jumlah magnet optimum yang didapat adalah empat buah magnet.



Gambar 2.27 Grafik hasil eksperimen voltase output terhadap jumlah magnet dengan variasi akselerasi mekanisme tipe I oleh (a) PZT cantilever (b) elektromagnetik ^[11]

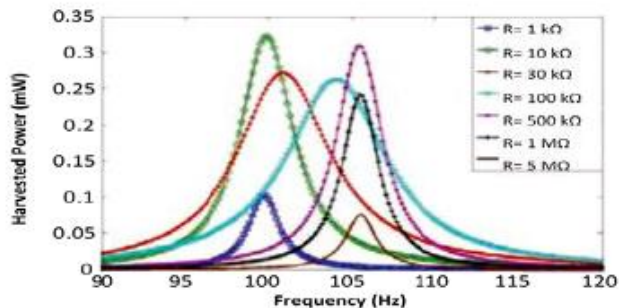
Gambar 2.27 di atas menunjukkan bahwa untuk tipe I, hubungan antara voltase output dengan jumlah magnet dengan variasi akselerasi getaran mencapai maksimal saat jumlah magnet empat buah, dan dengan akselerasi getaran 3 g. Hasil dari penelitian adalah daya yang dapat dihasilkan oleh mekanisme *harvester* dengan enam magnet maksimum sebesar $176\mu\text{W}$ dari *piezoelectric* dan $0.19\mu\text{W}$ dari elektromagnetik pada getaran sumber 2.5m/s^2 dengan frekuensi 310Hz. *Power density* dari mekanisme tersebut adalah $790\mu\text{W/cm}^3$ untuk PZT dan $0.85\mu\text{W/cm}^3$ untuk elektromagnetik.

Penelitian yang berkaitan juga sebelumnya pernah dilakukan oleh Sushanta Kundu^[4]. Dalam jurnalnya dibahas pemodelan *vibration energi harvesting* berupa sistem getaran yang terdiri dari pegas, massa, peredam, serta *cantilever*

piezoelectric dengan massa pada bagian ujungnya. Energi pada material *piezoelectric* yang digunakan untuk mengetahui energi listrik yang dapat dihasilkan, diperoleh pada sepanjang batang dengan input gaya eksitasi dalam bentuk *sinusoidal*.

Pada penelitian tersebut, hasil akhir dari penurunan persamaan secara matematis selanjutnya akan disimulasikan pada MATLAB dan akan dibandingkan dengan hasil dari analisa *finite element* menggunakan *software* COMSOL Multiphysics. Hasil yang diperoleh akan digunakan untuk menentukan frekuensi resonansi, perpindahan massa *piezoelectric*, serta daya yang dihasilkan.

Dengan tinjauan analisa lainnya, yaitu analisa pengaruh dari beban resistansi, dapat diketahui nilai daya yang dihasilkan oleh *piezoelectric* dari pemodelan matematis dengan variasi beban resistansi seperti pada gambar 2.28.

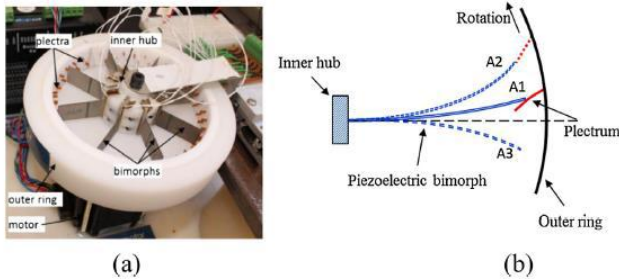


Gambar 2.28 Grafik daya terhadap frekuensi untuk beberapa beban resistansi yang berbeda dan diperoleh dengan pemodelan matematis^[4]

Berdasarkan gambar 2.20, daya yang dihasilkan dipengaruhi oleh beban resistansi yang diberikan. Untuk memperoleh daya maksimum dari *energy harvester*, maka frekuensi eksitasi harus bernilai sama dengan frekuensi natural sistem yang bergetar, serta beban resistansi yang diberikan harus pada nilai optimal. Beban resistansi optimal untuk

penyusunan *piezoelectric* secara paralel diketahui besarnya 10,3 k Ω dengan daya yang dihasilkan 0,323 mW serta perpindahan dari massa ujung batang *piezoelectric* sebesar 127 μm .

Penelitian *eksperimen piezoelectric energi harvester* (mech-PEH) dan validasi juga dilakukan oleh Yang Kuang, Meiling Zhu^[12]. Pada jurnal penelitiannya, dilakukan eksperimen prototype dari alat mekanik yang akan memetic *piezoelectric energi harvester* yang divalidasi menggunakan *finite element modeling*. Dengan rancangan sebagai berikut:

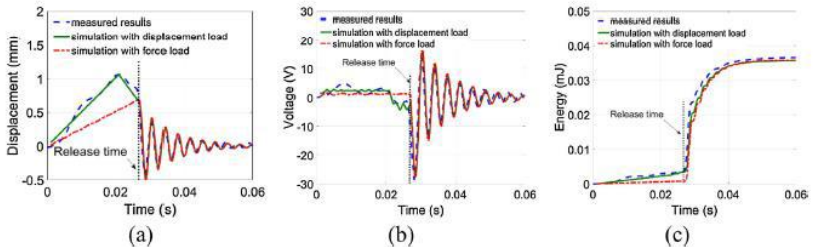


Gambar 2.29 (a) *prototype* alat mekanisme pemetik dari *piezoelectric energy harvester* (b) ilustrasi cara kerja *prototype*^[12]

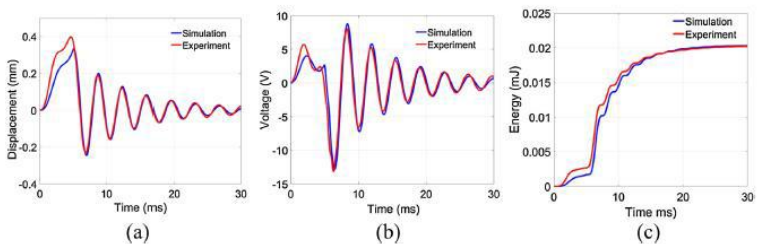
Cara kerja alat *prototype* diatas yaitu ketika motor berputar maka *outer ring* akan berputar sama dengan putaran motor, pada saat *outer ring* berputar *piezoelectric bimorph* akan ikut berputar juga, *piezoelectric bimorph* akan mengenai *plectrum*. Dari putaran yang rendah dari *outer ring*, akan dikonversi dari resonansi *piezoelectric bimorph* akan mencapai frekuensi yang tinggi dan output energi listrik yang besar. Analisis transient digunakan pada penelitian ini dengan parameter ALPHA = 0.25, DELTA=0.5, THETA = 0.5, waktu step 0.0001 s, maksimum resonansi frekuensi 937 Hz dan variasi yang diberikan 0,5 s ~ 100 s .

Dari data simulasi dan eksperimen didapatkan hubungan waktu dengan jarak, waktu dengan voltage, dan

waktu dan energi yang dihasilkan seperti pada gambar 2.30 dibawah:



Gambar 2.30 (a) Perbandingan antara hasil dari simulasi dan eksperimen pada Kecepatan 2.5s per revolution, (b) perpindahan dan (c) energi yang dihasilkan^[12]



Gambar 2.31 (a) Perbandingan antara hasil dari simulasi dan eksperimen pada kecepatan 1s per revolution, (b) perpindahan dan (c) energy yang dihasilkan^[12]

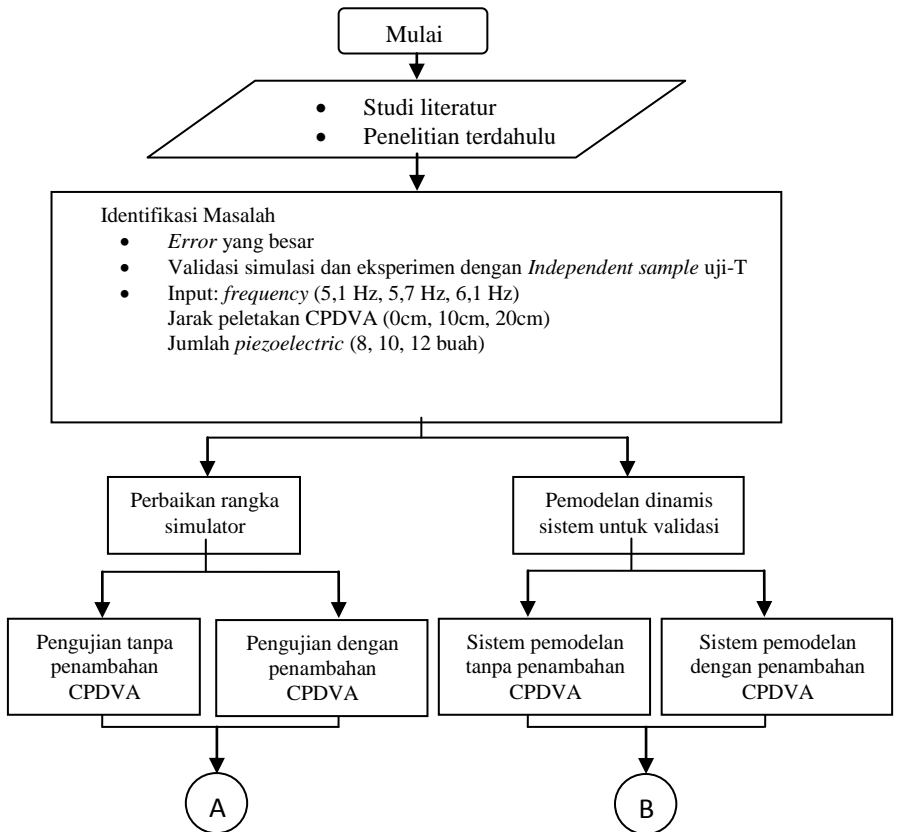
Pada gambar 2.30 dan 2.31 terlihat bahwa hasil dari simulasi dan eksperimen didapatkan hasil yang akurat pada semua pengujian. Pada gambar 2.25 (A) energi yang dihasilkan pada 0,06 s didapatkan 0.0036 mJ dan dibandingkan dengan hasil eksperimen sebesar 0.0037 mJ. Error dari hasil simulasi dan eksperimen didapatkan 2,7 %. Untuk hasil eksperimen pada jarak perpindahan maksimal didapatkan hasil 0,65 mm lebih rendah dibandingkan dengan hasil simulasi yang didapatkan hasil 1,02 mm hal ini karena diakibatkan oleh diabaikannya *fase sliding* pada simulasi.

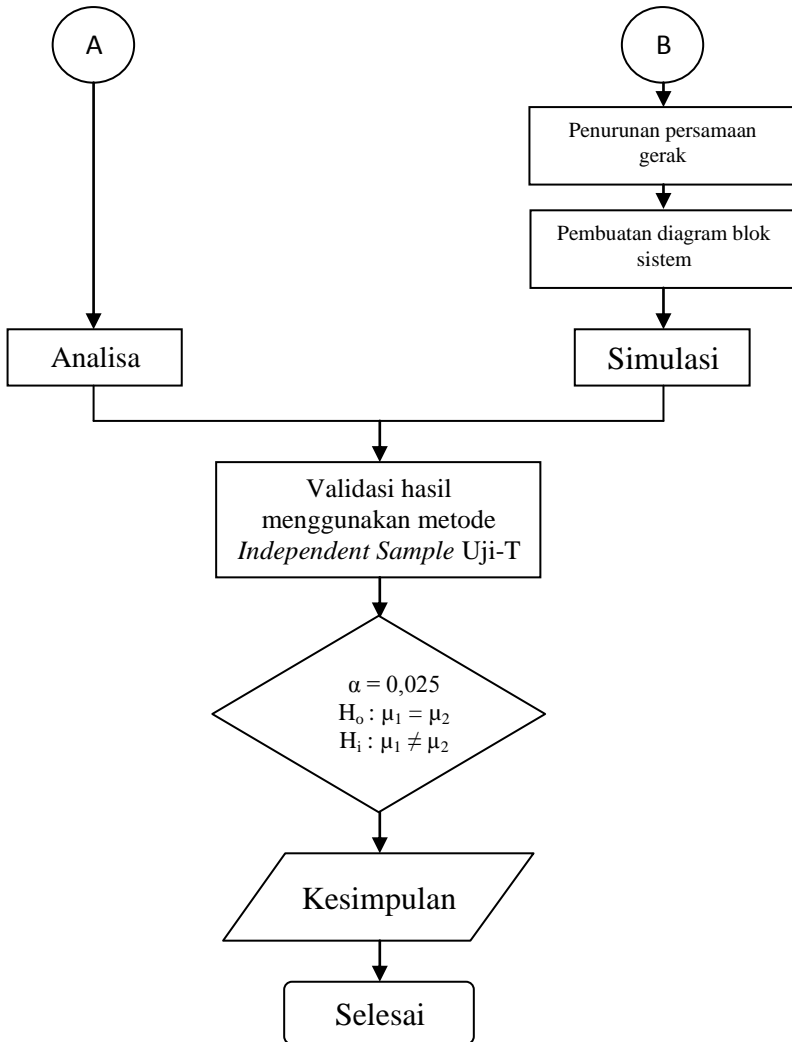
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

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 dijelaskan melalui *flowchart* pada gambar 3.1 berikut.





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.2. Metode Pengerjaan Penelitian

Metode pelaksanaan dari penelitian ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1. Namun untuk mendapatkan hasil yang diinginkan diperlukan pemahaman terhadap metode-metode yang dilakukan tersebut.

3.2.1. Studi Literatur

Dalam melakukan penelitian ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam analisa pemodelan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang dijadikan permasalahan. Studi literatur merupakan langkah awal yang dilakukan untuk menambah wawasan pengetahuan dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Studi literatur didapat dari buku, jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu.

3.2.2. Identifikasi Masalah

Pada tugas akhir ini masalah diidentifikasi dari hasil penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Arief Rachman^[6] dan Rahmat Bambang^[2] yang masih terdapat kekurangan, yaitu untuk hasil simulasi dan eksperimen terdapat perbedaan nilai yang cukup besar dari respon percepatan arah translasi dan rotasi dengan penambahan CPDVA. Dari hasil penelitian terdahulu tersebut dilakukan perbaikan rangka pada alat simulator getar dengan penambahan CPDVA yang selanjutnya akan divalidasi antara hasil simulasi dan eksperimen menggunakan metode validasi *Independent Sample Uji-T*.

3.2.3. Pemodelan Sistem Dinamis dan Penurunan Persamaan Gerak

Berdasarkan mekanisme dari simulator getaran dan CPDVA dari penelitian sebelumnya setelah dilakukan perbaikan ditunjukkan pada gambar 3.2 dan gambar 3.3.

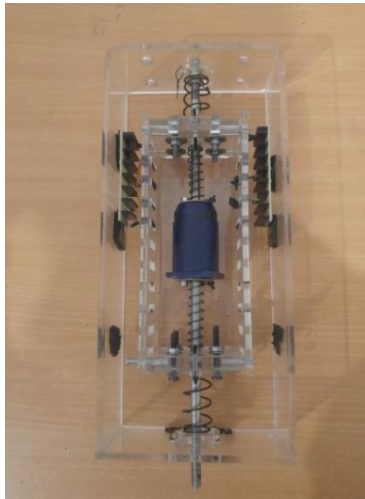


(a)



(b)

Gambar 3.2 alat simulator getaran sebelum dilakukan perbaikan (a) & sesudah dilakukan perbaikan (b)^[10]

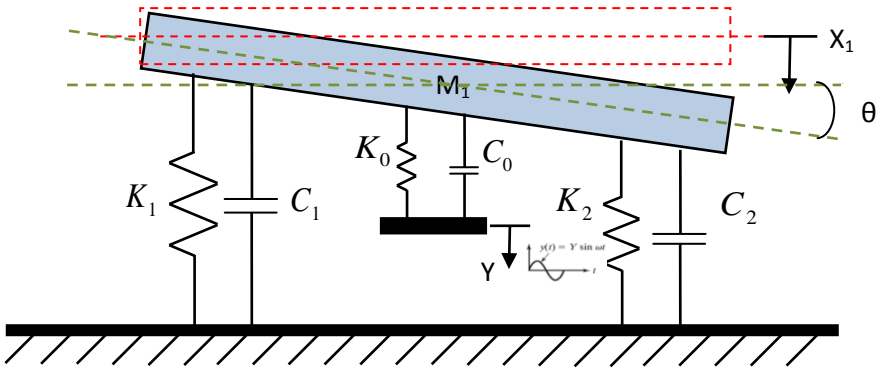


Gambar 3.3 Mekanisme CPDVA

Dari mekanisme di atas dapat dilakukan pemodelan sistem dinamis. Pemodelan sistem dinamis yang dilakukan merupakan pemodelan sistem dinamis dari mekanisme sistem utama tanpa penambahan CPDVA dan pemodelan sistem dinamis sistem utama dengan penambahan CPDVA. Adapun variasi gerak berupa translasi dan rotasi.

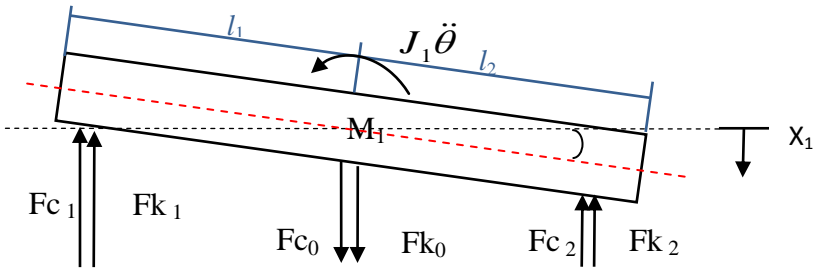
3.2.3.1. Analisa Pemodelan Sistem Dinamis Sistem Utama Tanpa CPDVA

Pemodelan Sistem Dinamis Sistem Utama Tanpa CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi ditunjukkan pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 pemodelan sistem dinamis sistem utama tanpa CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi

Free body diagram dari sistem utama tanpa CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi ditunjukkan pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 free body diagram sistem utama tanpa CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi

Keterangan Gaya:

$$F_{k0} = K_0(y - x_1)$$

$$F_{c0} = C_0(\dot{y} - \dot{x}_1)$$

- Gerak Translasi Massa Utama

$$\sum F = m_1 \ddot{x}_1$$

$$\begin{aligned} -Fc_1 - Fc_2 + Fc_0 - Fk_1 - Fk_2 + Fk_0 &= m_1 \ddot{x}_1 \\ -c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}l_1) - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}l_2) - k_1(x_1 - \theta l_1) - k_2(x_1 + \theta l_2) \\ + k_0(y - x_1) + c_0(\dot{y} - \dot{x}_1) &= m_1 \ddot{x}_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -c_1\dot{x}_1 + c_1\dot{\theta}l_1 - c_2\dot{x}_1 - c_2\dot{\theta}l_2 - k_1x_1 + k_1\theta l_1 - k_2x_1 - k_2\theta l_2 \\ + k_0y - k_0x_1 + c_0\dot{y} - c_0\dot{x}_1 &= m_1 \ddot{x}_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_1 + c_0\dot{x}_1 + k_1x_1 + k_2x_1 + k_0x_1 + c_2\dot{\theta}l_2 + k_2\theta l_2 \\ = c_1\dot{\theta}l_1 + k_1\theta l_1 + c_0\dot{y} + k_0y \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_0)\dot{x}_1 + (k_1 + k_2 + k_0)x_1 + (c_2l_2 - c_1l_1)\dot{\theta} \\ + (k_2l_2 - k_1l_1)\theta = c_0\dot{y} + k_0y \end{aligned}$$

(3.1)

- Gerak Rotasi Massa Utama

$$\sum M = J_1 \ddot{\theta}$$

$$Fc_1l_1 + Fk_1l_1 - Fc_2l_2 - Fk_2l_2 = J_1 \ddot{\theta}$$

$$\begin{aligned} c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}l_1)l_1 - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}l_2)l_2 + k_1(x_1 - \theta l_1)l_1 \\ - k_2(x_1 + \theta l_2)l_2 = J_1 \ddot{\theta} \end{aligned}$$

$$c_1 l_1 \dot{x}_1 - c_1 l_1^2 \dot{\theta} - c_2 l_2 \dot{x}_1 - c_2 l_2^2 \dot{\theta} + k_1 l_1 x_1 - k_1 l_1^2 \theta - k_2 l_2 x_1 - k_2 l_2^2 \theta = J_1 \ddot{\theta}$$

$$J_1 \ddot{\theta} + c_1 l_1^2 \dot{\theta} + c_2 l_2^2 \dot{\theta} + k_1 l_1^2 \theta + k_2 l_2^2 \theta = c_1 l_1 \dot{x}_1 - c_2 l_2 \dot{x}_1 + k_1 l_1 x_1 - k_2 l_2 x_1$$

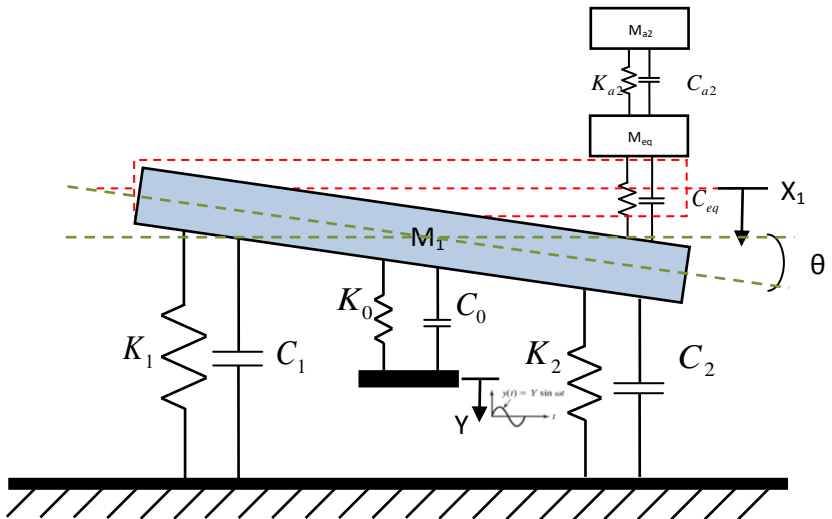
$$J_1 \ddot{\theta} + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \dot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \theta = (c_1 l_1 - c_2 l_2) \dot{x}_1 + (k_1 l_1 - k_2 l_2) x_1 \quad (3.2)$$

Matriks persamaan gerak:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_0) & (c_2 l_2 - c_1 l_1) \\ (c_2 l_2 - c_1 l_1) & (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_0) & (k_2 l_2 - k_1 l_1) \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_0 & k_0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y} \\ y \end{Bmatrix} \quad (3.3)$$

3.2.3.2. Analisa Pemodelan Sistem Dinamis Sistem Utama dengan CPDVA

Pemodelan sistem dinamis sistem utama dengan CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi ditunjukkan pada gambar 3.6.



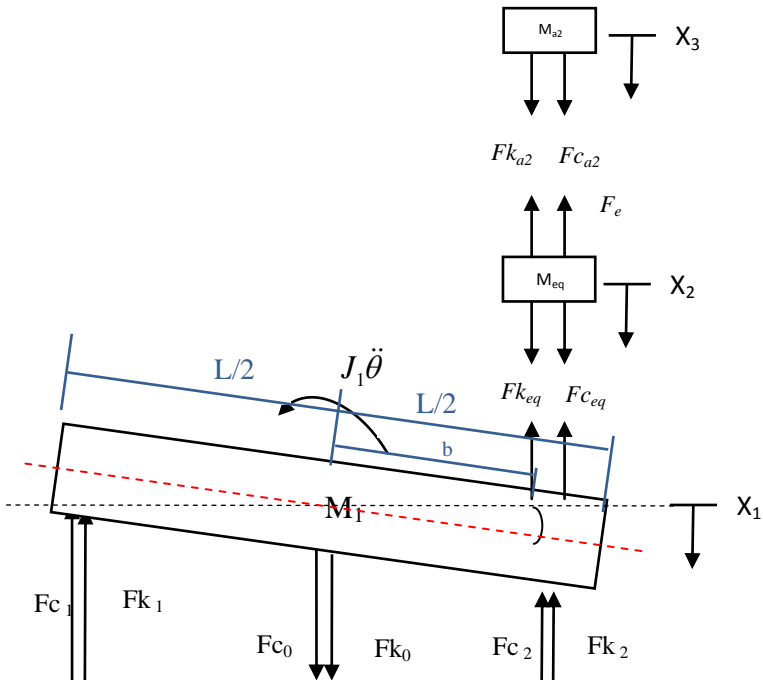
Gambar 3.6 pemodelan sistem dinamis sistem utama dengan CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi

Keterangan:

- M_1 : massa utama
- M_{eq} : massa absorber 1 + massa piezoelectric
- M_{a2} : massa absorber 2
- X_1 : displacement M_1
- X_2 : displacement M_{eq}
- X_3 : displacement M_{a2}
- Y : displacement eksitasi disk
- K_0 : konstanta pegas eksitasi
- K_1 & K_2 : konstanta pegas M_1
- K_{a2} : konstanta pegas M_{a2}

- K_{eq} : konstanta pegas M_{eq}
 C_0 : konstanta redaman eksitasi
 C_1 & C_2 : konstanta redaman M_1
 C_{eq} : konstanta redaman M_{eq}
 C_{a2} : konstanta redaman M_{a2}
 F_e : Gaya elektromagnetik *piezoelectric*

Free body diagram dari sistem utama dengan CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi ditunjukkan pada gambar 3.7 dengan asumsi $X_1 > X_2 > X_3$.



Gambar 3.7 *free body diagram* sistem utama dengan CPDVA pada arah gerak translasi dan rotasi

Pada sistem dengan CPDVA, massa *absorber* 1 dianggap ekuivalen dengan massa *piezoelectric* menjadi M_{eq} , dengan

nilai konstanta pegas *absorber* 1 juga dianggap ekuivalen dengan konstanta pegas *piezoelectric* menjadi K_{eq} .

- Persamaan Gerak Translasi Massa Utama

$$\begin{aligned}
 \sum F &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 -Fc_1 - Fc_2 - Fc_{eq} + Fc_0 - Fk_1 - Fk_2 - Fk_{eq} + Fk_0 &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 -c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}l_1) - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}l_2) - c_{eq}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}b) + c_{eq}\dot{x}_2 + c_0(\dot{y} - \dot{x}_1) \\
 -k_1(x_1 - \theta l_1) - k_2(x_1 + \theta l_2) - k_{eq}(x_1 + \theta b) + k_{eq}x_2 + k_0(y - x_1) &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 -c_1\dot{x}_1 + c_1\dot{\theta}l_1 - c_2\dot{x}_1 - c_2\dot{\theta}l_2 - c_{eq}\dot{x}_1 - c_{eq}\dot{\theta}b + c_{eq}\dot{x}_2 + c_0\dot{y} - c_0\dot{x}_1 \\
 -k_1x_1 + k_1\theta l_1 - k_2x_1 - k_2\theta l_2 - k_{eq}x_1 - k_{eq}\theta b + k_{eq}x_2 + k_0y - k_0x_1 &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_{eq} + c_0)\dot{x}_1 + (k_1 + k_2 + k_{eq} + k_0)x_1 + (c_2l_2 - c_1l_1 + c_{eq}b)\dot{\theta} \\
 + (k_2l_2 - k_1l_1 + k_{eq}b)\theta &= c_{eq}\dot{x}_2 + c_0\dot{y} + k_{eq}x_2 + k_0y
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

- Persamaan Gerak Rotasi Massa Utama

$$\begin{aligned}
 \sum M &= J_1 \ddot{\theta} \\
 Fc_1l_1x_1 + Fk_1l_1 - Fc_2l_2x_1 - Fk_2l_2 - Fc_{eq}bx_1 - Fk_{eq}bx_1 &= J_1 \ddot{\theta} \\
 c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta}l_1)l_1 - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta}l_2)l_2 - c_{eq}(\dot{x}_1 + \dot{\theta}b)b + c_{eq}\dot{x}_2.b \\
 + k_1(x_1 - \theta l_1)l_1 - k_2(x_1 + \theta l_2)l_2 - k_{eq}(x_1 + \theta b)b + k_{eq}x_2.b &= J_1 \ddot{\theta} \\
 c_1l_1\dot{x}_1 - c_1l_1^2\dot{\theta} - c_2l_2\dot{x}_1 - c_2l_2^2\dot{\theta} - c_{eq}b\dot{x}_1 - c_{eq}b^2\dot{\theta} + c_{eq}b\dot{x}_2 \\
 + k_1l_1x_1 - k_1l_1^2\theta - k_2l_2x_1 - k_2l_2^2\theta - k_{eq}bx_1 - k_{eq}b^2\theta + k_{eq}bx_2 &= J_1 \ddot{\theta}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& J_1 \ddot{\theta} + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_{eq} b^2) \dot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_{eq} b^2) \theta \\
& + (c_2 l_2 - c_1 l_1 + c_{eq} b) \dot{x}_1 + (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) x_1 = c_{eq} b \dot{x}_2 + k_{eq} b x_2
\end{aligned} \tag{3.5}$$

- Persamaan Gerak Translasi Massa *Absorber 1* dan *Cantilever Piezoelectric* (M_{eq})

$$\sum F = m_{eq} \ddot{x}_2$$

$$F c_{eq} + F k_{eq} - F c_{a2} - F k_{a2} - F e = m_{eq} \ddot{x}_2$$

$$\begin{aligned}
& c_{eq} (\dot{x}_1 + \dot{\theta} \cdot b) - c_{eq} \dot{x}_2 + k_{eq} (x_1 + \theta \cdot b) - k_{eq} x_2 \\
& - c_{a2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_{a2} (x_2 - x_3) - k_{pe} (x_1 - x_2) = m_{eq} \ddot{x}_2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_{eq} \ddot{x}_2 + (c_{eq} + c_{a2}) \dot{x}_2 + (k_{eq} + k_{a2}) x_2 + k_{pe} x_2 \\
& = c_{eq} \dot{x}_1 + c_{eq} b \dot{\theta} + c_{a2} \dot{x}_3 + k_{eq} x_1 + k_{eq} b \theta + k_{a2} x_3 + k_{pe} x_1
\end{aligned} \tag{3.6}$$

- Persamaan Gerak Translasi Massa *Absorber 2* (M_{a2})

$$\sum F = m_{a2} \ddot{x}_3$$

$$c_{a2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_{a2} (x_2 - x_3) = m_{a2} \ddot{x}_3$$

$$m_{a2} \ddot{x}_3 + c_{a2} \dot{x}_3 + k_{a2} x_3 = c_{a2} \dot{x}_2 + k_{a2} x_2 \tag{3.7}$$

- Matriks Persamaan Gerak

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{eq} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_{eq} b^2) & (c_2 l_2 - c_1 l_1 + c_{eq} b) & -c_{eq} b & 0 \\ (c_2 l_2 - c_1 l_1 + c_{eq} b) & (c_1 + c_2 + c_{eq} + c_0) & -c_{eq} & 0 \\ -c_{eq} b & -c_{eq} & (c_{eq} + c_{a2}) & -c_{a2} \\ 0 & 0 & -c_{a2} & c_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_{eq} b^2) & (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & -k_{eq} b & 0 \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & (k_1 + k_2 + k_{eq} + k_0) & -k_{eq} & 0 \\ -k_{eq} b & -(k_{eq} + k_{pe}) & (k_{eq} + k_{a2} + k_{pe}) & -k_{a2} \\ 0 & 0 & -k_{a2} & k_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} \\
 & = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ c_0 & k_0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y} \\ y \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

3.2.3.3. Persamaan Kelistrikan *Piezoelectric*

Pada penelitian ini material PZT *cantilever* disusun secara seri. Hal tersebut dikarenakan dengan susunan secara seri dapat menghasilkan nilai voltase lebih tinggi daripada susunan paralel. Voltase bangkitan mekanisme dirumuskan pada 3.9. Nilai gaya elektromekanik *piezoelectric* Fe dirumuskan pada 3.10.

$$V_p = \frac{3d_{31}E_p w_p t}{4C} X_p \tag{3.9}$$

$$\begin{aligned} F_e &= n\Gamma V_p \\ &= K_{pe} X_p \end{aligned} \quad (3.10)$$

Dimana:

V_p = Voltase *Piezoelectric*

d_{31} = *voltage constant*

E_p = Modulus elastisitas

w_p = Lebar *piezoelectric*

t = tebal *piezoelectric*

C = *piezoelectric capacitance*

X_p = Defleksi *piezoelectric*

N = Jumlah *piezoelectric*

Γ = *electro mechanical factor piezoelectric*

K_{pe} = Konstanta pegas *piezoelectric ekivalen*

Arus bangkitan I_{mc} (ampere) *piezoelectric* pada mekanisme ini dapat dirumuskan dengan:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (3.11)$$

$$I_{mc} = \frac{1}{L_{mc}} (V_{mc} - R_{mc} I_{mc} - \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt - V_p) \quad (3.12)$$

Daya bangkitan dari *piezoelectric* P (watt) dapat dirumuskan dengan:

$$P = V_p I_{mc} \quad (3.13)$$

3.2.4. Penentuan Parameter

Dalam tahap simulasi, diperlukan beberapa data pendukung untuk mengetahui hasil yang valid dalam proses simulasi. Data tersebut berupa parameter-parameter. Beberapa parameter yang digunakan meliputi massa, konstanta kekakuan pegas, konstanta redaman, dimensi dari *piezoelectric*, serta frekuensi operasi alat yang akan digunakan. Dalam menentukan

parameter-parameter tersebut digunakan beberapa metode, antara lain sebagai berikut:

3.2.4.1. Menentukan Massa Sistem Utama (M_1)

Sistem utama dalam penelitian ini adalah alat simulasi getaran. Pada sistem utama tersebut terdiri dari beberapa komponen utama, yaitu plat datar, poros pengarah plat, dan *box* CPDVA yang tersambung dengan plat datar. Sehingga massa total dari sistem utama tersebut dapat diperoleh melalui persamaan (3.14) berikut.

$$M_1 = M_{\text{plat datar}} + M_{\text{poros pengarah}} \quad (3.14)$$

3.2.4.2. Menentukan Massa Sistem CPDVA

Sistem CPDVA dalam penelitian ini berperan dalam mereduksi getaran pada sistem utama sekaligus menghasilkan energi listrik. Sistem CPDVA sendiri terdiri dari beberapa komponen salah satu di antaranya adalah *absorber* 1 dan *absorber* 2. Massa absorber dalam sistem CPDVA yang dipakai dalam penelitian ini akan direncanakan sesuai dengan referensi [6] dan pustaka penelitian terdahulu [7]. Massa *absorber* pertama M_2 bernilai $M_2 = 1/20 M_1$. M_2 tersebut ditambahkan massa *cantilever piezoelectric* dan menjadi massa ekuivalen (M_{eq}). Massa *absorber* kedua $M_{a2} = 3/40 M_1$.

3.2.4.3. Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas Sistem Utama dan CPDVA

Pada penelitian ini terdapat empat buah pegas yang digunakan. Nilai keempat buah pegas tersebut disesuaikan dengan yang tersedia di pasaran. Karena di pasaran tidak tertera nilai konstanta kekakuan dari pegas, maka perlu dilakukan pengujian terlebih dahulu dengan langkah pertama memberikan massa tertentu pada pegas hingga pegas mengalami perubahan panjang (Δx). Langkah berikutnya adalah mengukur dan mencatat perubahan panjang yang terjadi pada pegas dengan menggunakan jangka sorong. Berdasarkan Hukum Hooke yang menyatakan

bahwa gaya pegas (F_k) besarnya sebanding dengan deformasi atau perubahan panjang pegas yang terjadi, maka dari itu data pengujian yang diperoleh dapat ditentukan nilai konstanta kekakuan pegas dengan persamaan:

$$F_k = k \cdot \Delta x \quad (3.15)$$

3.2.4.4. Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari Cantilever Piezoelectric

Pada mekanisme CPDVA, terdapat *piezoelectric* dengan jenis *cantilever beam* yang memiliki besar nilai *Modulus Young* dan dimensi yang dapat dilihat dari spesifikasi material *piezoelectric* yang tersedia. Dengan demikian untuk mengetahui konstanta kekakuan pegas dari *piezoelectric* dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

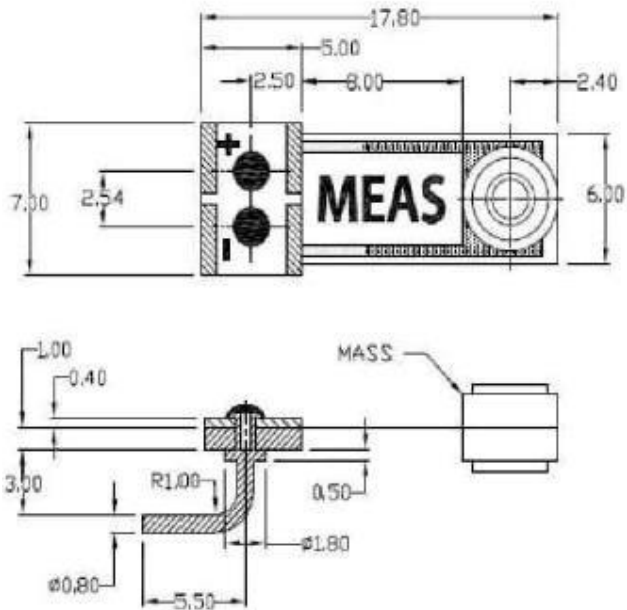
$$k_p = k_4 = \frac{3EI}{l^3} \quad (3.16)$$

$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad (3.17)$$

Berdasarkan persamaan 3.16 dan 3.17, dapat diketahui bahwa untuk memperoleh nilai konstanta kekakuan pegas dari *piezoelectric* diperlukan dimensi dari *piezoelectric* tersebut. *Piezoelectric* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *piezoelectric* Minisense 100 *Vibration Sensor* dengan massa di bagian ujung *piezoelectric* yang dapat dilihat pada gambar 3.8. Jenis *piezoelectric* yang digunakan merupakan jenis vertikal yang dapat digunakan pada bidang vertikal. Dimensi dari *piezoelectric* tersebut dapat dilihat pada gambar 3.9, sedangkan spesifikasi dari *piezoelectric* sendiri dapat dilihat pada tabel 3.1.



Gambar 3.8 *Piezoelectric* Minisense 100 Vibration Sensor^[6]



Gambar 3.9 Dimensi material *Piezoelectric* Minisense 100 Vibration Sensor^[6]

Tabel 3.1 Parameter Penelitian^[6]

No.	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1.	Massa sistem utama	M_1	7	Kg
2.	Massa <i>absorber 1</i> dan <i>cantilever pzt</i>	M_{eq}	0.3	Kg
3.	Massa <i>absorber 2</i>	M_{a2}	0.5	Kg
4.	Koefisien Pegas Penunjuk	K_0	146	N/m
5.	Koefisien Pegas 1	K_1	7200	N/m
6.	Koefisien Pegas 2	K_2	4700	N/m
7.	Koefisien Pegas Absorber 1	K_{eq}	2648	N/m
8.	Koefisien Pegas Absorber 2	K_{a2}	1553	N/m
9.	Koefisien Redaman Penunjuk	C_0	2	N.s/m
10.	Koefisien Redaman Pegas 1	C_1	11,7	N.s/m
11.	Koefisien Redaman Pegas 2	C_2	7,4	N.s/m
12.	Koefisien Redaman Absorber 1	C_{eq}	2	N.s/m
13.	Koefisien Redaman Absorber 2	C_{a2}	2	N.s/m
14.	Massa <i>piezoelectric</i>	M_{pzt}	6×10^{-4}	Kg
15.	Ketebalan <i>piezoelectric</i>	t	1×10^{-3}	m
16.	Lebar <i>piezoelectric</i>	w_{pzt}	6×10^{-3}	m
17.	Panjang <i>piezoelectric</i>	L_{pzt}	12×10^{-3}	m
18.	Kapasitansi	C_{pzt}	244×10^{-10}	F
19.	Konstanta regangan <i>piezoelectric</i>	d_{31}	110×10^{-12}	C/N
20.	<i>Electromechanical coupling factor</i>	k_{31}	12	%
21.	Kontanta pegas <i>piezoelectric</i>	k_{pzt}	$5,75 \times 10^{-1}$	N/m
22.	Modulus Young	E	3×10^9	N/m ²
23.	<i>Voltage Sensitivity (baseline)</i>	V_m	1.1	V/gr
24.	<i>Resonance Frequency</i>	f_r	75	Hz
25.	<i>Voltage Sensitivity (at resonance)</i>	V_r	6	V/g
26.	<i>Inertial Mass</i>	I	0.3	Gram

3.2.4.5. Menentukan Frekuensi Operasi pada Sistem Utama

Getaran yang terjadi pada sistem utama tentunya memiliki frekuensi operasi. Frekuensi operasi tersebut dapat ditentukan setelah mengetahui frekuensi natural dari sistem utama terlebih dahulu. Selanjutnya untuk memperoleh frekuensi operasi pada sistem utama dapat dilihat pada persamaan (3.18) berikut.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_{eq}}{M_1}} \quad (3.18)$$

3.2.5. Blok Diagram

Hasil *state variable* dari pemodelan dinamis akan dirubah kedalam blok diagram agar didapatkan penyelesaian persamaan matematis sistem tanpa CPDVA dan sistem dengan penambahan CPDVA pada sistem melalui metode *space state*. Proses mengubah *state variable* kedalam blok diagram tersebut dilakukan dengan bantuan *software Simulink Matlab*. Input yang digunakan dalam melakukan eksekusi pada simulasi berupa input sinusoidal yang mempresentasikan getaran ke arah translasi dan rotasi dari sistem.

3.2.6. Simulasi pada Matlab Simulink

Pada simulasi dengan menggunakan *software MATLAB Simulink* hal yang perlu diperhatikan adalah dengan mengetahui *input* dan *output* dari simulasi tersebut. Setelah mengetahui *input* dan *output* simulasi selanjutnya dilakukan pemodelan dengan menggunakan diagram blok dari sistem utama, dimana *input* pada tahap ini merupakan *sinusoidal* atau harmonik sedangkan *output* berupa perpindahan massa utama (X_1). *Output* perpindahan massa utama (X_1) selanjutnya akan digunakan sebagai *input* pada mekanisme *absorber*, sedangkan *output* dari mekanisme *absorber* sendiri adalah perpindahan massa *absorber* (X_2). Demikian seterusnya dengan menggunakan konsep yang sama maka *output* dari mekanisme *absorber* akan digunakan sebagai *input* dari

mekanisme *piezoelectric*, dan telah diketahui juga tujuan dari penggunaan *piezoelectric* adalah sebagai penghasil energi listrik dari getaran yang terjadi, maka *output* dari mekanisme *piezoelectric* antara lain adalah perpindahan *piezoelectric* (X_3), arus, dan voltase bangkitan.

3.2.7. Eksperimen

Tahap eksperimen ini dilakukan untuk membuktikan hasil simulasi dengan kondisi sebenarnya yang diwakilkan dengan alat uji. Alat uji yang digunakan dalam penelitian berdasarkan pada penelitian Arief Rachman^[6] dengan perbaikan pada rangka simulator dengan mekanisme CPDVA.

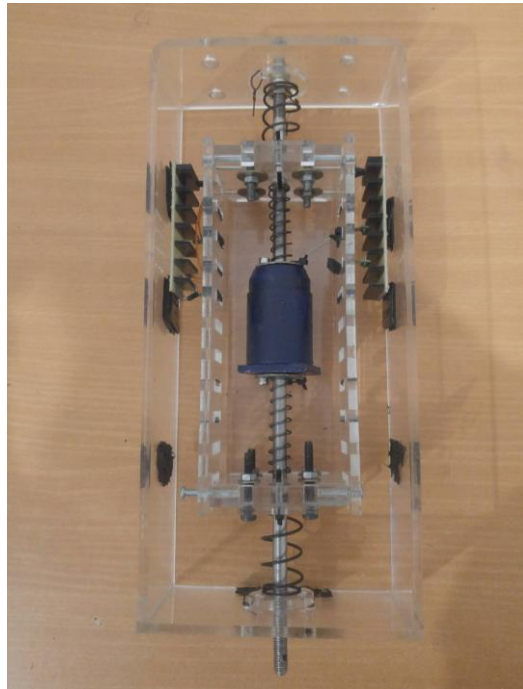
3.2.7.1. Peralatan Pengujian Utama

Peralatan pengujian utama dapat dilihat pada gambar 3.10 berikut:



Gambar 3.10 Alat simulator getaran^[10]

Prinsip kerja dari alat simulator getaran ini adalah massa utama ditopang oleh empat buah pegas. Nilai kekakuan dari keempat pegas tersebut akan diset sama untuk arah gerak translasi dan diset berbeda untuk arah gerak rotasi. Massa utama tersebut akan mendapatkan gaya eksitasi yang berasal dari motor yang dihubungkan dengan pegas pengarah. Gaya eksitasi tersebut menyebabkan massa utama bergerak secara translasi dan rotasi. Pada massa utama akan dipasang DVA dengan mekanisme CPDVA yang berfungsi untuk mereduksi getaran massa sistem utama serta sebagai penghasil energi listrik. Berikut mekanisme dari CPDVA dapat dilihat pada gambar 3.11.



Gambar 3.11 mekanisme alat CPDVA^[6]

Dari gambar di atas dapat dilihat bahwa mekanisme CPDVA terdiri dari 2 massa *absorber* dimana yang berwarna biru merupakan massa *absorber* 1 (M_{e1}) yang terbuat dari bahan akrilik dengan massa jenis 1.18 g/cm^3 , sedangkan yang berwarna merah merupakan massa *absorber* 2 (M_{a2}) yang terbuat dari bahan *steel*.

Prinsip kerja dari alat *cantilever piezoelectric double vibration absorber* (CPDVA) sama seperti prinsip kerja dari DVA, yaitu menyerap sebagian energi yang berlebihan serta mengubah frekuensi operasional dari sistem massa utama alat simulator getaran. Energi yang diserap oleh DVA dengan mekanisme CPDVA dimanfaatkan kembali dan diubah menjadi energi listrik menggunakan *piezoelectric*.

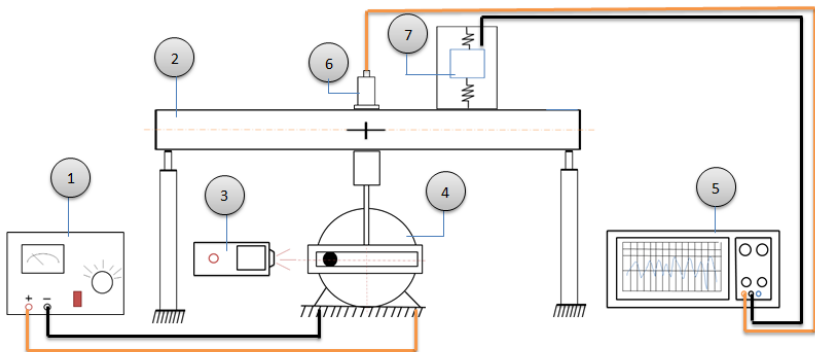
Alat CPDVA seperti gambar di atas akan dipasang pada alat simulator getaran seperti pada gambar 3.11. Berikut adalah mekanisme kerja dari alat tersebut:

- 1) Ketika motor dinyalakan, meja *exciter* (massa utama) akan bergetar ke arah translasi dan rotasi.
- 2) Energi dari getaran meja *exciter* akan diredam oleh alat CPDVA yang mengakibatkan energi getaran dari meja *exciter* disalurkan ke massa *absorber* dari alat CPDVA. Energi getaran yang terjadi pada massa *absorber* dimanfaatkan kembali oleh *piezoelectric* yang ikut terdefleksi akibat getaran pada massa *absorber*. Akibat dari terdefleksinya *piezoelectric*, maka dihasilkan energi listrik.

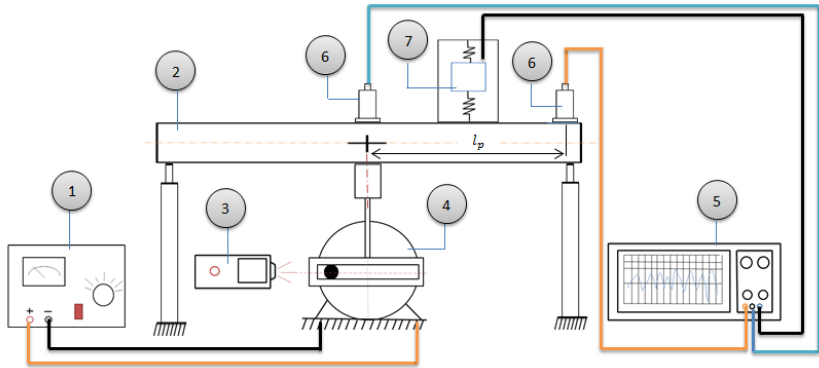
Dalam penelitian ini dipakai alat *cantilever piezoelectric double vibration absorber* (CPDVA) yang sama dengan yang dipakai oleh penelitian Arief Rachman^[6] dan Rahmat Bambang^[2].

3.2.7.2. Skema Pengujian

Skema pengujian dari alat dapat dilihat pada gambar 3.12 untuk pengujian gerak translasi dan gambar 3.13 untuk pengujian gerak rotasi. Pada dasarnya perlakuan pada kedua pengujian sama yang membedakan hanya jumlah *probe* yang digunakan. Pada pengujian arah translasi digunakan satu buah *probe* yang diletakkan pada pusat massa utama, sedangkan pada pengujian arah gerak rotasi digunakan 2 buah *probe* yang diletakkan pada pusat massa utama dan yang lain diletakkan di tepi sistem utama dengan jarak l_p .



Gambar 3.12 Skema pengujian gerak translasi^[10]



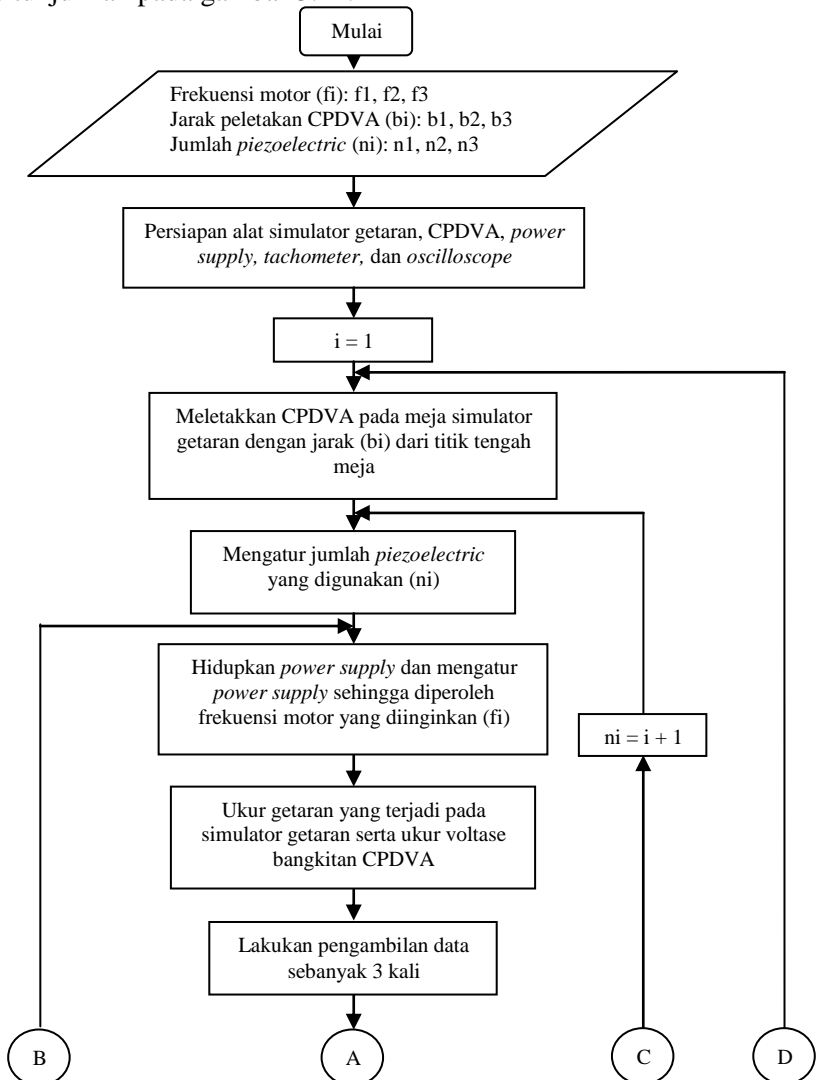
Gambar 3.13 Skema pengujian gerak rotasi^[10]

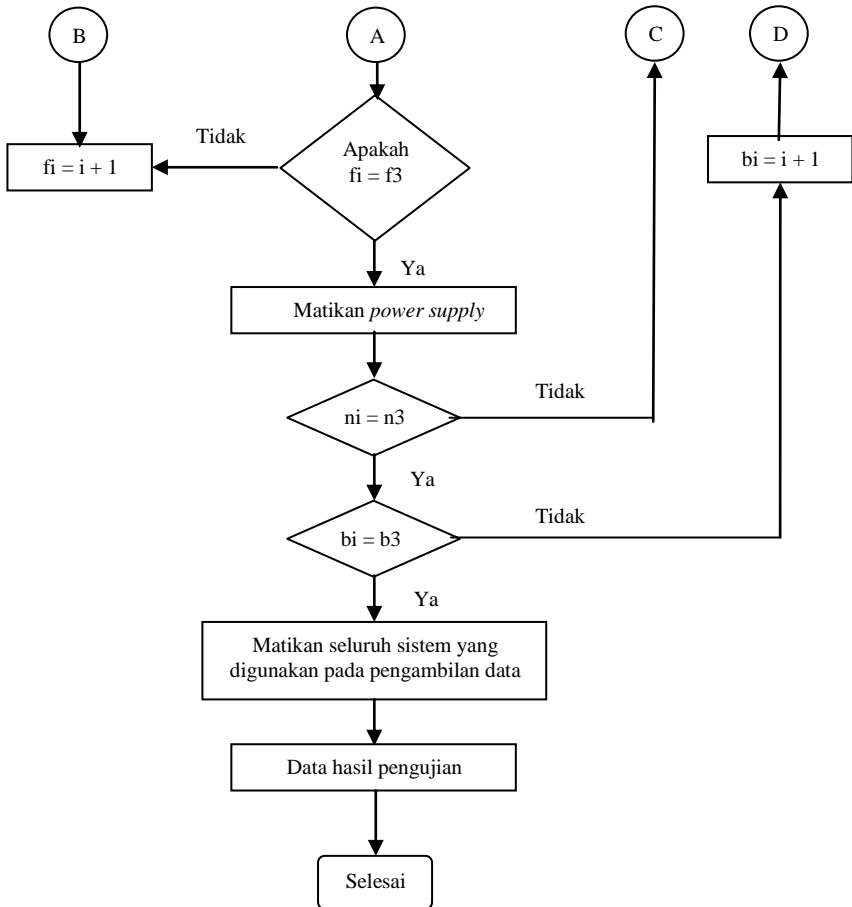
Keterangan:

1. *Power supply*
2. *Sistem utama*
3. *Tachometer*
4. *Motor penggerak*
5. *Oscilloscope*
6. *Probe accelerometer*
7. *Box CPDVA*

3.2.7.3. Flowchart Pengambilan Data Gerak Translasi dan Rotasi

Flowchart pengambilan data gerak translasi dan rotasi ditunjukkan pada gambar 3.14.





Gambar 3.14 *flowchart* proses pengambilan data eksperimen

Tabel 3.2 Tabel hasil data

Tanpa CPDVA (acc)		Dengan CPDVA (acc dan voltase)						
Frekuensi (rad/s)	Jarak peletakan (m)	N PZT (buah)	Jarak Peletakkan (m)					
	b0		b1		b2		b3	
	acc (m/s ²)		acc (m/s ²)	V (volt)	Acc (m/s ²)	V (volt)	acc (m/s ²)	V (volt)
F1		N1						
		N2						
		N3						
F2		N1						
		N2						
		N3						
F3		N1						
		N2						
		N3						

3.2.8. Analisa Hasil

Pada tahap ini hasil data respon yang diperoleh pada simulasi sebelumnya dianalisa lebih mendalam

3.2.9. Validasi Hasil

3.2.9.1. Metode Uji-T Independen

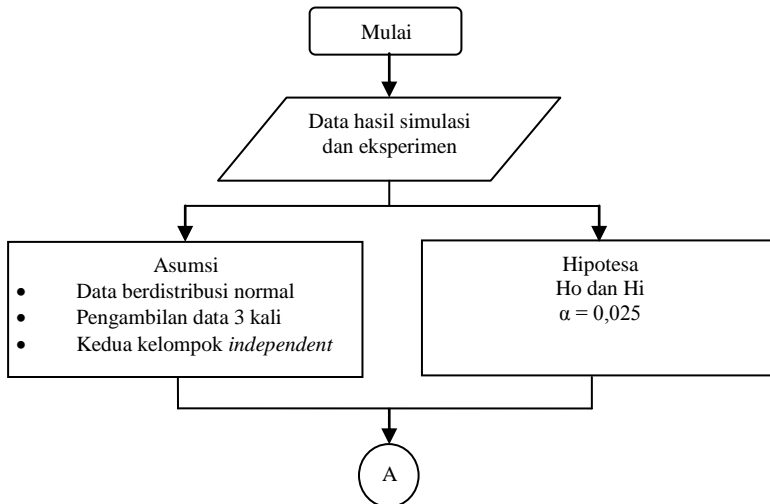
Pada penelitian ini digunakan metode uji statistik, yaitu metode Uji-T Independen. Tujuan dari penggunaan metode tersebut yaitu untuk mengetahui apakah ada perbedaan rata-rata antara hasil simulasi dan eksperimen. Dimana antara simulasi dan eksperimen tidak saling berpasangan. Adapun asumsi yang digunakan dalam metode ini adalah sebagai berikut:

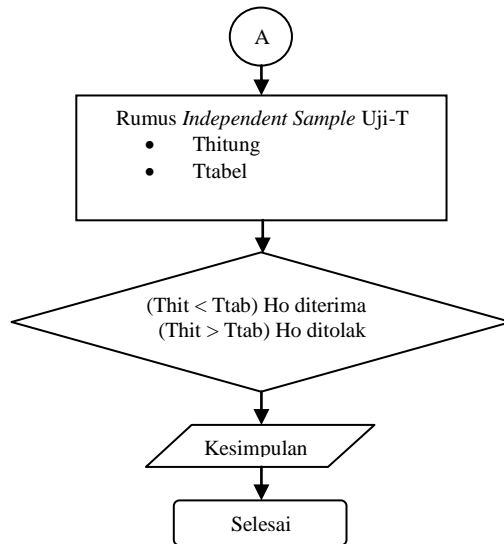
1. Skala data interval/rasio

2. Kelompok data saling bebas/tidak berpasangan
3. Data berdistribusi normal
4. Varians antar kelompok sama (homogen)

Dari asumsi yang digunakan pada metode Uji-T Independen dapat dilihat bahwa metode ini berbeda dengan metode lainnya dimana pada metode seperti metode χ^2 dimana digunakan jika data memiliki perbedaan varians, metode CLT (*Central Limit Theorem*) digunakan jika data tidak berdistribusi normal. Sehingga dapat disimpulkan dari asumsi yang digunakan pada metode Uji-T Independen dan jika dibandingkan dengan metode-metode yang lain bahwa metode ini merupakan metode yang paling ideal untuk digunakan dalam uji validasi dari penelitian ini.

3.2.9.2. Flowchart Proses Validasi





Gambar 3.15 *flowchart* metode validasi *Independent sample* Uji-T

Dari *flowchart* pada gambar 3.13 dijelaskan tahapan-tahapan dalam metode validasi *Independent sample* uji T. Lebih detail dapat dijelaskan bahwa Pengolahan data hasil dari simulasi dan eksperimen dengan menggunakan metode *Independent sample* uji-T dapat dilakukan dengan beberapa tahap sebagai berikut:

1. Dalam metode uji data harus memenuhi beberapa asumsi yang harus dipenuhi sebagai syarat bahwa metode *independent sample* uji-T ini sesuai dalam pengolahan data dari hasil eksperimen yang merupakan kondisi yang tidak ideal dengan simulasi dengan kondisi ideal.
 - a. Pada penelitian ini agar sesuai dengan asumsi metode uji maka pengambilan data harus berdistribusi normal dengan pengambilan data ($n \leq 30$). Dari asumsi tersebut maka pada penelitian

ini pengambilan tiap sample akan dilakukan 3 kali pengambilan data.

- b. Kedua kelompok harus *independent* (bebas)
2. Setelah asumsi dalam metode *independent sample* uji-T telah terpenuhi maka di buat suatu hipotesa $H_0 : \mu_1 = \mu_2$ artinya H_0 merupakan suatu hipotesa yang merupakan terdapat kesamaan data antara rata-rata data dari simulasi dan eksperimen.
 3. Nilai untuk α pada penelitian ini yaitu 0,025. α diartikan sebagai suatu taraf signifikansi dalam pengujian ini yaitu 0,025.
 4. Hipotesa yang ke dua yaitu $H_1 : \mu_1 \neq \mu_2$ yang artinya bahwa adanya perbedaan data antara data hasil simulasi dan eksperimen. Kedua hipotesa yang dibuat merupakan suatu aturan yang akan dipakai dalam menarik kesimpulan pada nilai akhir uji T hitung dengan uji T dari tabel. Bila nilai uji T hitung lebih besar dari nilai uji T tabel maka hipotesa dari $H_0 = \alpha$ ditolak.
 5. Setelah dibuat 2 buah hipotesa maka selanjutnya hasil data yang didapat dari hasil simulasi dan eksperimen dihitung menggunakan rumus *independent sample* uji-t sebagai berikut:

$$t_{hit} = \frac{\mu_A - \mu_B}{\sqrt{\left[\frac{\left(\Sigma A^2 - \frac{(\Sigma A)^2}{n_A} \right) + \left(\Sigma B^2 - \frac{(\Sigma B)^2}{n_B} \right)}{n_A + n_B - 2} \right] \cdot \left[\frac{1}{n_A} + \frac{1}{n_B} \right]}} \quad (3.19)$$

μ_A = Rata-rata hasil simulasi

μ_B = Rata-rata hasil eksperimen

$(\Sigma A)^2$ = Kuadrat jumlah dari data simulasi

$(\Sigma B)^2$ = Kuadrat jumlah dari data eksperimen

n_A	= Jumlah sampel dari data simulasi
n_B	= Jumlah sampel dari data eksperimen
ΣA^2	= Jumlah kuadrat dari data simulasi
ΣB^2	= Jumlah kuadrat dari data eksperimen

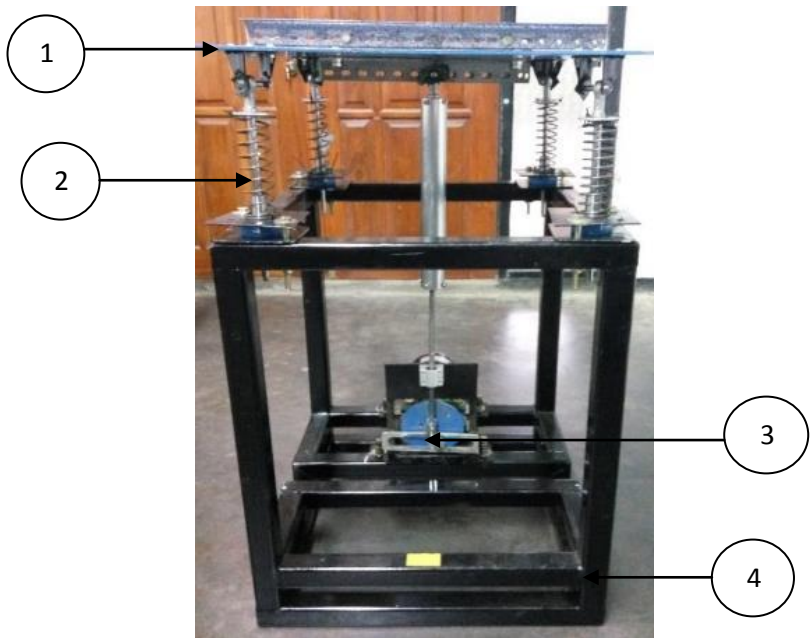
6. Setelah didapatkan nilai t_{hitung} selanjutnya cari nilai dari t_{tabel} dengan parameter α dan nilai $v_1 = (n_1 + n_2) - 2$ dari tabel distribusi T
7. Setelah didapatkan nilai dari t_{hit} dan t_{tab} maka dapat disimpulkan apabila nilai t_{hit} lebih besar dari t_{tab} ($t_{hit} > t_{tab}$) maka Hipotesa H_0 ditolak/tidak valid. Apabila ($t_{hit} < t_{tab}$) maka hipotesis H_0 diterima/ valid.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Mekanisme Alat Simulator Getaran

Alat simulator getaran mempunyai bagian-bagian utama sebagai berikut:



Gambar 4.1 Alat simulator getaran^[10]

Keterangan:

1. Meja sistem utama
2. Suspensi meja
3. Mekanisme penggerak
4. Rangka

Dari hasil timbangan untuk komponen-komponen yang menjadi massa utama dari sistem dapat dilihat pada tabel sebagai berikut:

Tabel 4.1 Massa utama

No.	Komponen	Massa
1.	Poros pengarah pada suspense meja	0,6 kg
2.	Meja sistem utama	5,9 kg
3.	Poros penggerak	0,2 kg
4.	Rel CPDVA	0,3 kg
Total		7,0 kg

Suspensi pegas yang terdapat pada alat simulator getar digunakan pegas dengan nilai koefisien yang berbeda dengan tujuan agar didapat gerak translasi dan rotasi. Nilai kekakuan pegas dihitung dengan menggunakan Hukum Hooke:

$$F = k.\Delta x \quad \text{atau} \quad W = k.\Delta$$

Adapun contoh perhitungan salah satu suspense pegas adalah sebagai berikut:

- Menghitung gaya (F) yang bekerja:

$$F = W$$

$$F = m.g$$

- Misalkan beban yang diberikan sebesar 2 kg, maka,

$$F = 2kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 19,62 N$$

- Menghitung Δx pegas:

$$\Delta x = x_1 - x_0$$

$$\Delta x = (0,085 - 0,0793)m = 0,0057 m$$

- Menghitung nilai kekakuan pegas:

$$k = \frac{F}{\Delta x} = \frac{19,62 N}{0,0057 m} = 3442,15 \frac{N}{m}$$

Pengujian suspense pegas dilakukan sebanyak 3 kali dengan beban yang diberikan sebesar 2 kg dan didapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.2 pengujian k_1

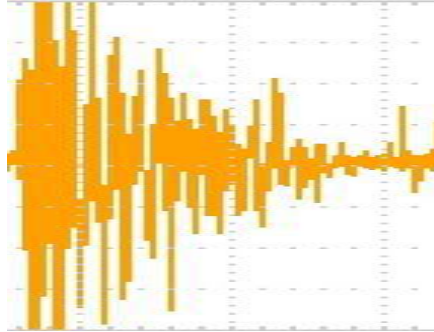
Panjang awal (m)	Beban (kg)	Panjang akhir (m)	Selisih panjang (m)	Nilai k (N/m)
0,085	19,6	0,0904	0,0054	3625,96
0,085	19,6	0,0905	0,0055	3563,63
0,085	19,6	0,0904	0,0054	3625,96
K rata-rata				3604,96

Tabel 4.3 pengujian k_2

Panjang awal (m)	Beban (kg)	Panjang akhir (m)	Selisih panjang (m)	Nilai k (N/m)
0,085	19,6	0,094	0,009	2177,7
0,085	19,6	0,0938	0,0088	2227,3
0,085	19,6	0,0938	0,0088	2227,3
K rata-rata				2210,76

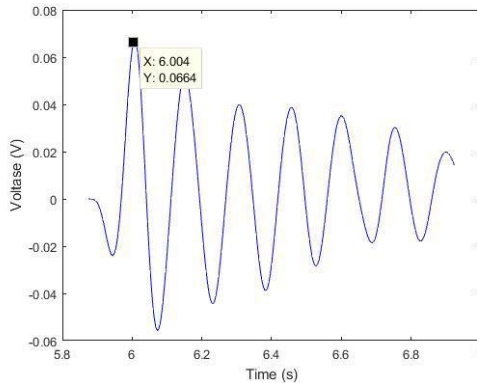
Kemudian untuk mengetahui konstanta redaman dari sistem utama dilakukan pengujian secara langsung pada sistem utama. Pengujian dilakukan dengan memberikan simpangan awal pada sistem utama dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas. Respon getaran yang terjadi dari sistem utama diambil dengan menggunakan accelerometer dan ditampilkan pada oscilloscope untuk diolah dengan menggunakan

persamaan *incremental degreement*. Gambar berikut merupakan gambar respon getaran yang diperoleh dari hasil pembacaan *oscilloscope*.



Gambar 4.2 Hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan oscilloscope^[10]

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



Gambar 4.3 Grafik hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan Smoothing dan filtering^[10]

Pengolahan data dari grafik pada gambar 4.3 dilakukan dengan mencari nilai amplitudo rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berdekatan (a_n) dan kemudian mencari rata-rata dari sebuah puncak dan sebuah lembah yang berurutan berikutnya (a_{n+1}). Dari rata-rata amplitudo pertama dan rata-rata amplitudo kedua tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan *incremental degreement* sebagaimana dalam persamaan berikut:

$$c = 2 \cdot m \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left[\sqrt{\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}} \right]^2 + 1}} \quad (4.1)$$

Berikut ini adalah contoh langkah-langkah yang dilakukan untuk mencari nilai konstanta redaman pada sistem utama.

- Menghitung rata-rata amplitudo pertama (a_n):

$$a_n = \frac{\text{puncak}_n - \text{lembah}_n}{2} = \frac{0,0664 - (-0,05522)}{2} = 0,06081 \text{ volt}$$

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

$$a_{n+1} = \frac{\text{puncak}_{n+1} - \text{lembah}_{n+1}}{2} = \frac{0,05225 - (-0,04437)}{2} = 0,04831 \text{ volt}$$

- Menghitung nilai redaman sistem utama:

Untuk massa sistem utama yaitu 7 kg, konstanta pegas $k_1 = 7200$ N/m dan konstanta pegas $k_2 = 4700$ N/m, dengan memasukkan semua nilai dari parameter tersebut maka:

$$c = 2 \cdot 7 \cdot \sqrt{\frac{7200 + 4700}{7}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{0,06081}{0,04831}\right)} \right]^2} + 1}} = 21,14 N.s/m$$

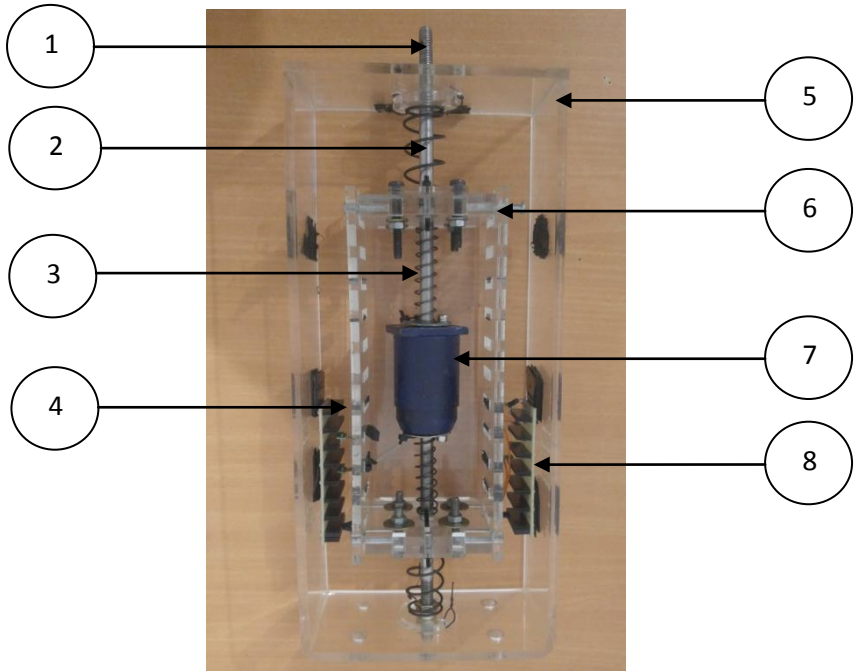
Cara yang sama sebagaimana contoh di atas dilakukan sebanyak 4 kali sehingga diperoleh data sebagaimana pada tabel 4.4. Dari tabel tersebut dapat dilihat bahwa nilai rata-rata dari redaman sistem utama sebesar 18,87 *N.s/m*

Tabel 4.4 redaman sistem utama

Data ke - n	Rata-rata amplitudo ke- n (volt)	Rata-rata amplitudo ke- n+1 (volt)	C (N.s/m)
1	0,06081	0,04831	21,12
2	0,04831	0,03848	20,88
3	0,03848	0,032385	15,83
4	0,032385	0,02672	17,65
Rata-rata nilai redaman			18,87

4.2. Mekanisme CPDVA

Mekanisme dari CPDVA dapat dilihat pada gambar 4.2 berikut.



Gambar 4.4 CPDVA tampak depan

Keterangan:

1. Poros pengarah
2. Pegas absorber 1
3. Pegas absorber 2
4. PZT *cantilever*
5. Case
6. Massa absorber 1
7. Massa absorber 2
8. PCB

Material penyusun CPDVA , yaitu:

1. *Case*

Case CPDVA berfungsi sebagai rangka untuk melekatnya semua komponen. *Case* dibuat dengan bahan akrilik dengan massa jenis $1,18 \text{ g/cm}^3$. Dimensi *case* panjang x lebar x tinggi yaitu $13 \text{ cm} \times 8 \text{ cm} \times 30 \text{ cm}$.

2. *Coil* pegas absorber

Coil pegas *absorber* berbahan *steel*. Dimensi *coil* dan lilitan telah ditentukan sesuai perencanaan. Terdapat dua pasang pegas *absorber* yang digunakan. Dari tabel parameter yang dicantumkan pada tabel 3.1, didapat nilai konstanta pegas *absorber* 1 (K_{eq1}) = 2648 N/m , dan nilai konstanta pegas *absorber* 2 (K_{a2}) = 1553 N/m .

3. Massa absorber

Massa *absorber* 1 (M_{eq1}) dibuat dari material akrilik bermassa jenis $1,18 \text{ g/cm}^3$ dengan berat 0.387 Kg . Massa tersebut berfungsi jadi massa *absorber* sekaligus pengikat *piezoelectric*. Massa *absorber* 2 (M_{a2}) dari material *steel* dengan berat 0.505 Kg .

4. Poros pengarah

Poros pengarah dibuat dari bahan alumunium dengan panjang 34 cm . Kedua ujung poros pengarah diberi ulir untuk dapat dikaitkan dengan mur pada *case* CPDVA.

5. *Cantilever piezoelectric*

Piezoelectric sebagai komponen penghasil listrik serta menjadi nilai massa dan konstanta pegas *absorber* tambahan untuk massa *absorber* 1. Jenis *cantilever piezoelectric* yang digunakan adalah *cantilever piezoelectric* tekan merk MEAS. Spesifikasi material dapat dilihat pada tabel 3.1.

6. Sirkuit *piezoelectric*

Sebagai sirkuit *piezoelectric* dan kabel sebagai penghubung dengan *oscilloscope*.

4.3. Pemodelan Matematis

4.3.1. Pemodelan Matematis Sistem Utama Tanpa CPDVA

Dari matriks yang diperoleh dari persamaan 3.3 diperoleh:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_0) & (c_2 l_2 - c_1 l_1) \\ (c_2 l_2 - c_1 l_1) & (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_0) & (k_2 l_2 - k_1 l_1) \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \end{Bmatrix}$$

Persamaan fundamental yang digunakan, yaitu:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F(t) \quad (4.2)$$

Namun nilai frekuensi natural dari suatu sistem hanya dipengaruhi oleh M_{eq} dan K_{eq} sehingga $[C]\dot{x}$ dan $F(t)$ dapat diabaikan dan didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$[M]\ddot{x} + [K]x = 0$$

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & J_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_0) & (k_2 l_2 - k_1 l_1) \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \end{Bmatrix} = 0$$

(4.3)

Dimana:

$$x(t) = X \cos \omega t$$

$$\dot{x}(t) = -X \omega \sin \omega t$$

$$\ddot{x}(t) = -X \omega^2 \cos \omega t$$

Sehingga, persamaan 4.3 menjadi:

$$\begin{vmatrix} -\omega^2 M_1 + k_1 + k_2 + k_0 & k_2 l_2 - k_1 l_1 \\ k_2 l_2 - k_1 l_1 & -\omega^2 J_1 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (4.4)$$

Determinan dari persamaan di atas adalah:

$$\begin{aligned} & \omega^4 M_1 J_1 - \omega^2 M_1 k_1 l_1^2 - \omega^2 M_1 k_2 l_2^2 - \omega^2 J_1 k_1 - \omega^2 J_1 k_2 - \omega^2 J_1 k_0 + \\ & k_1 k_0 l_1^2 + k_1 k_2 l_1^2 + k_0 k_2 l_2^2 + k_1 k_2 l_2^2 + 2k_1 k_2 l_1 l_2 = 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Dengan memasukkan nilai parameter:

$$\begin{aligned} M_1 &= 7 \text{ kg} \\ J_1 &= 0,1458 \text{ m}^3 \\ k_0 &= 146 \text{ N/m} \\ k_1 &= 7200 \text{ N/m} \\ k_2 &= 4700 \text{ N/m} \\ l_1 &= 0,25 \text{ m} \\ l_2 &= 0,25 \text{ m} \end{aligned}$$

$$1,0206 \omega^4 - 6962,56 \omega^2 + 8568588 = 0 \quad (4.6)$$

Dengan menggunakan persamaan rumus abc, maka didapatkan nilai dari frekuensi natural (ω_n) sistem utama tanpa CPDVA; dimana $\lambda = \omega^2$, maka:

$$\lambda_1, \lambda_2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (4.7)$$

$$\lambda_1 = 1611,189$$

$$\lambda_2 = 5210,834$$

$$\omega_1 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{1611,189} = 40,14 \text{ rad/sec}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{5210,834} = 72,19 \text{ rad/sec}$$

Jika dikonversikan ke dalam bentuk percepatan putar motor (n), maka:

$$n_1 = \frac{\omega_1 \times 60}{2\pi} = 383,5rpm$$

$$n_2 = \frac{\omega_2 \times 60}{2\pi} = 689,9rpm$$

Yang setara dengan,

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = 6,3Hz$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = 11,4Hz$$

4.3.2. Pemodelan Matematis Sistem Utama dengan CPDVA

Dari persamaan matriks yang sebelumnya sudah didapatkan pada persamaan (3.8) akan digunakan untuk menemukan nilai frekuensi natural dari sistem utama. Dimana untuk mencari frekuensi natural sistem dengan penambahan CPDVA terdapat 4 DOF dengan 3 massa yaitu massa utama, massa absorber 1 dan massa absorber 2 sesuai pada model dinamis pada gambar 3.6. Untuk nilai damping dan gaya eksitasi pada persamaan dapat diabaikan sehingga persamaan menjadi seperti pada persamaan berikut.

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{eq} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_{eq} b^2) & (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & -k_{eq} b & 0 \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & (k_1 + k_2 + k_{eq} + k_0) & -k_{eq} & 0 \\ -k_{eq} b & -(k_{eq} + k_{pe}) & (k_{eq} + k_{a2} + k_{pe}) & -k_{a2} \\ 0 & 0 & -k_{a2} & k_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}$$

Dengan melakukan penjumlahan terhadap kedua matriks di atas, maka diperoleh bentuk persamaan sebagai berikut.

$$[M]\ddot{x} + [K]x = 0$$

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{eq} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_{eq} b^2) & (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & -k_{eq} b & 0 \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & (k_1 + k_2 + k_{eq} + k_0) & -k_{eq} & 0 \\ -k_{eq} b & -(k_{eq} + k_{pe}) & (k_{eq} + k_{a2} + k_{pe}) & -k_{a2} \\ 0 & 0 & -k_{a2} & k_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = 0$$

Dengan melakukan analisa fundamental dimana $\lambda = \omega^2$, maka

$$|[K] - \lambda[M]| = 0$$

$$\begin{bmatrix} (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_{eq} b^2) & (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & -k_{eq} b & 0 \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & (k_1 + k_2 + k_{eq} + k_0) & -k_{eq} & 0 \\ -k_{eq} b & -(k_{eq} + k_{pe}) & (k_{eq} + k_{a2} + k_{pe}) & -k_{a2} \\ 0 & 0 & -k_{a2} & k_{a2} \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{eq} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{a2} \end{bmatrix} = 0$$

Atau

$$\begin{bmatrix} (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 + k_{eq} b^2) - \lambda J_1 & (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & -k_{eq} b & 0 \\ (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_{eq} b) & (k_1 + k_2 + k_{eq} + k_0) - \lambda M_1 & -k_{eq} & 0 \\ -k_{eq} b & -(k_{eq} + k_{pe}) & (k_{eq} + k_{a2} + k_{pe}) - \lambda M_{eq} & -k_{a2} \\ 0 & 0 & -k_{a2} & k_{a2} - \lambda M_{a2} \end{bmatrix} = 0 \quad (4.8)$$

Persamaan diatas dapat diselesaikan dengan mencari nilai determinan dari matrixnya.

Untuk jarak $b = 0$ cm yaitu posisi CPDVA tepat berada pada titik tengah sistem utama. Dengan memasukkan semua nilai dari parameter yang ada kedalam persamaan 4.7 di atas, maka diperoleh persamaan berikut:

$$\begin{vmatrix} 743,75 - 0,1458\lambda & -625 & 0 & 0 \\ -625 & 14701 - 7\lambda & -2655 & 0 \\ 0 & -2655 & 4208 - 0,35\lambda & -1553 \\ 0 & 0 & -1553 & 1553 - 0,525\lambda \end{vmatrix} = 0$$

Hasil dari determinannya adalah:

$$\begin{aligned} & 0,18753\lambda^4 - 4159,96\lambda^3 + 25837672\lambda^2 \\ & - (5,4979 \times 10^{10})\lambda + (3,533 \times 10^{13}) = 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Sehingga diperoleh 4 nilai λ sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 1176 \\ \lambda_2 &= 2272 \\ \lambda_3 &= 5216 \\ \lambda_4 &= 13519 \end{aligned}$$

Dimana $\lambda = \omega^2$, maka:

$$\omega_1 = \sqrt{1225} = 34 \text{ rad / sec}$$

$$\omega_2 = \sqrt{2347} = 47 \text{ rad / sec}$$

$$\omega_3 = \sqrt{5334} = 72 \text{ rad / sec}$$

$$\omega_4 = \sqrt{13519} = 116 \text{ rad / sec}$$

Jika diubah kedalam kecepatan putaran motor, maka:

$$n_1 = \frac{\omega_1 \times 60}{2\pi} = 327,64 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \frac{\omega_2 \times 60}{2\pi} = 455,39 \text{ rpm}$$

$$n_3 = \frac{\omega_3 \times 60}{2\pi} = 689,98 \text{ rpm}$$

$$n_4 = \frac{\omega_4 \times 60}{2\pi} = 1110,86 \text{ rpm}$$

Dimana nilai tersebut setara dengan:

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = 5,5 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = 7,6 \text{ Hz}$$

$$f_3 = \frac{\omega_3}{2\pi} = 11,6 \text{ Hz}$$

$$f_4 = \frac{\omega_4}{2\pi} = 18,5 \text{ Hz}$$

Dengan cara yang sama seperti di atas maka didapatkan nilai frekuensi natural untuk sistem utama dengan CPDVA dengan

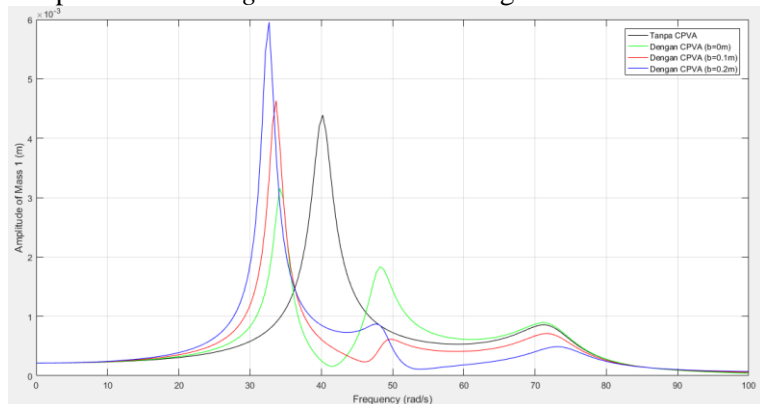
nilai $b_2 = 10$ cm dan $b_3=20$ cm, sebagaimana dalam tabel berikut:

Tabel 4.5 Frekuensi natural sistem dengan CPDVA

Jarak peletakan CPDVA (cm)	Frekuensi natural 1 (Hz)	Frekuensi natural 2 (Hz)	Frekuensi natural 3 (Hz)	Frekuensi natural 4 (Hz)
0	5,5	7,6	11,5	18,5
10	5,3	7,5	11,6	18,6
20	5,2	7,6	11,8	18,8

4.4. Analisa Hasil Simulasi

Pada simulasi dengan menggunakan MATLAB didapatkan *bode diagram* dari sistem sebagai berikut:



Gambar 4.5 *Bode Diagram*

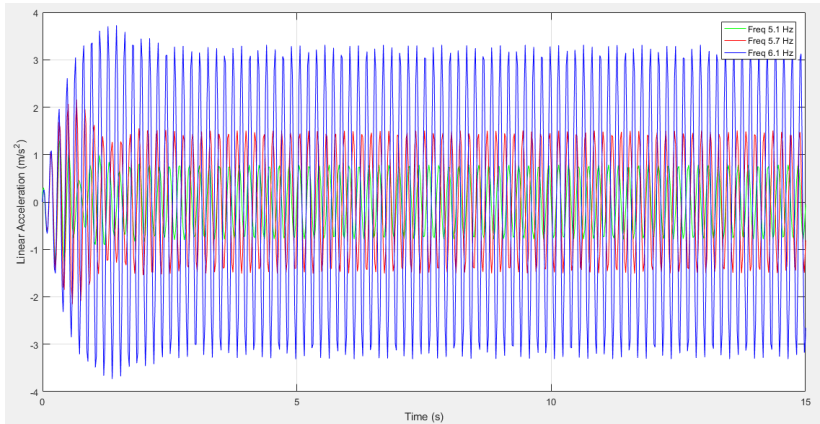
Dapat dilihat pada gambar 4.5 bahwa garis berwarna hitam menunjukkan sistem utama tanpa CPDVA, garis berwarna hijau untuk sistem utama dengan penambahan CPDVA pada jarak 0 cm, garis berwarna merah untuk sistem utama dengan penambahan CPDVA pada jarak 10 cm, dan garis berwarna biru untuk sistem utama dengan penambahan

CPDVA pada jarak 20 cm. Dapat dilihat pada sistem tanpa CPDVA diperoleh 2 puncak dengan amplitudo tertinggi terdapat pada frekuensi ± 40 rad/s ($\pm 6,1$ Hz). Dimana puncak tersebut menunjukkan frekuensi natural dari sistem tersebut. Setelah diberi CPDVA dengan variasi jarak 0, 10, dan 20, didapat *bode diagram* dengan 4 puncak. Namun untuk puncak yang keempat tidak dapat terlihat pada *bode diagram* di atas, dikarenakan frekuensi naturalnya melebihi 100 rad/s atau melebihi skala frekuensi pada *bode diagram* di atas. Dari pemberian CPDVA tersebut dapat dilihat bahwa pada frekuensi natural sistem utama yang awalnya memiliki amplitudo yang paling besar pada frekuensi 6,1 Hz sekarang memiliki amplitudo yang kecil akibat dari penambahan CPDVA tersebut.

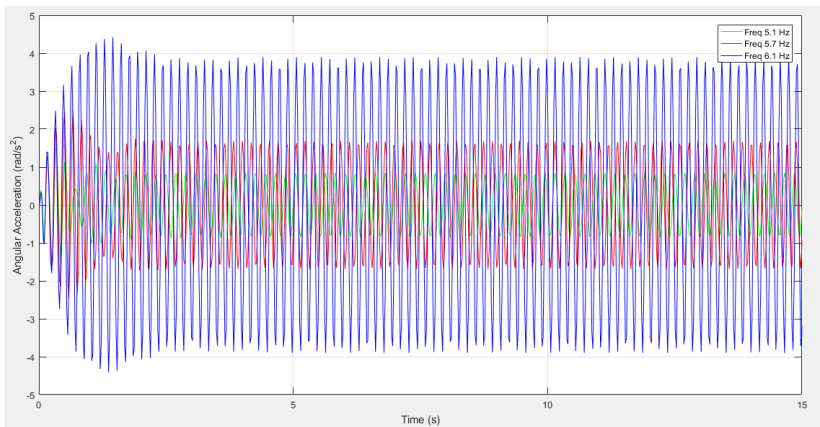
4.4.1. Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama Tanpa CPDVA

Pada analisa respon percepatan translasi dan rotasi massa utama tanpa penambahan CPDVA, diberikan input variasi frekuensi dengan peningkatan variasi frekuensi operasi sesuai dengan yang telah dilakukan pada penelitian terdahulu^[10]. Variasi frekuensi yang pertama yaitu 5,1 Hz, variasi frekuensi yang kedua disesuaikan dengan frekuensi operasi sistem yaitu 5,7 Hz, dan variasi frekuensi yang ketiga yaitu 6,1 Hz. Parameter yang digunakan sesuai dengan tabel 3.1.

Hasil yang diperoleh yaitu berupa respon percepatan seperti pada gambar 4.6 berikut.



(a) Translasi



(b) Rotasi

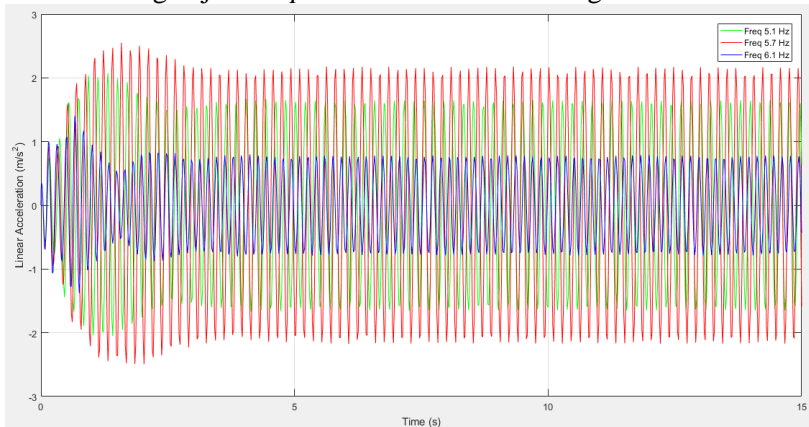
Gambar 4.6 Respon percepatan tanpa CPDVA

Pada gambar respon getaran 4.6 (a) dan (b) diatas untuk garis hijau menunjukkan frekuensi 5,1 Hz, untuk warna merah frekuensi 5,7 Hz, dan untuk warna biru frekuensi 6,1 Hz. Dari grafik tersebut terlihat bahwa frekuensi 6,1 Hz mempunyai nilai amplitudo yang paling tinggi. Hal ini dikarenakan

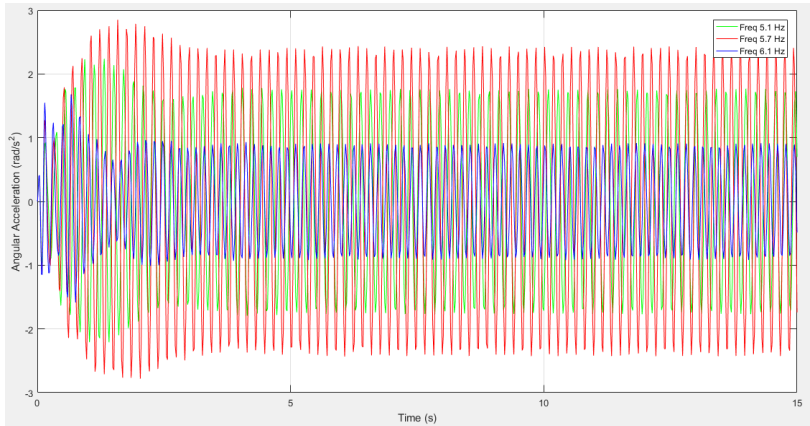
frekuensi 6,1 Hz berada dekat dengan frekuensi natural dari sistem. Berdasarkan nilai RMS percepatan pada frekuensi 6,1 Hz yang diperoleh dari proses simulasi didapatkan nilai $2,3177 \text{ m/s}^2$ untuk arah translasi dan $2,7332 \text{ rad/s}^2$ untuk arah rotasi.

4.4.2. Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama dengan Peletakan CPDVA pada Jarak $b_1 = 0 \text{ cm}$

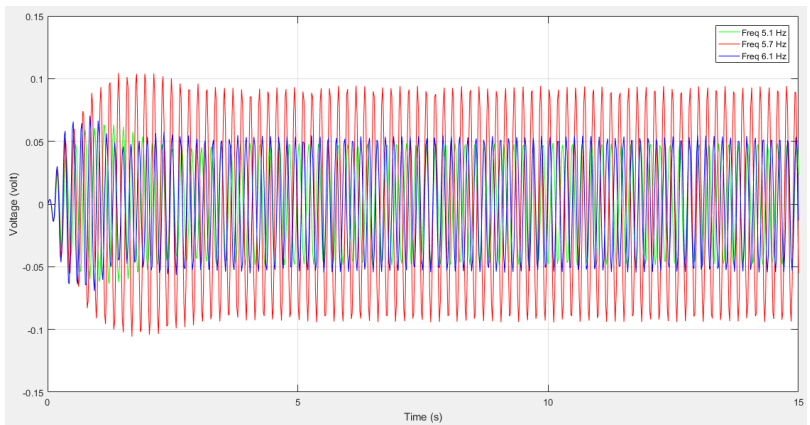
Penempatan CPDVA pada jarak 0 cm Hasil Respon percepatan translasi dan rotasi serta Energi listrik bangkitan pada penempatan CPDVA 0 cm dari titik pusat massa hasil dari simulasi dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah sebagai berikut:



(a) Translasi



(b) Rotasi



(c) Energi Bangkitan

Gambar 4.7 Respon percepatan dengan peletakkan CPDVA
0cm dengan 8 *piezoelectric*

Pada gambar 4.7 (a) merupakan hasil respon percepatan arah translasi, untuk input frekuensi 5,1 Hz digambarkan dengan respon berwarna hijau, untuk frekuensi input 5,7 Hz digambarkan dengan respon berwarna merah, dan

input frekuensi 6,1 Hz digambarkan dengan respon warna biru. Terlihat bahwa amplitudo yang paling besar pada frekuensi 5,7 Hz dan amplitudo yang paling kecil pada frekuensi 6,1 Hz. Begitu juga pada gambar 4.7 (b) dimana nilai amplitudo pada percepatan rotasi yang paling besar terdapat pada frekuensi 5,7 Hz dan yang paling kecil di frekuensi 6,1 Hz. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan setelah sistem utama diberi CPDVA dengan variasi jarak 0 cm, frekuensi natural dari sistem utama tersebut yang awalnya berada pada frekuensi 6,1 Hz bergeser pada frekuensi 5,7 Hz. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada *bode diagram* pada gambar 4.5.

Pada gambar 4.7 (c) digambarkan untuk respon frekuensi sama seperti pada gambar 4.7 (a) dan (b). terlihat bahwa Energi listrik bangkitan (volt) yang terbesar pada frekuensi 5,7 Hz dan yang paling kecil pada frekuensi 6,1 Hz. Hal tersebut terjadi dikarenakan semakin besar amplitudo, maka energi listrik yang dihasilkan juga semakin besar.

Dari respon percepatan dan energi bangkitan yang didapat pada gambar 4.7 diperoleh tabel nilai RMS respon percepatan dan energi bangkitan sebagai berikut:

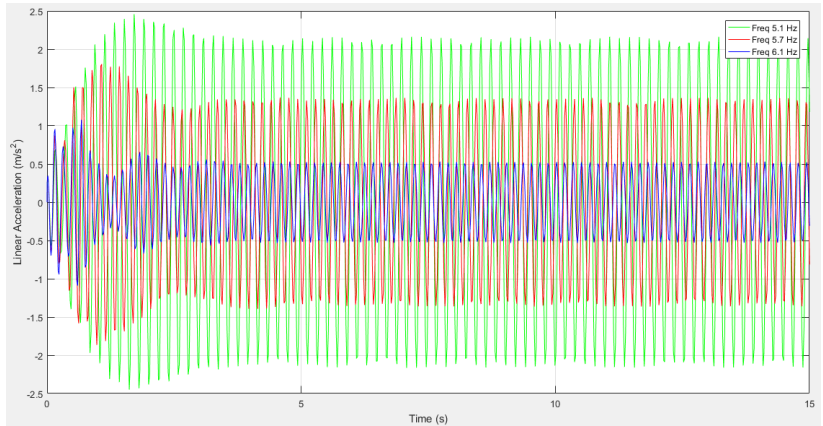
Tabel 4.6 RMS Respon percepatan dan Energi listrik bangkitan dengan Peletakkan CPDVA 0cm

Frekuensi (Hz)	Translasi (m/s^2)			Rotasi (rad/s^2)			Energi Listrik Bangkitan (volt)		
	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz
5,1	1,164	1,166	1,168	1,247	1,2488	1,250	0,035	0,054	0,078
5,7	1,522	1,517	1,511	1,702	1,696	1,689	0,065	0,102	0,147
6,1	0,565	0,563	0,561	0,656	0,654	0,652	0,038	0,059	0,084

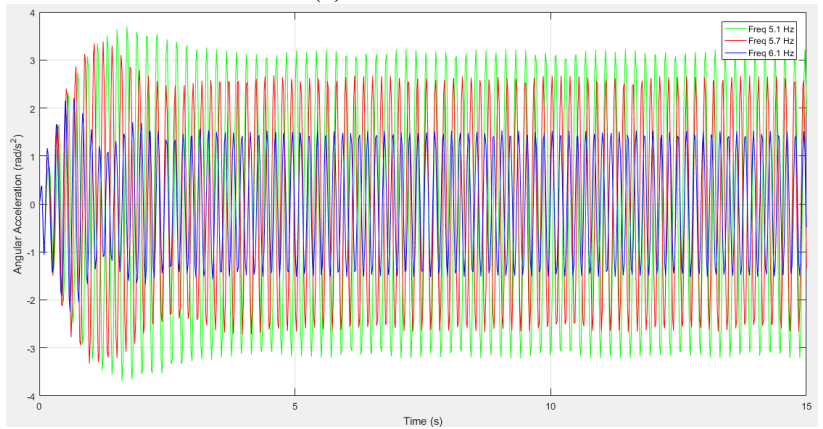
4.4.3. Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama dengan Peletakkan CPDVA pada Jarak $b_2 = 10$ cm

Penempatan CPDVA pada jarak 10 cm Hasil Respon percepatan translasi dan rotasi serta Energi listrik bangkitan

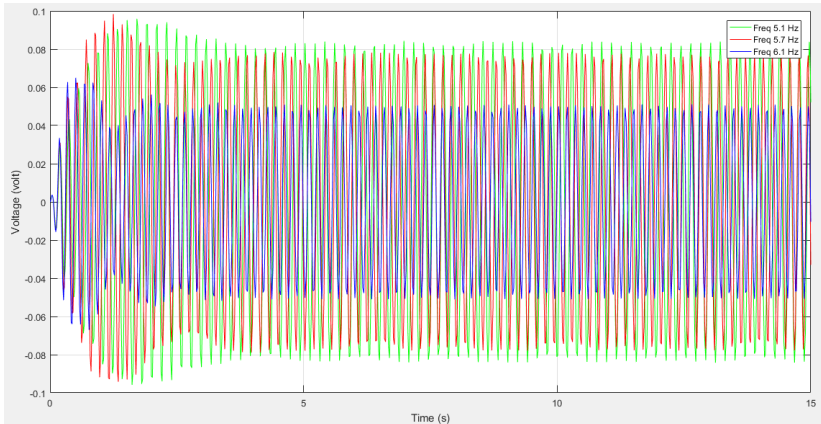
pada penempatan CPDVA 10 cm dari titik pusat massa hasil dari simulasi dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah sebagai berikut:



(a) Translasi



(b) Rotasi



(c) Energi Bangkitan

Gambar 4.8 Respon percepatan dengan peletakkan CPDVA 10cm dengan 8 *piezoelectric*

Pada gambar 4.8 (a) merupakan hasil respon percepatan arah translasi, untuk input frekuensi 5,1 Hz digambarkan dengan respon berwarna hijau, untuk frekuensi input 5,7 Hz digambarkan dengan respon berwarna merah, dan input frekuensi 6,1 Hz digambarkan dengan respon warna biru. Terlihat bahwa amplitudo yang paling besar pada frekuensi 5,1 Hz dan amplitudo yang paling kecil pada frekuensi 6,1 Hz. Begitu juga pada gambar 4.8 (b) dimana nilai amplitudo pada percepatan rotasi yang paling besar terdapat pada frekuensi 5,1 Hz dan yang paling kecil di frekuensi 6,1 Hz. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan setelah sistem utama diberi CPDVA dengan variasi jarak 10 cm, frekuensi natural dari sistem utama tersebut yang awalnya berada pada frekuensi 6,1 Hz bergeser pada frekuensi 5,1 Hz. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada *bode diagram* pada gambar 4.5.

Pada gambar 4.8 (c) digambarkan untuk respon frekuensi sama seperti pada gambar 4.8 (a) dan (b). terlihat bahwa Energi listrik bangkitan (volt) yang terbesar pada

frekuensi 5,1 Hz dan yang paling kecil pada frekuensi 6,1 Hz. Hal tersebut terjadi dikarenakan semakin besar amplitudo, maka energi listrik yang dihasilkan juga semakin besar.

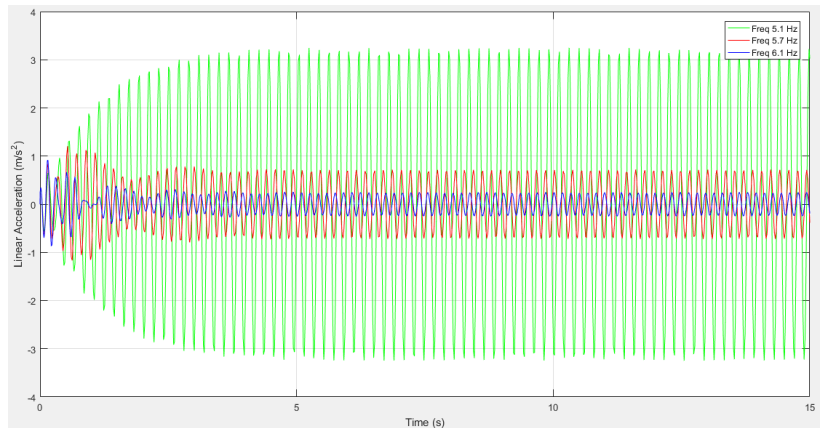
Dari respon percepatan dan energi bangkitan yang didapat pada gambar 4.8 diperoleh tabel nilai RMS respon percepatan dan energi bangkitan sebagai berikut:

Tabel 4.7 RMS Respon percepatan dan Energi listrik bangkitan dengan Peletakan CPDVA 10cm

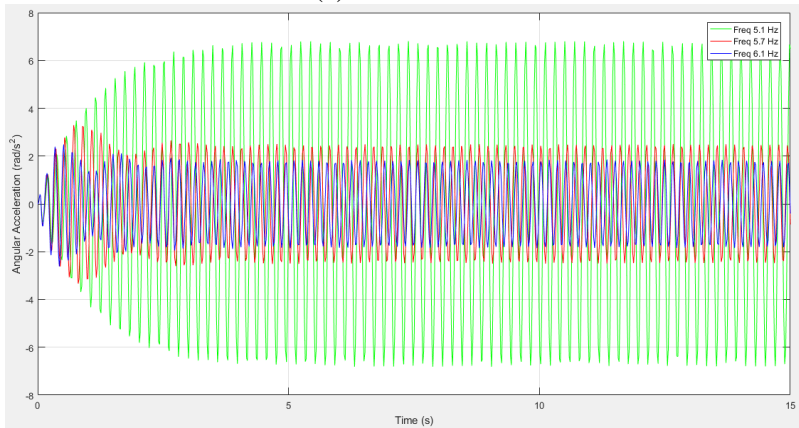
Frekuensi (Hz)	Translasi (m/s^2)			Rotasi (rad/s^2)			Energi Listrik Bangkitan (volt)		
	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz
5,1	1,508	1,512	1,515	2,251	2,258	2,264	0,059	0,092	0,134
5,7	0,970	0,966	0,963	1,878	1,873	1,868	0,055	0,085	0,123
6,1	0,396	1,067	0,035	0,395	0,395	0,055	0,394	1,063	0,079

4.4.4. Analisa Respon Percepatan Translasi dan Rotasi Massa Utama dengan Peletakan CPDVA pada Jarak $b_3 = 20$ cm

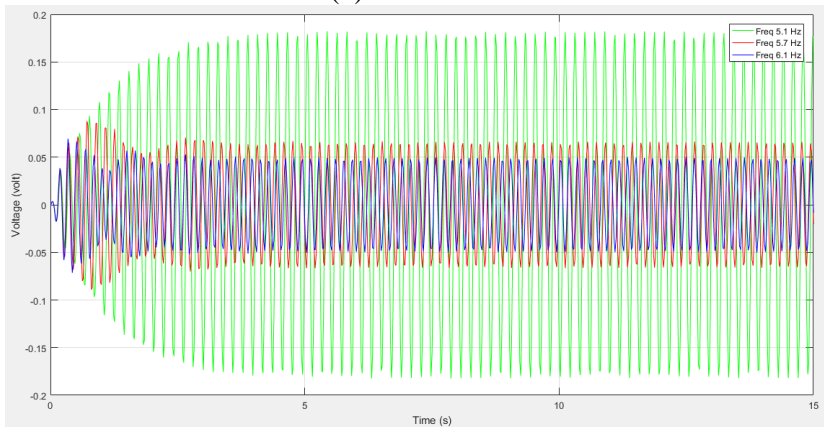
Penempatan CPDVA pada jarak 20 cm Hasil Respon percepatan translasi dan rotasi serta Energi listrik bangkitan pada penempatan CPDVA 20 cm dari titik pusat massa hasil dari simulasi dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah sebagai berikut:



(a) Translasi



(b) Rotasi



(c) Energi Bangkitan

Gambar 4.9 Respon percepatan dengan peletakkan CPDVA 20cm dengan 8 *piezoelectric*

Pada gambar 4.9 (a) merupakan hasil respon percepatan arah translasi, untuk input frekuensi 5,1 Hz digambarkan dengan respon berwarna hijau, untuk frekuensi

input 5,7 Hz digambarkan dengan respon berwarna merah, dan input frekuensi 6,1 Hz digambarkan dengan respon warna biru. Terlihat bahwa amplitudo yang paling besar pada frekuensi 5,1 Hz dan amplitudo yang paling kecil pada frekuensi 6,1 Hz. Begitu juga pada gambar 4.8 (b) dimana nilai amplitudo pada percepatan rotasi yang paling besar terdapat pada frekuensi 5,1 Hz dan yang paling kecil di frekuensi 6,1 Hz. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan setelah sistem utama diberi CPDVA dengan variasi jarak 20 cm, frekuensi natural dari sistem utama tersebut yang awalnya berada pada frekuensi 6,1 Hz bergeser pada frekuensi 5,1 Hz. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada *bode diagram* pada gambar 4.5.

Pada gambar 4.9 (c) digambarkan untuk respon frekuensi sama seperti pada gambar 4.9 (a) dan (b). terlihat bahwa Energi listrik bangkitan (volt) yang terbesar pada frekuensi 5,1 Hz dan yang paling kecil pada frekuensi 6,1 Hz. Hal tersebut terjadi dikarenakan semakin besar amplitudo, maka energi listrik yang dihasilkan juga semakin besar.

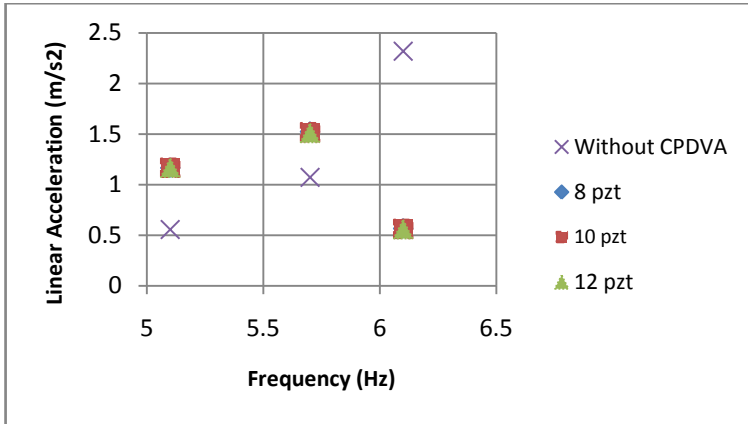
Dari respon percepatan dan energi bangkitan yang didapat pada gambar 4.9 diperoleh tabel nilai RMS respon percepatan dan energi bangkitan sebagai berikut:

Tabel 4.8 RMS Respon percepatan dan Energi listrik bangkitan dengan Peletakkan CPDVA 20cm

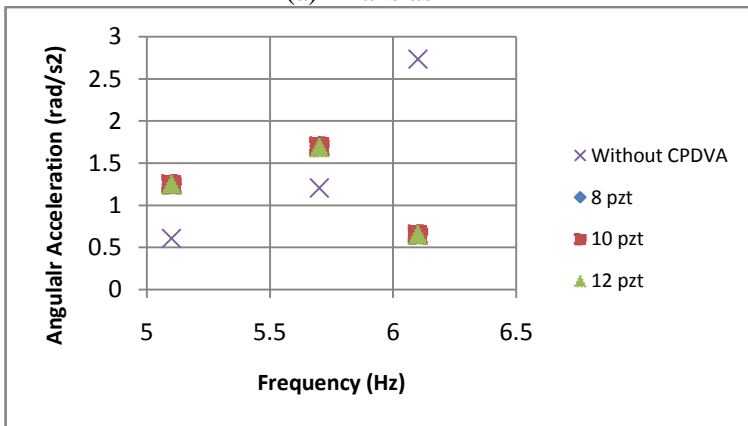
Frekuensi (Hz)	Translasi (m/s^2)			Rotasi (rad/s^2)			Energi Listrik Bangkitan (volt)		
	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz
5.1	2,162	2,164	2,168	4,541	4,550	4,563	0,122	0,190	0,275
5.7	0,521	0,519	0,517	1,757	1,754	1,750	0,047	0,073	0,105
6.1	0,207	1,265	0,034	0,206	1,264	0,054	0,205	1,261	0,077

4.4.5. Grafik Perbandingan dari Variasi CPDVA dengan $b=0$ cm

Dari analisa yang dilakukan pada subbab 4.4.2 sampai 4.4.4 didapat grafik perbandingan seperti pada gambar 4.10 berikut:



(a) Translasi



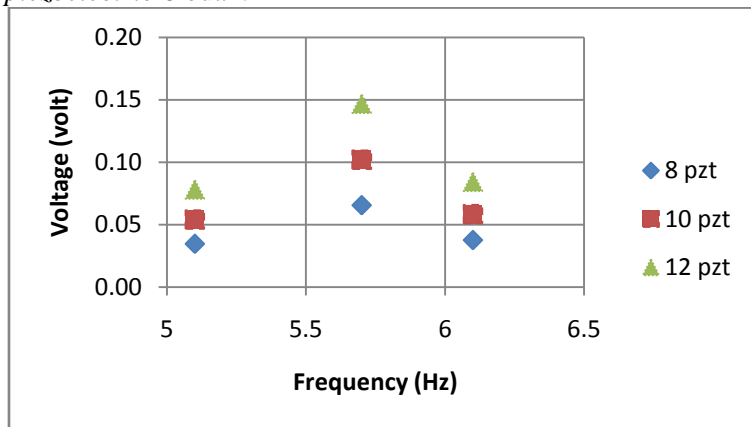
(b) Rotasi

Gambar 4.10 Grafik perbandingan pengaruh variasi input frekuensi pada arah gerak translasi dan rotasi saat $b = 0$ cm

Pada Gambar 4.10 (a) terlihat bahwa nilai redaman pada input frekuensi 5,1 Hz dengan *piezoelectric* 8 buah didapatkan nilai RMS sebesar $1,164 \text{ m/s}^2$. Ketika pada inputan frekuensi 5,7 nilai RMS naik dengan nilai $1,522 \text{ m/s}^2$, dan pada inputan frekuensi 6,1 Hz nilai RMS mengalami penurunan

dengan nilai $0,561 \text{ m/s}^2$. Untuk nilai RMS pada *piezoelectric* 10 buah dan 12 buah tidak terlalu berbeda dengan nilai RMS pada jumlah *piezoelectric* 8 buah.

Pada Gambar grafik 4.10 (b) terlihat bahwa nilai redaman pada input frekuensi 5,1 Hz dengan *piezoelectric* 8 buah didapatkan nilai RMS sebesar $1,247 \text{ rad/s}^2$. ketika pada inputan frekuensi 5,7 nilai RMS naik dengan nilai $0,702 \text{ rad/s}^2$, dan pada inputan frekuensi 6,1 Hz nilai RMS mengalami penurunan dengan nilai $0,656 \text{ rad/s}^2$. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA dapat meredam frekuensi natural dari sistem utama yang sebelumnya berada pada frekuensi input 6,1 Hz. Untuk nilai RMS pada *piezoelectric* 10 buah dan 12 buah tidak terlalu berbeda dengan nilai RMS pada jumlah *piezoelectric* 8 buah.



Gambar 4.11 Grafik perbandingan pengaruh variasi input frekuensi dan jumlah *piezoelectric* saat $b=0 \text{ cm}$

Pada gambar grafik 4.11 terlihat bahwa nilai frekuensi semakin besar maka bangkitan listriknya akan semakin besar. Listrik terbesar bisa didapatkan dengan nilai 0,065 volt pada frekuensi 5,7 Hz dan semakin banyak jumlah *piezoelectric* maka listrik yang dihasilkan juga semakin besar.

4.4.6. Analisa Reduksi Hasil Simulasi

4.4.6.1. Analisa Reduksi Hasil Simulasi pada Arah Gerak Translasi

Dari simulasi yang telah dilakukan didapatkan hasil reduksi pada arah gerak translasi sebagai berikut:

Tabel 4.9 Hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi ($b = 0 \text{ cm}$)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
0 cm	5,1	8	0,5572	1,1641	-108,92
		10		1,166	-109,26
		12		1,1676	-109,55
	5,7	8	1,0715	1,5223	-42,07
		10		1,5167	-41,55
		12		1,511	-41,02
	6,1	8	2,3177	0,565	75,62
		10		0,5632	75,70
		12		0,5613	75,78

Dari tabel 4.9 didapat hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi dengan variasi jarak $b = 0 \text{ cm}$. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 12 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 75,78%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

Tabel 4.10 Hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi (b = 10 cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s ²)	Sesudah (m/s ²)	Reduksi (%)
10 cm	5,1	8	0,5572	1,508	-170,6
		10		1,512	-171,3
		12		1,515	-171,9
	5,7	8	1,0715	0,970	9,5
		10		0,966	9,8
		12		0,963	10,2
	6,1	8	2,3177	0,396	82,9
		10		0,395	83,0
		12		0,394	83,0

Dari tabel 4.10 didapat hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi dengan variasi jarak b = 10 cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 12 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 83%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama 6,1 Hz dan adapun mekanisme CPDVA meredam dengan nilai yang cukup kecil pada frekuensi 5,7 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

Tabel 4.11 Hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi (b = 20 cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s ²)	Sesudah (m/s ²)	Reduksi (%)
20 cm	5,1	8	0,5572	2,1616	-287,94
		10		2,164	-288,37
		12		2,1679	-289,07
	5,7	8	1,0715	0,5213	51,35
		10		0,5193	51,54
		12		0,5172	51,73
	6,1	8	2,3177	0,2065	91,09
		10		0,2057	91,12
		12		0,2049	91,16

Dari tabel 4.11 didapat hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi dengan variasi jarak b = 20 cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 12 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 91,16%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz dan pada frekuensi 5,7 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

4.4.6.2. Analisa Reduksi Hasil Simulasi pada Arah Gerak Rotasi

Dari simulasi yang telah dilakukan didapatkan hasil reduksi pada gerak rotasi sebagai berikut:

Tabel 4.12 reduksi dari simulasi pada arah gerak rotasi ($b = 0$ cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
0 cm	5,1	8	0,6073	1,2468	-105,30
		10		1,2488	-105,63
		12		1,2504	-105,89
	5,7	8	1,2054	1,7019	-41,19
		10		1,6957	-40,68
		12		1,6892	-40,14
	6,1	8	2,7332	0,6559	76,00
		10		0,6537	76,08
		12		0,6515	76,16

Dari tabel 4.12 didapat hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi dengan variasi jarak $b = 0$ cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 12 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 76,16%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

Tabel 4.13 reduksi dari simulasi pada arah gerak rotasi ($b = 10$ cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
10 cm	5,1	8	0,6073	2,2509	-270,64
		10		2,2578	-271,78
		12		2,2642	-272,83
	5,7	8	1,2054	1,8778	-55,78
		10		1,873	-55,38
		12		1,8679	-54,96
	6,1	8	2,7332	1,0667	60,97
		10		1,065	61,03
		12		1,063	61,11

Dari tabel 4.13 didapat hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi dengan variasi jarak $b = 10$ cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 12 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 61,11%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

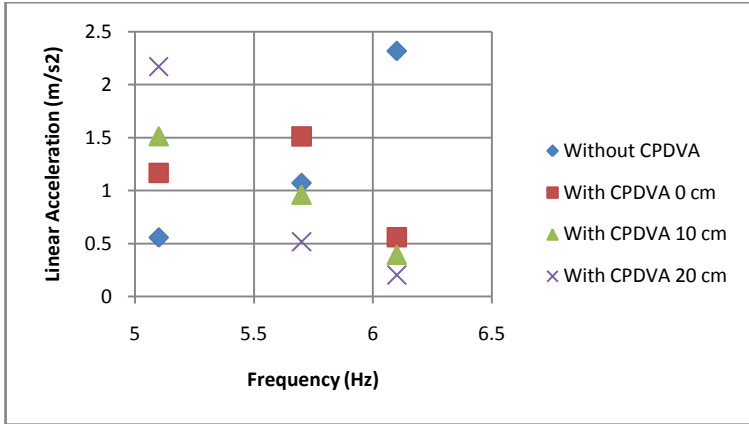
Tabel 4.14 reduksi dari simulasi pada arah gerak rotasi ($b = 20$ cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
20 cm	5,1	8	0,6073	4,5406	-647,67
		10		4,5501	-649,23
		12		4,5626	-651,29
	5,7	8	1,2054	1,757	-45,76
		10		1,7537	-45,49
		12		1,7495	-45,14
	6,1	8	2,7332	1,2648	53,72
		10		1,2635	53,77
		12		1,2613	53,85

Dari tabel 4.14 didapat hasil reduksi dari simulasi pada arah gerak translasi dengan variasi jarak $b = 20$ cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 12 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 53,85%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

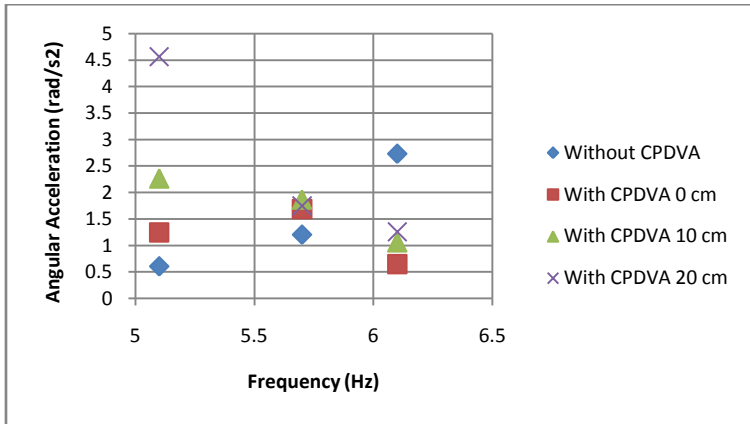
4.4.6.3. Grafik Reduksi dari Hasil Simulasi

Dari tabel hasil reduksi yang telah diperoleh pada subbab 4.4.6.1 dan 4.4.6.2 didapatkan grafik reduksi sebagai berikut:



Gambar 4.12 Grafik reduksi simulasi pada arah translasi dengan 12 pzt

Dari grafik reduksi percepatan arah translasi di atas dapat dilihat bahwa sebelum dipasang CPDVA nilai respon percepatan terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Setelah mekanisme CPDVA dipasang dapat dilihat untuk semua variasi baik frekuensi dan jarak penempatan CPDVA nilai respon terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa setelah dipasang CPDVA pada sistem utama, respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem tersebut teredam oleh mekanisme CPDVA. Sehingga reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Untuk variasi 8 dan 10 pzt didapat hasil yang tidak terlalu signifikan dengan variasi 12 pzt.



Gambar 4.13 Grafik reduksi simulasi pada arah rotasi dengan 12 pzt

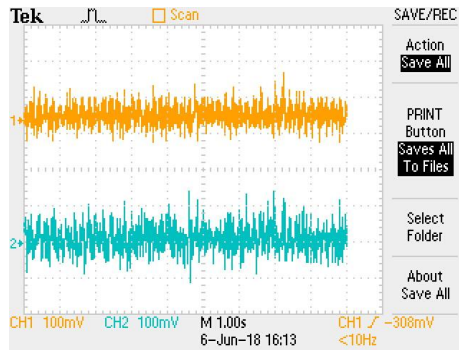
Dari grafik reduksi percepatan arah rotasi di atas dapat dilihat bahwa sebelum dipasang CPDVA nilai respon percepatan terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Setelah mekanisme CPDVA dipasang dapat dilihat untuk semua variasi baik frekuensi dan jarak penempatan CPDVA nilai respon terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa setelah dipasang CPDVA pada sistem utama, respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem tersebut teredam oleh mekanisme CPDVA. Sehingga reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Untuk variasi 8 dan 10 pzt didapat hasil yang tidak terlalu signifikan dengan variasi 12 pzt.

4.5. Analisa Hasil Eksperimen

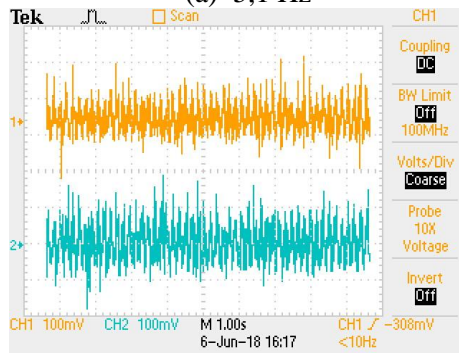
4.5.1. Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama Tanpa CPDVA

Pengujian tanpa CPDVA dilakukan dengan cara pengujian secara langsung pada alat simulator getaran dengan meniadakan CPDVA. Dalam kondisi ini sistem hanya memiliki

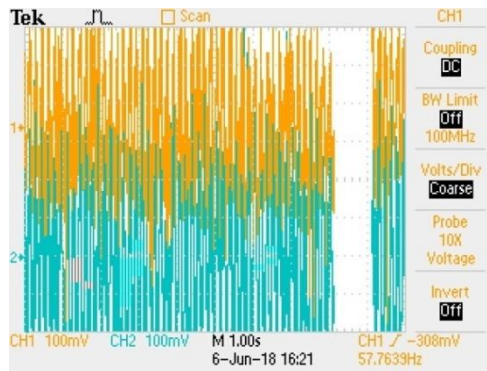
dua derajat kebebasan saja, yaitu pada arah translasi dan rotasi. Gambar 4.14 berikut ini memperlihatkan hasil dari alat oscilloscope respon percepatan arah translasi dan rotasi pada sistem massa utama dengan input frekuensi 5,1 Hz, 5,7 Hz, dan 6,1 Hz dimana variasi tersebut berada di bawah frekuensi natural yang sebelumnya telah diperoleh pada persamaan 4.6 pada sub bab pemodelan matematis sistem utama tanpa CPDVA.



(a) 5,1 Hz



(b) 5,7 Hz



(c) 6,1 Hz

Gambar 4.14 Respon percepatan arah translasi dan rotasi dengan variasi frekuensi

Dari gambar 4.14 (a), (b), dan (c) terlihat bahwa untuk respon percepatan arah translasi pada probe titik tengah di tujukan oleh warna orange dan untuk respon percepatan arah translasi dari probe titik ujung sistem ditujukan oleh warna biru. Dari kedua gambar terlihat bahwa amplitude yang terbesar ditujukan pada input frekuensi 6,1 Hz, hal ini dibuktikan pula dari hasil RMS yang didapat setelah dilakukan *filtering* dan *smoothing* didapat nilai respon percepatan massa utama pada arah translasi sebesar $0,8446 \text{ m/s}^2$ dan $5,6132 \text{ rad/s}^2$ untuk arah rotasi sedangkan pada frekuensi 5,7 Hz di dapatkan nilai RMS sebesar $0,2317 \text{ m/s}^2$ arah translasi dan $1,3662 \text{ rad/s}^2$ untuk percepatan arah rotasi dan pada frekuensi 5,1 Hz didapat nilai RMS sebesar $0,1593 \text{ m/s}^2$ arah translasi dan $0,8115 \text{ rad/s}^2$ untuk percepatan arah rotasi. Dari nilai RMS tersebut mebukttikan bahwa frekuensi operasi dari sistem berada pada frekuensi $\pm 6,1$ Hz karena mempunyai nilai respon percepatan arah translasi dan rotasi yang terbesar. Nilai RMS percepatan arah tranlasi dan rotasi dengan input frekuensi 5,1 Hz, 5,7 Hz dan 6,1 Hz diperoleh melalui beberapa tahapan sebagai berikut:

Data yang diperoleh dari alat oscilloscope berupa angka dengan satuan volt dalam bentuk excel yang sebelumnya

harus diolah terlebih dahulu agar data yang dihasilkan dalam bentuk percepatan (m/s^2) berikut contoh cara mengubah data tersebut :

- Diketahui bahwa *probe accelerometer* memiliki nilai konversi sebagai berikut:

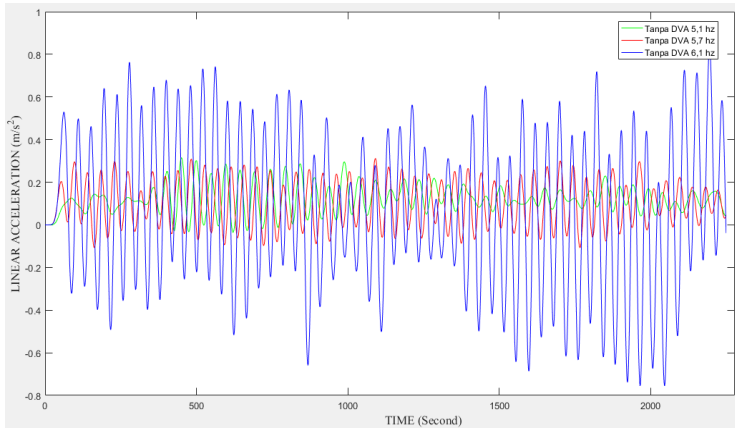
$$\ddot{x} = G \frac{g}{10mV \times \text{perbesaran}} = G \frac{9,81m/s^2}{10mV \times \text{perbesaran}} \quad (4.10)$$

- Untuk nilai G diperoleh dari data angka pada excel dikalikan dengan skala pembacaan pada *oscilloscope*. Misal data angka yang diperoleh adalah 0.6211 kemudian skala pembacaan pada *oscilloscope* adalah 100 mV dan menggunakan perbesaran 10x, maka

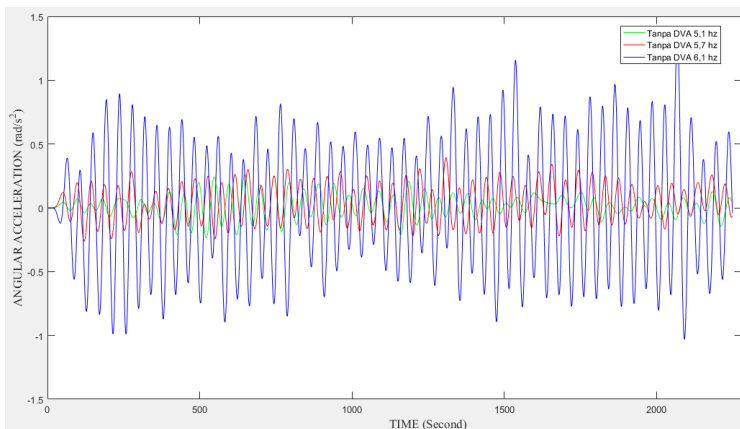
$$\ddot{x} = (0,6211 \times 100mV) \frac{9,81m/s^2}{10 \times 10} = 6,09m/s^2$$

Dimana untuk setiap chanel pada *oscilloscope* diperoleh setiap pengukuran didapat 2500 data (G1). Semua data harus dikonversi ke percepatan. Setelah didapatkan hasil data setelah konversi ke percepatan maka selanjutnya data diolah kembali di program matlab untuk di *filtering* dan *smoothing* untuk menghilangkan *noise* dan memperoleh nilai RMS.

Berikut hasil dari olahan data yang didapat dari pengujian tanpa CPDVA dengan variasi input frekuensi 5,1 Hz, 5,7 Hz, dan 6,1 Hz untuk respon percepatan arah translasi:



(a) Translasi pada titik tengah massa utama



(b) Translasi pada titik ujung massa utama (b=0.2m)

Gambar 4.15 Respon percepatan massa utama tanpa CPDVA

Pada gambar 4.15 (a) dan (b) respon percepatan arah translasi pada titik tengah massa utama maupun pada translasi pada ujung massa utama digambarkan oleh warna merah untuk input frekuensi 5,1 Hz, warna biru untuk input frekuensi 5,7 Hz dan warna hijau untuk input frekuensi 6,1 Hz. Dari grafik

respon yang didapatkan terlihat bahwa amplitude dari frekuensi 6,1 Hz mempunyai nilai yang terbesar. Hal ini menunjukkan bahwa frekuensi natural dari sistem berada pada frekuensi $\pm 6,1$ Hz.

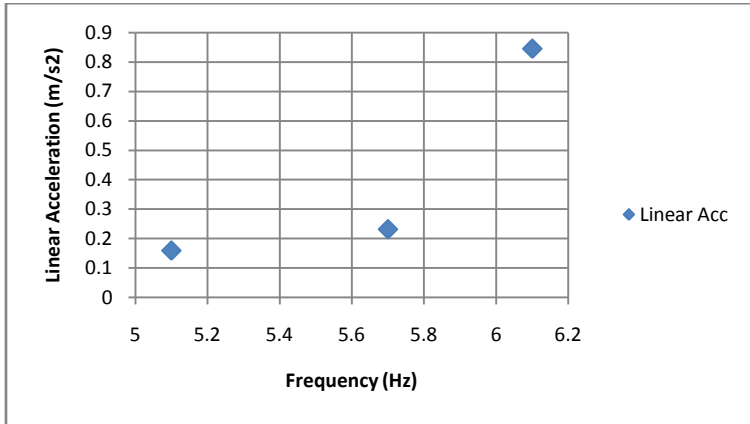
Pengujian dilakukan menggunakan 2 buah *probe accelerometer* yang mana *probe* pertama diletakkan di tengah massa utama dan *probe* yang kedua diletakkan di ujung massa utama dengan jarak 20 cm antara *probe* 1 dengan *probe* yang ke 2, sehingga diperoleh 2 buah grafik respon percepatan. Grafik respon pada titik tengah menggambarkan respon percepatan kearah translasi dan untuk respon percepatan sudut kearah rotasinya digunakan persamaan berikut:

$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{x}}{l} \quad (4.11)$$

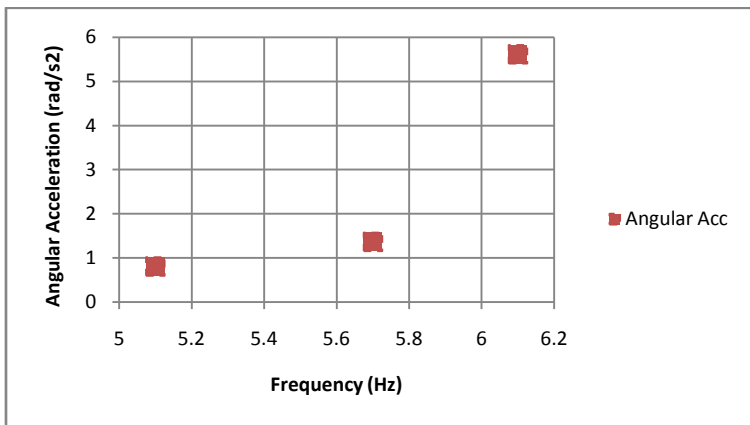
Dimana \ddot{x} = respon pada titik ujung (\ddot{x}_2) – respon pada titik tengah (\ddot{x}_1), maka:

$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1}{l}$$

Berikut nilai RMS yang telah digrafikan Berdasarkan gambar 4.15 terlihat bahwa respon percepatan terbesar terjadi saat frekuensi eksitasi sebesar 6,1 Hz dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural pertama dari sistem utama tanpa penambahan CPDVA. Dari grafik diatas, diperoleh nilai RMS untuk tiap variasi frekuensi yang dapat digambarkan seperti pada grafik berikut:



(a)



(b)

Gambar 4.16 Respon percepatan arah translasi(a) dan rotasi(b) pada massa utama tanpa CPDVA

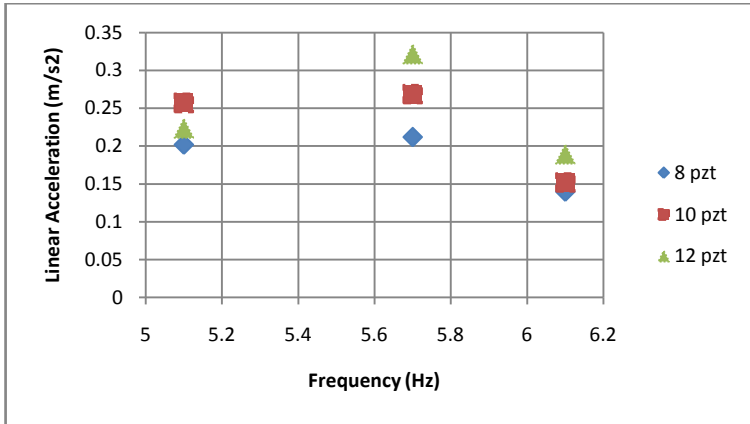
Pada gambar 4.16 terlihat perubahan frekuensi eksitasi yang dilakukan tidak hanya berpengaruh pada respon percepatan translasi pada sistem utama, namun berpengaruh

juga terhadap respon percepatan sudutnya. Tampak bahwa untuk respon percepatan sudut dengan respon percepatan translasi memiliki bentuk grafik yang serupa, dimana trend grafik mengalami kenaikan saat frekuensi input 5,1 Hz hingga frekuensi 6,1 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa sistem utama adalah sistem yang terkopel. Nilai RMS pada frekuensi 5,1 Hz untuk respon percepatan massa utama pada arah translasi sebesar $0,1593 \text{ m/s}^2$ dan untuk arah rotasi didapatkan nilai $0,8115 \text{ rad/s}^2$ sedangkan pada frekuensi 5,7 Hz di dapatkan nilai RMS sebesar $0,2317 \text{ m/s}^2$ arah translasi dan $1,3662 \text{ rad/s}^2$ untuk percepatan arah rotasi dan pada frekuensi 6,1 Hz didapat nilai RMS sebesar $0,8446 \text{ m/s}^2$ arah translasi dan $5,6132 \text{ rad/s}^2$ untuk percepatan arah rotasi. Dari beberapa frekuensi variasi inputan dapat disimpulkan bahwa nilai RMS percepatan translasi dan rotasi didapatkan nilai yang terbesar pada fekuensi natural sistem yaitu pada input frekuensi 6,1 Hz.

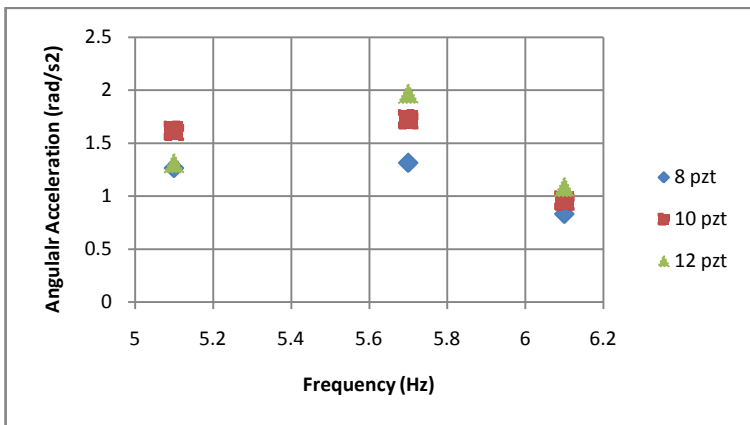
4.5.2. Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA

4.5.2.1. Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA pada Jarak $b_1 = 0 \text{ cm}$

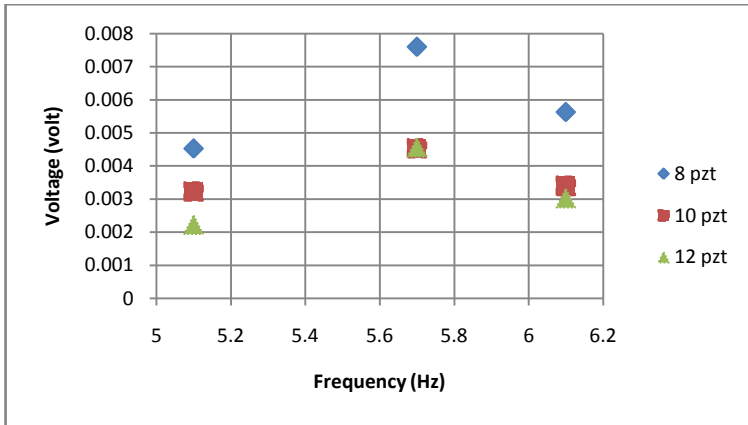
Hasil respon getaran untuk jarak penempatan CPDVA $b_1 = 0 \text{ cm}$ dari titik pusat massa utama didapatkan nilai dari RMS yang telah digrafikkan sebagai berikut:



(a) Translasi



(b) Rotasi



(c) Energi listrik bangkitan

Gambar 4.17 Pengaruh variasi input frekuensi dan energi listrik bangkitan dengan peletakkan CPDVA 0 cm dari pusat massa

Dari gambar 4.17 (a) pada gerak translasi dapat dilihat bahwa hasil dari redaman pada frekuensi 5,1 Hz dengan jumlah 8 *piezoelectric* didapat nilai RMS percepatan sebesar $0,2019 \text{ m/s}^2$. Selanjutnya grafik mengalami kenaikan pada frekuensi 5,7 Hz dengan nilai RMS percepatan sebesar $0,2119 \text{ m/s}^2$. Nilai RMS terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan nilai sebesar $0,1398 \text{ m/s}^2$. Hal ini menunjukkan bahwa redaman terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz, dimana pada frekuensi tersebut sebelumnya merupakan frekuensi natural dari sistem utama tanpa penambahan CPDVA. Untuk variasi *piezoelectric* 10 dan 12 buah memiliki nilai RMS dan trend grafik yang tidak terlalu berbeda dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah.

Pada gambar 4.17 (b) pada arah gerak rotasi dapat dilihat bahwa hasil dari redaman pada frekuensi 5,1 Hz dengan jumlah 8 *piezoelectric* didapat nilai RMS percepatan sudut sebesar $1,2653 \text{ rad/s}^2$. Selanjutnya grafik mengalami kenaikan pada frekuensi 5,7 Hz dengan nilai RMS percepatan sudut sebesar $1,3146 \text{ rad/s}^2$. Nilai RMS terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan nilai sebesar $0,8312 \text{ rad/s}^2$. Hal ini menunjukkan bahwa

redaman terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz, dimana pada frekuensi tersebut sebelumnya merupakan frekuensi natural dari sistem utama tanpa penambahan CPDVA. Untuk variasi *piezoelectric* 10 buah memiliki nilai RMS dan trend grafik yang tidak terlalu berbeda dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah.

Pada gambar 4.17 (c) menunjukkan nilai voltase yang dihasilkan dari redaman. Dapat dilihat bahwa pada variasi 8 *piezoelectric* nilai voltase terbesar terjadi pada frekuensi 5,7 Hz dengan nilai 0,0076 volt. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar nilai RMS yang terjadi maka semakin besar juga nilai voltase yang diperoleh. Untuk variasi 10 dan 12 *piezoelectric* nilai voltase yang dihasilkan lebih kecil dari variasi 8 *piezoelectric*. Hal tersebut dapat terjadi karena *cantilever piezoelectric* memiliki nilai kekakuan dan massa tersendiri, sehingga semakin banyak jumlah *piezoelectric* yang digunakan maka semakin kecil nilai voltase yang dihasilkan.

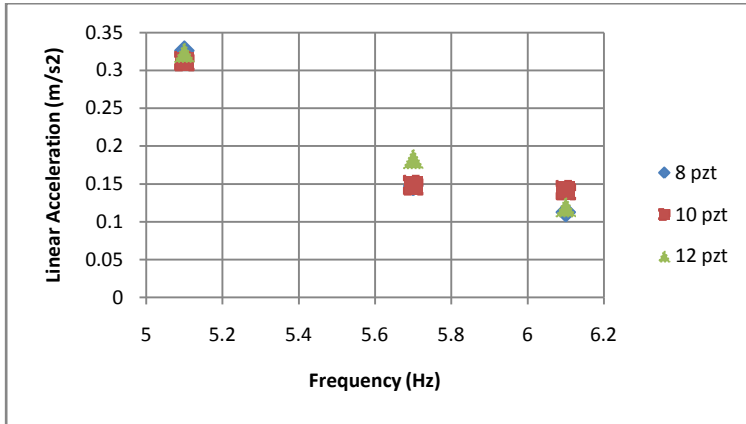
Adapun nilai respon untuk masing-masing variasi dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.15 RMS respon percepatan dan energi listrik bangkitan eksperimen dengan peletakkan CPDVA 0 cm

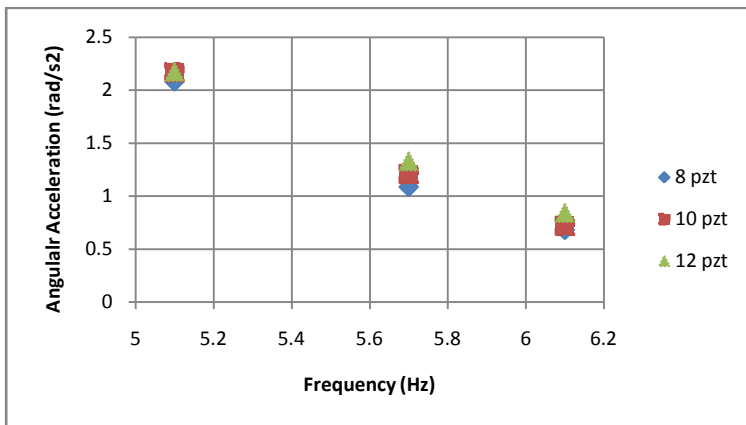
Frekuensi (Hz)	Translasi (m/s^2)			Rotasi (rad/s^2)			Energi Listrik Bangkitan (volt)		
	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz
5,1	0,202	0,257	0,223	1,265	1,616	1,313	0,0045	0,0032	0,0022
5,7	0,212	0,269	0,322	1,315	1,725	1,969	0,0076	0,0045	0,0046
6,1	0,140	0,152	0,189	0,831	0,959	1,090	0,0056	0,0034	0,0030

4.5.2.2. Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA pada Jarak $b_2 = 10$ cm

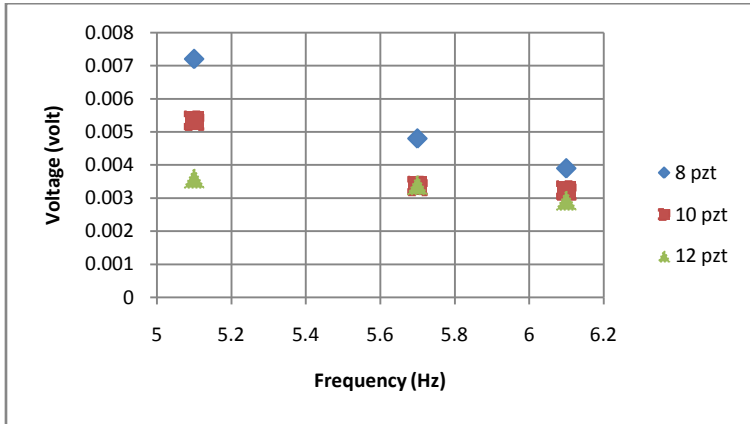
Hasil respon getaran untuk jarak penempatan CPDVA $b_2 = 10$ cm dari titik pusat massa utama didapatkan nilai dari RMS yang telah digrafikkan sebagai berikut:



(a) Translasi



(b) Rotasi



(c) Energi listrik bangkitan

Gambar 4.18 Pengaruh variasi input frekuensi dan energi listrik bangkitan dengan peletakkan CPDVA 10 cm dari pusat massa

Dari gambar 4.18 (a) pada gerak translasi dapat dilihat bahwa hasil dari redaman pada frekuensi 5,1 Hz dengan jumlah 8 *piezoelectric* didapat nilai RMS percepatan sebesar $0,3259 \text{ m/s}^2$, dimana jika dibuat trend maka grafik mengalami penurunan dimana nilai RMS terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan nilai sebesar $0,1126 \text{ m/s}^2$. Hal ini menunjukkan bahwa redaman terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz, dimana pada frekuensi tersebut sebelumnya merupakan frekuensi natural dari sistem utama tanpa penambahan CPDVA. Untuk variasi *piezoelectric* 10 dan 12 buah memiliki nilai RMS dan trend grafik yang tidak terlalu berbeda dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah.

Pada gambar 4.18 (b) pada arah gerak rotasi dapat dilihat bahwa hasil dari redaman pada frekuensi 5,1 Hz dengan jumlah 8 *piezoelectric* didapat nilai RMS percepatan sudut sebesar $2,0827 \text{ rad/s}^2$, dimana jika dibuat trend maka grafik mengalami penurunan dimana nilai RMS terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan nilai sebesar $0,6824 \text{ rad/s}^2$. Hal ini menunjukkan bahwa redaman terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz, dimana pada frekuensi tersebut sebelumnya merupakan

frekuensi natural dari sistem utama tanpa penambahan CPDVA. Untuk variasi *piezoelectric* 10 dan 12 buah memiliki nilai RMS dan trend grafik yang tidak terlalu berbeda dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah.

Pada gambar 4.18 (c) menunjukkan nilai voltase yang dihasilkan dari redaman. Dapat dilihat bahwa pada variasi 8 *piezoelectric* nilai voltase terbesar terjadi pada frekuensi 5,1 Hz dengan nilai 0,0072 volt. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar nilai RMS yang terjadi maka semakin besar juga nilai voltase yang diperoleh. Untuk variasi 10 dan 12 *piezoelectric* nilai voltase yang dihasilkan lebih kecil dari variasi 8 *piezoelectric*. Hal tersebut dapat terjadi karena *cantilever piezoelectric* memiliki nilai kekakuan dan massa tersendiri, sehingga semakin banyak jumlah *piezoelectric* yang digunakan maka semakin kecil nilai voltase yang dihasilkan.

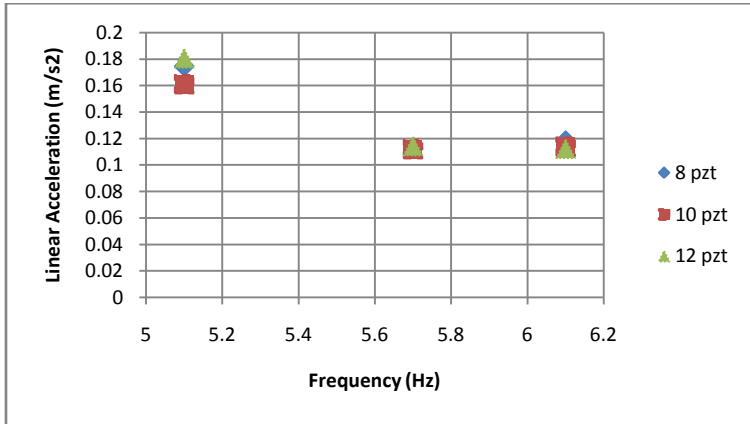
Adapun nilai respon untuk masing-masing variasi dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.16 RMS respon percepatan dan energi listrik bangkitan eksperimen dengan peletakan CPDVA 10 cm

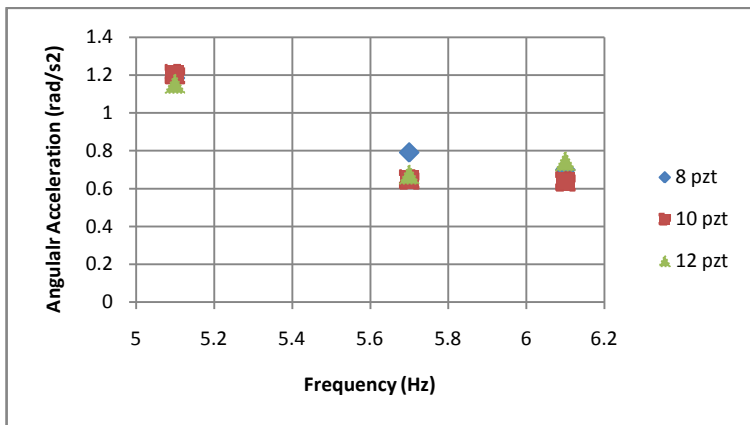
Frekuensi (Hz)	Translasi (m/s^2)			Rotasi (rad/s^2)			Energi Listrik Bangkitan (volt)		
	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz
5,1	0,326	0,312	0,323	2,083	2,169	2,176	0,0072	0,0053	0,0036
5,7	0,147	0,149	0,183	1,089	1,208	1,331	0,0048	0,0034	0,0034
6,1	0,113	0,142	0,120	0,682	0,720	0,844	0,0039	0,0032	0,0029

4.5.2.3. Analisa Mekanisme Sistem Massa Utama dengan CPDVA pada Jarak $b_3 = 20$ cm

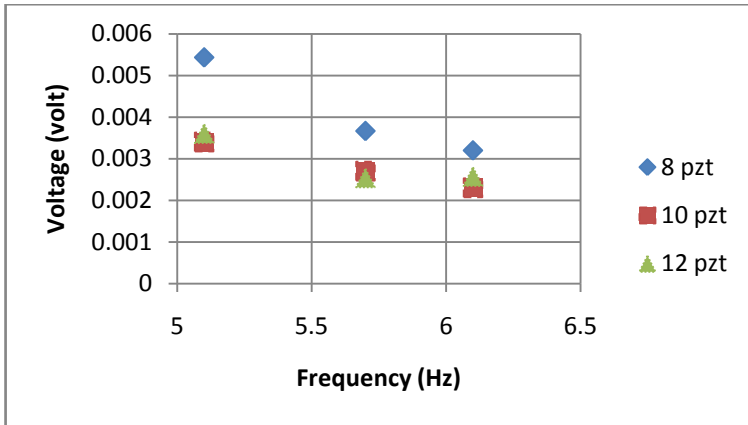
Hasil respon getaran untuk jarak penempatan CPDVA $b_3 = 20$ cm dari titik pusat massa utama didapatkan nilai dari RMS yang telah digrafikkan sebagai berikut:



(a) Translasi



(b) Rotasi



(c) Energi listrik bangkitan

Gambar 4.19 Pengaruh variasi input frekuensi dan energi listrik bangkitan dengan peletakkan CPDVA 20 cm dari pusat massa

Dari gambar 4.19 (a) pada gerak translasi dapat dilihat bahwa hasil dari redaman pada frekuensi 5,1 Hz dengan jumlah 8 *piezoelectric* didapat nilai RMS percepatan sebesar $0,1745 \text{ m/s}^2$. Selanjutnya grafik mengalami penurunan pada frekuensi 5,7 Hz dengan nilai RMS $0,1128 \text{ m/s}^2$ dan mengalami kenaikan yang tidak terlalu signifikan pada frekuensi 6,1 Hz dengan nilai RMS sebesar $0,1184 \text{ m/s}^2$. Hal ini menunjukkan bahwa redaman terbesar terjadi pada frekuensi 5,7 Hz. Untuk variasi *piezoelectric* 10 dan 12 buah memiliki nilai RMS dan trend grafik yang tidak terlalu berbeda dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah.

Pada gambar 4.19 (b) pada arah gerak rotasi dapat dilihat bahwa hasil dari redaman pada frekuensi 5,1 Hz dengan jumlah 8 *piezoelectric* didapat nilai RMS percepatan sudut sebesar $1,1835 \text{ rad/s}^2$. Selanjutnya grafik mengalami penurunan pada frekuensi 5,7 Hz dengan nilai RMS $0,7909 \text{ rad/s}^2$ dan kembali mengalami penurunan yang tidak terlalu signifikan pada frekuensi 6,1 Hz dengan nilai RMS sebesar $0,6994 \text{ rad/s}^2$. Untuk variasi *piezoelectric* 10 dan 12 buah memiliki nilai RMS dan

trend grafik yang tidak terlalu berbeda dengan jumlah *piezoelectric* 8 buah.

Pada gambar 4.19 (c) menunjukkan nilai voltase yang dihasilkan dari redaman. Dapat dilihat bahwa pada variasi 8 *piezoelectric* nilai voltase terbesar terjadi pada frekuensi 5,1 Hz dengan nilai 0,0054 volt. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar nilai RMS yang terjadi maka semakin besar juga nilai voltase yang diperoleh. Untuk variasi 10 dan 12 *piezoelectric* nilai voltase yang dihasilkan lebih kecil dari variasi 8 *piezoelectric*. Hal tersebut dapat terjadi karena *cantilever piezoelectric* memiliki nilai kekakuan dan massa tersendiri, sehingga semakin banyak jumlah *piezoelectric* yang digunakan maka semakin kecil nilai voltase yang dihasilkan.

Adapun nilai respon untuk masing-masing variasi dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.17 RMS respon percepatan dan energi listrik bangkitan eksperimen dengan peletakkan CPDVA 20 cm

Frekuensi (Hz)	Translasi (m/s^2)			Rotasi (rad/s^2)			Energi Listrik Bangkitan (volt)		
	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz	8pz	10pz	12pz
5,1	0,174	0,161	0,181	1,184	1,204	1,156	0,0054	0,0034	0,0036
5,7	0,113	0,112	0,114	0,791	0,649	0,675	0,0037	0,0027	0,0025
6,1	0,118	0,114	0,112	0,699	0,639	0,745	0,0032	0,0023	0,0026

4.5.3. Analisa Hasil Reduksi Eksperimen

4.5.3.1. Analisa Hasil Reduksi Eksperimen pada Arah Gerak Translasi

Dari eksperimen yang telah dilakukan didapatkan hasil reduksi pada arah gerak translasi sebagai berikut:

Tabel 4.18 Hasil reduksi dari Eksperimen pada arah gerak translasi ($b = 0$ cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
0 cm	5,1	8	0,1593	0,202	-26,76
		10		0,257	-61,44
		12		0,223	-40,18
	5,7	8	0,2317	0,212	8,53
		10		0,269	-15,97
		12		0,322	-38,80
	6,1	8	0,845	0,140	83,46
		10		0,152	82,00
		12		0,189	77,61

Dari tabel 4.18 didapat hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak translasi dengan variasi jarak $b = 0$ cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 8 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 83,46%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

Tabel 4.19 Hasil reduksi dari Eksperimen pada arah gerak translasi ($b = 10$ cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
10 cm	5,1	8	0,1593	0,326	-104,60
		10		0,312	-95,98
		12		0,323	-103,01
	5,7	8	0,2317	0,147	36,50
		10		0,149	35,91
		12		0,183	20,96
	6,1	8	0,845	0,113	86,67
		10		0,142	83,20
		12		0,120	85,86

Dari tabel 4.19 didapat hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak translasi dengan variasi jarak $b = 10$ cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 8 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 86,67%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz dan pada frekuensi 5,7 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

Tabel 4.20 Hasil reduksi dari Eksperimen pada arah gerak translasi ($b = 20 \text{ cm}$)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
20 cm	5,1	8	0,1593	0,174	-9,52
		10		0,161	-1,00
		12		0,181	-13,39
	5,7	8	0,2317	0,113	51,33
		10		0,112	51,65
		12		0,114	50,70
	6,1	8	0,845	0,118	85,98
		10		0,114	86,53
		12		0,112	86,72

Dari tabel 4.20 didapat hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak translasi dengan variasi jarak $b = 20 \text{ cm}$. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 12 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 86,72%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz dan pada frekuensi 5,7 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

4.5.3.2. Analisa Hasil Reduksi Eksperimen pada Arah Gerak Rotasi

Dari eksperimen yang telah dilakukan didapatkan hasil reduksi pada arah gerak rotasi sebagai berikut:

Tabel 4.21 Hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi (b = 0 cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
0 cm	5,1	8	0,812	1,265	-55,83
		10		1,616	-99,07
		12		1,313	-61,75
	5,7	8	1,366	1,315	3,77
		10		1,725	-26,27
		12		1,969	-44,14
	6,1	8	5,613	0,831	85,19
		10		0,959	82,92
		12		1,090	80,58

Dari tabel 4.21 didapat hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi dengan variasi jarak $b = 0$ cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 8 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 85,19%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 dan 5,7 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

Tabel 4.22 Hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi (b = 10 cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s ²)	Sesudah (m/s ²)	Reduksi (%)
10 cm	5,1	8	0,812	2,083	-156,49
		10		2,169	-167,09
		12		2,176	-167,99
	5,7	8	1,366	1,089	20,29
		10		1,208	11,56
		12		1,331	2,55
	6,1	8	5,613	0,682	87,84
		10		0,720	87,17
		12		0,844	84,97

Dari tabel 4.22 didapat hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi dengan variasi jarak b = 10 cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 8 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 87,84%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz dan pada frekuensi 5,7 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

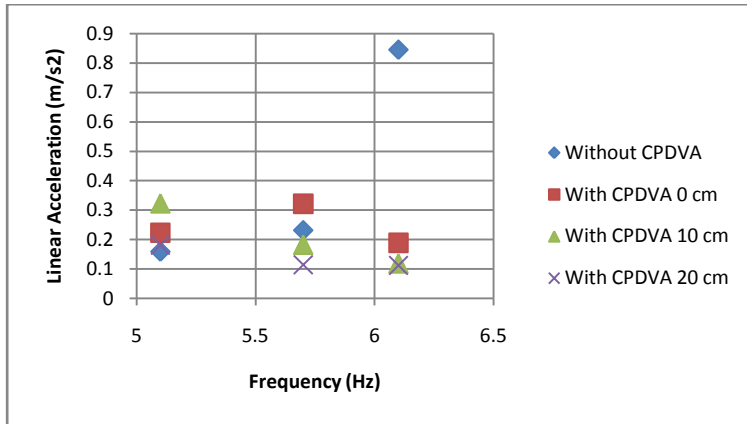
Tabel 4.23 Hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi (b = 20 cm)

Jarak (cm)	Frek (Hz)	PZT	Sebelum (m/s^2)	Sesudah (m/s^2)	Reduksi (%)
20 cm	5,1	8	0,812	1,184	-45,76
		10		1,204	-48,28
		12		1,156	-42,30
	5,7	8	1,366	0,791	42,10
		10		0,649	52,51
		12		0,675	50,56
	6,1	8	5,613	0,699	87,54
		10		0,639	88,62
		12		0,745	86,73

Dari tabel 4.23 didapat hasil reduksi dari eksperimen pada arah gerak rotasi dengan variasi jarak $b = 20$ cm. Dapat dilihat bahwa reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dengan jumlah pzt 10 buah. Adapun nilai persentase reduksi yang didapat yaitu sebesar 88,62%. Hal ini menunjukkan bahwa mekanisme CPDVA mampu meredam respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem utama. Pada frekuensi 5,1 Hz didapatkan hasil reduksi dengan nilai minus. Hal tersebut menunjukkan bahwa pada frekuensi 5,1 Hz mekanisme CPDVA tidak meredam sama sekali, dengan kata lain mekanisme CPDVA tersebut hanya mereduksi getaran pada frekuensi natural sistem utama, yaitu 6,1 Hz dan pada frekuensi 5,7 Hz. Hasil tersebut sesuai dengan *bode diagram* yang sebelumnya telah didapat pada gambar 4.5.

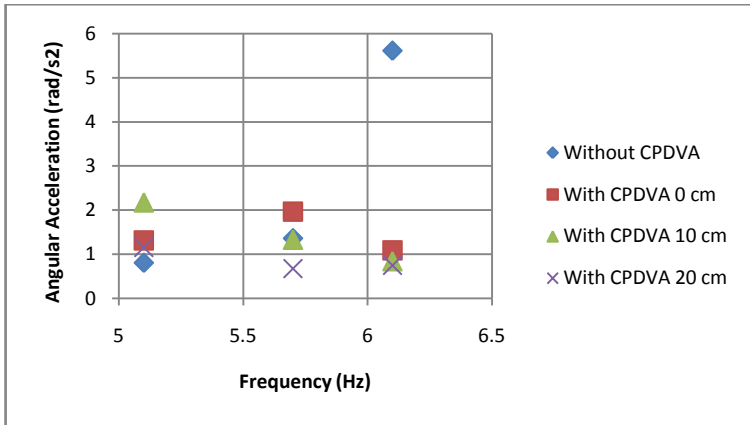
4.5.3.3. Grafik Reduksi Hasil Eksperimen

Dari hasil reduksi yang telah diperoleh pada subbab 4.5.3.1 dan 4.5.3.2 dapat dibuat grafik reduksi sebagai berikut:



Gambar 4.20 Grafik reduksi eksperimen pada arah translasi dengan 12 pzt

Dari grafik reduksi percepatan arah translasi di atas dapat dilihat bahwa sebelum dipasang CPDVA nilai respon percepatan terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Setelah mekanisme CPDVA dipasang dapat dilihat untuk semua variasi baik frekuensi dan jarak penempatan CPDVA nilai respon terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa setelah dipasang CPDVA pada sistem utama, respon percepatan pada frekuensi natural dari sistem tersebut teredam oleh mekanisme CPDVA. Sehingga reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Untuk variasi 8 dan 10 pzt didapat hasil yang tidak terlalu signifikan dengan variasi 12 pzt.



Gambar 4.21 Grafik reduksi eksperimen pada arah rotasi dengan 12 pzt

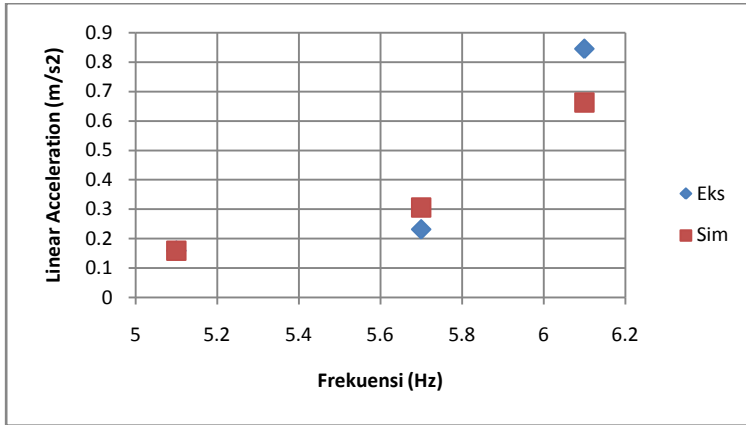
Dari grafik reduksi percepatan arah translasi di atas dapat dilihat bahwa sebelum dipasang CPDVA nilai respon percepatan terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem utama. Setelah mekanisme CPDVA dipasang dapat dilihat untuk semua variasi baik frekuensi dan jarak penempatan CPDVA nilai respon terkecil terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa setelah dipasang CPDVA pada sistem utama, respon percepatan sudut pada frekuensi natural dari sistem tersebut teredam oleh mekanisme CPDVA. Sehingga reduksi terbesar terjadi pada frekuensi 6,1 Hz. Untuk variasi 8 dan 10 pzt didapat hasil yang tidak terlalu signifikan dengan variasi 12 pzt.

4.6. Pembahasan Simulasi dan Eksperimen

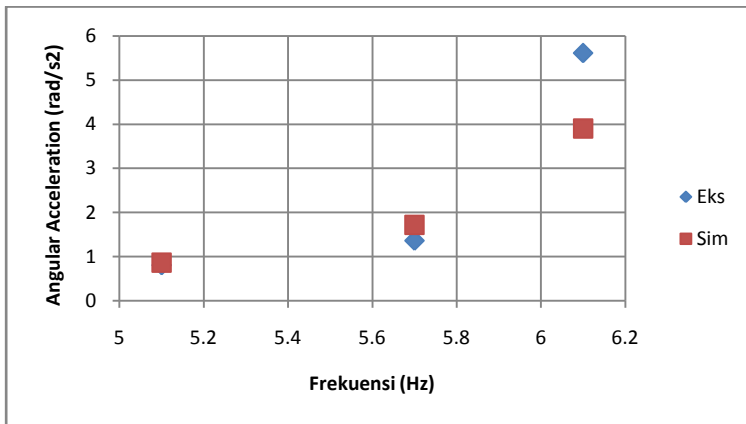
4.6.1. Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama Tanpa CPDVA

Dari perolehan data hasil simulasi dan eksperimen, perlu dilakukan Analisa lebih lanjut untuk mengetahui apakah hasil dari eksperimen menggambarkan kondisi ideal (simulasi).

Dari hasil simulasi dan eksperimen didapatkan hasil perbandingan antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA sebagai berikut:



Gambar 4.22 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA



Gambar 4.23 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA

Pada gambar 4.22 dan 4.23 diatas menunjukkan nilai RMS respon percepatan massa utama. Terlihat bahwa nilai RMS pada variasi frekuensi yang diberikan mempunyai nilai yang mendekati antara hasil dari simulasi dan eksperimen. Trend dari hasil RMS respon percepatan sistem massa utama tanpa CPDVA pada simulasi dan eksperimen mempunyai trend yang sama. Nilai RMS yang terbesar dihasilkan oleh frekuensi 6,1 Hz, nilai RMS yang lebih besar pada frekuensi 6,1 Hz menunjukkan bahwa ketika gaya eksitasi mendekati frekuensi natural sistem maka nilai dari RMS percepatan arah translasi dan rotasi akan semakin besar. Hasil respon percepatan arah translasi dan rotasi pada frekuensi natural sistem atau 6,1 Hz pada sistem massa utama simulasi dan eksperimen untuk arah translasi pada simulasi didapatkan nilai RMS sebesar $0,662 \text{ m/s}^2$ dan hasil untuk eksperimen sebesar $0,845 \text{ m/s}^2$. Sementara untuk hasil arah rotasi hasil simulasi didapatkan nilai RMS sebesar $3,905 \text{ rad/s}^2$ dan untuk hasil eksperimen didapkatka nilai RMS sebesar $5,613 \text{ rad/s}^2$. Sementara untuk variasi frekuensi 5,1 Hz didapatkan nilai percepatan RMS arah translasi dari simulasi $0,159 \text{ m/s}^2$ dan eksperimen $0,159 \text{ m/s}^2$. Untuk nilai RMS percepatan arah rotasi sistem massa utama simulasi dan eksperimen secara berturut-turut didapatkan nilai $0,888 \text{ rad/s}^2$ dan $0,812 \text{ rad/s}^2$. Pada variasi frekuensi 5,7 Hz didapatkan nilai RMS respon percepatan arah translasi pada simulasi sebesar $0,306 \text{ m/s}^2$ dan $0,232 \text{ m/s}^2$ untuk hasil eksperimen. Sementara untuk hasil respon percepatan arah rotasi didapatkan nilai RMS pada simulasi sebesar $1,722 \text{ rad/s}^2$ dan $1,366 \text{ rad/s}^2$ untuk hasil eksperimen.

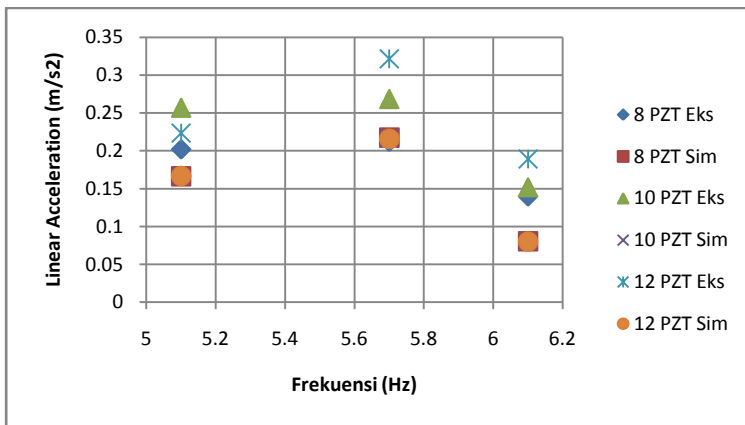
Dari Analisa nilai RMS respon percepatan translasi dan rotasi sistem massa utama antara simulasi dan eksperimen dapat dicari nilai eror. Contoh untuk memperoleh eror arah translasi antara simulasi dan eksperimen pada frekuensi 6,1 Hz sebagai berikut:

$$\% \text{ Error} = \frac{0,662}{0,845} \times 100\% = 78,3\%$$

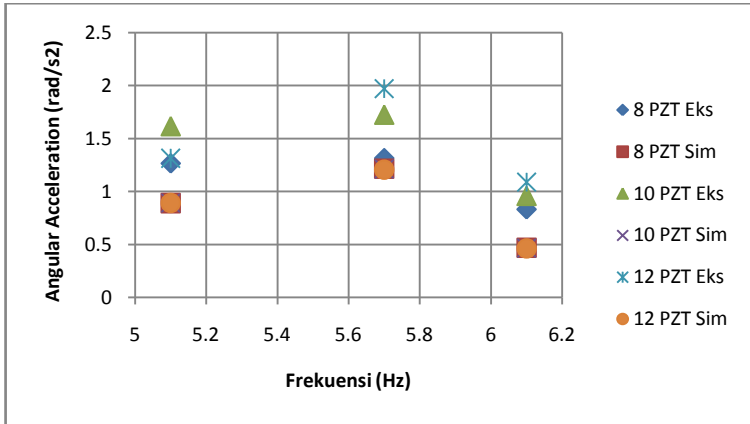
Dari grafik pada gambar 4.22 dan 4.23 dapat dilihat seiring dengan bertambahnya frekuensi didapat perbedaan antara hasil simulasi dan eksperimen yang semakin besar. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan pada frekuensi natural, yaitu frekuensi 6,1 Hz osilasi yang terjadi pada sistem utama semakin besar. Osilasi yang besar tersebut dapat menyebabkan tingkat akurasi data yang didapat semakin berkurang. Adapun data yang diambil pada penelitian ini sebanyak 3 data untuk masing-masing kombinasi variasi. Dimana jumlah tersebut terlalu sedikit agar bisa didapatkan hasil data yang akurat.

4.6.2. Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 0$ cm)

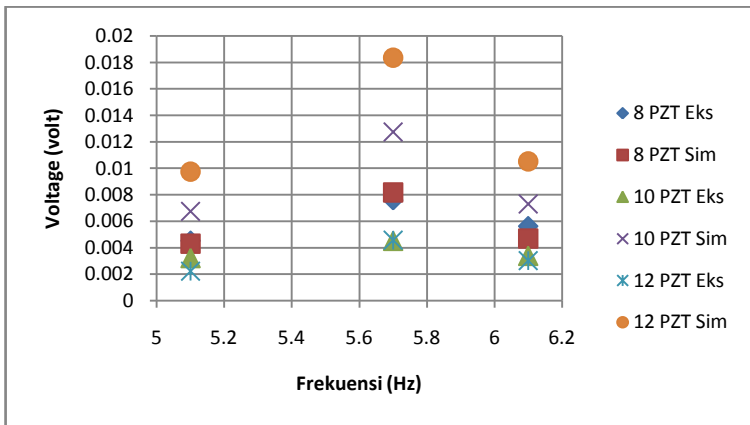
Dari perolehan data hasil simulasi dan eksperimen, perlu dilakukan Analisa lebih lanjut untuk mengetahui apakah hasil dari eksperimen menggambarkan kondisi ideal (simulasi). Dari hasil simulasi dan eksperimen didapatkan hasil perbandingan antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA sebagai berikut:



Gambar 4.24 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm)



Gambar 4.25 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm)



Gambar 4.26 Perbandingan nilai RMS energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm)

Dari gambar 4.24 nilai RMS arah translasi hasil respon percepatan dari semua inputan frekuensi cenderung naik dari 5,1 Hz ke 5,7 Hz dan turun kembali di frekuensi 6,1 Hz. Trend dari hasil RMS respon percepatan sistem massa utama dengan

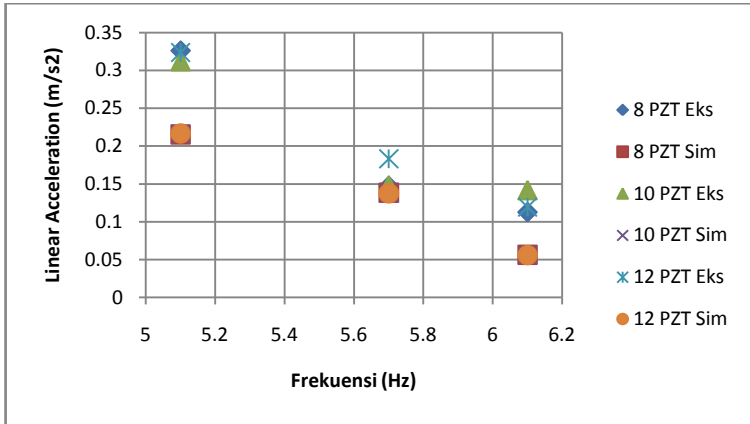
CPDVA ($b= 0\text{cm}$) pada simulasi dan eksperimen mempunyai trend yang sama. Namun, untuk perbedaan nilai RMS antara simulasi dan eksperimen memiliki nilai yang cukup besar pada tiap variasi baik jumlah pzt maupun frekuensi. Sebagai contoh untuk nilai RMS gerak translasi pada 6,1 Hz dengan 8 pzt nilai respon percepatan simulasi didapat $0,0807 \text{ m/s}^2$ dan untuk eksperimen didapat $0,1398 \text{ m/s}^2$.

Pada gerak rotasi yang ditunjukkan oleh gambar 4.25 grafik respon percepatan antara simulasi dan eksperimen memiliki grafik yang tidak terlalu berbeda dengan grafik pada gerak translasi dimana pada frekuensi 6,1 Hz dengan 8 pzt nilai respon percepatan simulasi didapat $0,4685 \text{ rad/s}^2$ dan eksperimen sebesar $0,8312 \text{ rad/s}^2$.

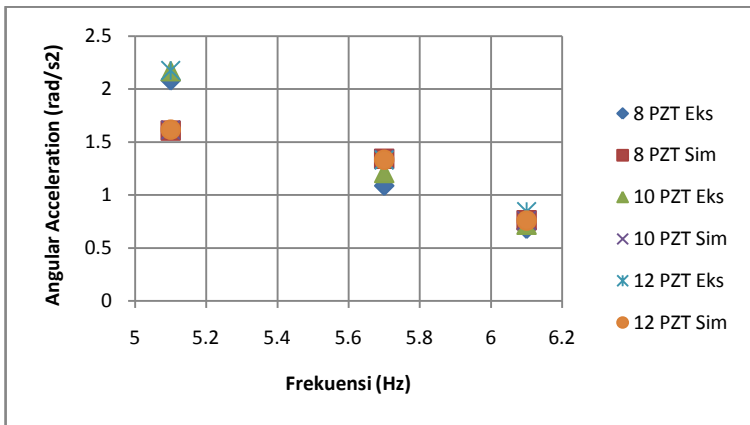
Pada gambar 4.26 menunjukkan nilai RMS dari energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan jarak CPDVA 0 cm. Dari grafik dapat dilihat bahwa grafik memiliki trend yang sama antara simulasi dan eksperimen. Namun untuk nilai RMS yang dihasilkan memiliki perbedaan nilai RMS yang cukup besar. Perbedaan nilai RMS terbesar terdapat pada variasi jumlah pzt 12 buah pada frekuensi 5,7 Hz dengan nilai RMS simulasi 0,0183 volt dan nilai RMS eksperimen 0,0046 volt.

4.6.3. Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 10 \text{ cm}$)

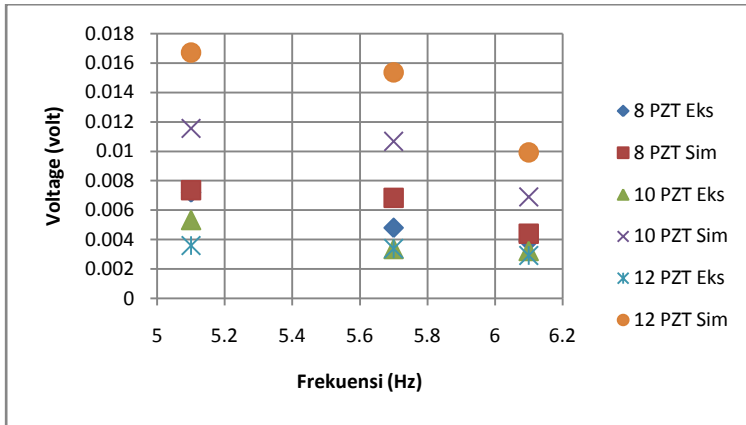
Dari perolehan data hasil simulasi dan eksperimen, perlu dilakukan Analisa lebih lanjut untuk mengetahui apakah hasil dari eksperimen menggambarkan kondisi ideal (simulasi). Dari hasil simulasi dan eksperimen didapatkan hasil perbandingan antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA sebagai berikut:



Gambar 4.27 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm)



Gambar 4.28 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm)



Gambar 4.29 Perbandingan nilai RMS energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10 \text{ cm}$)

Dari gambar 4.27 nilai RMS arah translasi hasil respon percepatan dari semua inputan frekuensi cenderung mengalami penurunan dari 5,1 Hz, 5,7 Hz dan 6,1 Hz. Trend dari hasil RMS respon percepatan sistem massa utama dengan CPDVA ($b = 10 \text{ cm}$) pada simulasi dan eksperimen mempunyai trend yang sama. Namun, untuk perbedaan nilai RMS antara simulasi dan eksperimen memiliki perbedaan nilai yang relatif besar. Sebagai contoh untuk nilai RMS gerak translasi pada 6,1 Hz dengan 8 pzt nilai respon percepatan simulasi didapat $0,057 \text{ m/s}^2$ dan untuk eksperimen didapat $0,113 \text{ m/s}^2$.

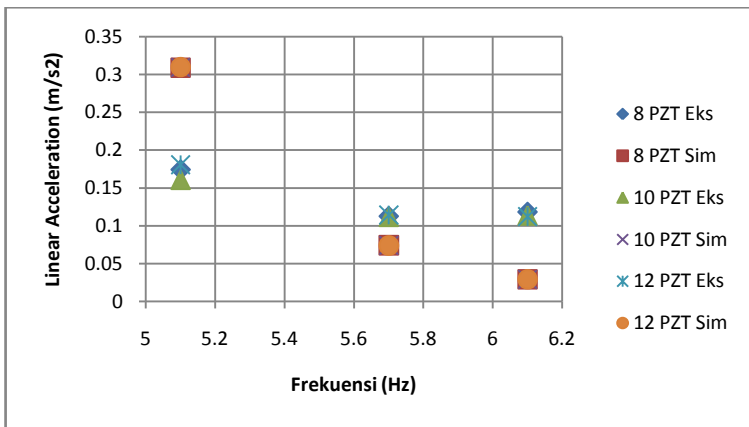
Pada gerak rotasi yang ditunjukkan oleh gambar 4.28 grafik respon percepatan antara simulasi dan eksperimen memiliki grafik yang sedikit berbeda dengan grafik pada gerak translasi. Dimana grafik antara simulasi dan eksperimen memiliki perbedaan nilai yg relatif lebih kecil dibanding pada grafik translasi. Adapun nilai RMS percepatan pada frekuensi 6,1 Hz dengan 8 pzt memiliki nilai respon percepatan simulasi sebesar $0,7619 \text{ rad/s}^2$ dan eksperimen sebesar $0,6824 \text{ rad/s}^2$.

Pada gambar 4.29 menunjukkan nilai RMS dari energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan jarak CPDVA

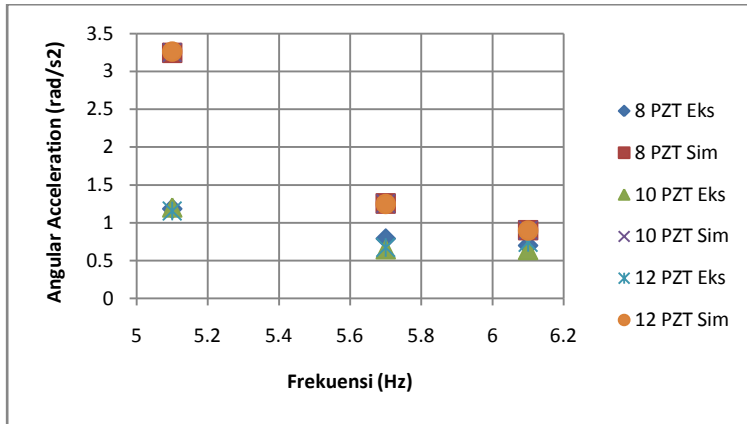
10 cm. Dari grafik dapat dilihat bahwa grafik memiliki trend yang sama antara simulasi dan eksperimen. Namun untuk nilai RMS yang dihasilkan memiliki perbedaan nilai RMS yang cukup besar. Perbedaan nilai RMS terbesar terdapat pada variasi jumlah pzt 12 buah pada frekuensi 5,1 Hz dengan nilai RMS simulasi 0,0167 volt dan nilai RMS eksperimen 0,0036 volt.

4.6.4. Pembahasan Simulasi dan Eksperimen Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 20$ cm)

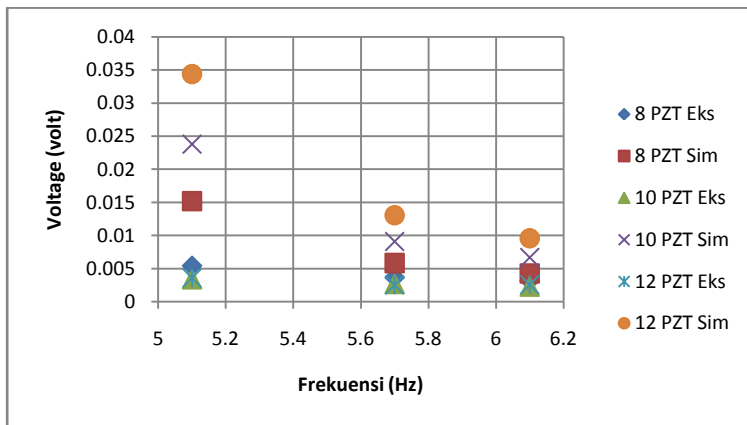
Dari perolehan data hasil simulasi dan eksperimen, perlu dilakukan Analisa lebih lanjut untuk mengetahui apakah hasil dari eksperimen menggambarkan kondisi ideal (simulasi). Dari hasil simulasi dan eksperimen didapatkan hasil perbandingan antara simulasi dan eksperimen tanpa CPDVA sebagai berikut:



Gambar 4.30 Perbandingan nilai RMS gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 20$ cm)



Gambar 4.31 Perbandingan nilai RMS gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 20$ cm)



Gambar 4.32 Perbandingan nilai RMS energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 20$ cm)

Dari gambar 4.30 nilai RMS arah translasi hasil respon percepatan dari semua inputan frekuensi cenderung mengalami penurunan dari 5,1 Hz, 5,7 Hz dan 6,1 Hz. Trend dari hasil RMS respon percepatan sistem massa utama dengan CPDVA ($b=$

20cm) pada simulasi dan eksperimen mempunyai trend yang sama-sama menurun. Namun, pada simulasi memiliki trend grafik dengan penurunan yang relatif curam, sedangkan pada eksperimen penurunan trend grafik relatif lebih landai. Untuk perbedaan nilai RMS antara simulasi dan eksperimen memiliki perbedaan nilai yang cukup besar. Sebagai contoh untuk nilai RMS gerak translasi pada 6,1 Hz dengan 8 pzt nilai respon percepatan simulasi didapat $0,0295 \text{ m/s}^2$ dan untuk eksperimen didapat $0,1184 \text{ m/s}^2$.

Pada gerak rotasi yang ditunjukkan oleh gambar 4.31 grafik respon percepatan antara simulasi dan eksperimen memiliki grafik yang tidak terlalu berbeda dengan grafik pada gerak translasi dimana pada frekuensi 6,1 Hz dengan 8 pzt nilai respon percepatan simulasi didapat $0,9034 \text{ rad/s}^2$ dan eksperimen sebesar $0,6994 \text{ rad/s}^2$. Nilai RMS antara simulasi dan eksperimen tersebut memiliki trend yang berbeda. Dimana pada eksperimen seiring bertambahnya jarak (semakin jauh dari pusat massa) nilai RMS yang didapatkan semakin kecil. Berbeda dengan simulasi dimana nilai RMS yang didapatkan semakin besar seiring dengan bertambahnya jarak. Jika ditelaah secara nalar dapat ditentukan yang mendekati dengan kebenaran adalah hasil yang diperoleh secara eksperimen. Semakin jauh mekanisme CPDVA dari pusat massa utama, maka nilai RMS percepatan rotasi yang didapatkan semakin kecil. Pada simulasi didapatkan hasil berbeda yang dapat disebabkan karena terdapat beberapa parameter yang belum ditentukan. Sebagai contoh, yaitu kekakuan dari poros penopang pada keempat pegas utama.

Pada gambar 4.32 menunjukkan nilai RMS dari energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan jarak CPDVA 20 cm. Dari grafik dapat dilihat bahwa grafik memiliki trend yang sama-sama turun antara simulasi dan eksperimen. Namun, pada simulasi memiliki trend grafik dengan penurunan yang relatif curam, sedangkan pada eksperimen penurunan trend grafik relatif lebih landai. Untuk nilai RMS yang dihasilkan memiliki perbedaan nilai RMS yang cukup besar. Perbedaan nilai RMS

terbesar terdapat pada variasi jumlah pzt 12 buah pada frekuensi 5,1 Hz dengan nilai RMS simulasi 0,0344 volt dan nilai RMS eksperimen 0,0036 volt.

4.7. Validasi Uji T *Independent*

4.7.1. Validasi Uji T *Independent* Sistem Massa Utama Tanpa CPDVA

Proses validasi dilakukan dengan mengambil data RMS hasil simulasi dan eksperimen. Perhitungan dilakukan sesuai dengan teori statistik pengujian Uji T *independent* sebagai berikut:

Rumus *independent sample t-test*

$$t_{hit} = \frac{\mu_A - \mu_B}{\sqrt{\left[\frac{\left(\Sigma A^2 - \frac{(\Sigma A)^2}{n_A} \right) + \left(\Sigma B^2 - \frac{(\Sigma B)^2}{n_B} \right)}{n_A + n_B - 2} \right] \cdot \left[\frac{1}{n_A} + \frac{1}{n_B} \right]}}$$

μ_A = Rata-rata hasil simulasi

μ_B = Rata-rata hasil eksperimen

$(\Sigma A)^2$ = Kuadrat jumlah dari data simulasi

$(\Sigma B)^2$ = Kuadrat jumlah dari data eksperimen

n_A = Jumlah sampel dari data simulasi

n_B = Jumlah sampel dari data eksperimen

ΣA^2 = Jumlah kuadrat dari data simulasi

ΣB^2 = Jumlah kuadrat dari data eksperimen

Dari data RMS respon getaran arah translasi dan rotasi hasil simulasi dan eksperimen sistem massa utama tanpa CPDVA dengan frekuensi input 5,1 Hz didapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.24 RMS respon getaran translasi dan rotasi pada simulasi dan eksperimen sistem utama tanpa CPDVA dengan frekuensi input 5,1 Hz

N	Translasi Sim (m/s ²)	Translasi Eks (m/s ²)	Rotasi Sim (rad/s ²)	Rotasi Eks (rad/s ²)
1.	0,1592	0,1585	0,8676	0,8601
2.	0,1592	0,1591	0,8676	0,8537
3.	0,1592	0,1603	0,8676	0,7207
Rata-rata	0,1592	0,1593	0,8676	0,8115

Dari tabel 4.13 di atas diketahui

$$\begin{aligned}
 n_A &= 3 \\
 n_B &= 3 \\
 \mu_{A \text{ trans}} &= 0,1592 \\
 \mu_{B \text{ trans}} &= 0,1593 \\
 \mu_{A \text{ rotasi}} &= 0,8676 \\
 \mu_{B \text{ rotasi}} &= 0,8115
 \end{aligned}$$

Dengan hipotesa awal:

$$H_0 : \mu_A = \mu_B, \text{ diterima}$$

$$H_i : \mu_A \neq \mu_B, \text{ ditolak}$$

Dengan $\alpha = 0,025$

- Gerak Translasi

$$t_{hit} = \frac{0,1592 - 0,1593}{\sqrt{\frac{\left(0,07603 - \frac{0,2281}{3}\right) + \left(0,0761 - \frac{0,2284}{3}\right)}{3+3-2}} \cdot \left[\frac{1}{3} + \frac{1}{3}\right]}$$

$$t_{hit} = -0,189$$

Dari T tabel dengan $v = (n_1 + n_2) - 2 = (3 + 3) - 2 = 4$, dengan $\alpha = 0,025$ didapatkan nilai $t_{\text{tabel}} = 2,776$

- Gerak Rotasi

$$t_{\text{hit}} = \frac{0,8676 - 0,8115}{\sqrt{\left[\frac{\left(2,258 - \frac{6,774}{3}\right) + \left(1,988 - \frac{5,9268}{3}\right)}{3 + 3 - 2} \right] \cdot \left[\frac{1}{3} + \frac{1}{3} \right]}}$$

$$t_{\text{hit}} = 1,234$$

Dari T tabel dengan $v = (n_1 + n_2) - 2 = (3 + 3) - 2 = 4$, dengan $\alpha = 0,025$ didapatkan nilai $t_{\text{tabel}} = 2,776$

4.7.1.1. Pembahasan Uji T Independent Sistem Massa Utama tanpa CPDVA

Perhitungan yang dilakukan pada subbab 4.6.1 diketahui bahwa hipotesa awal menunjukkan $H_0 = \text{diterima}$ dan $H_1 = \text{ditolak}$ ketika $t_{\text{hit}} < t_{\text{tab}}$. Dengan $\alpha = 0,025$; $v = (n_1 + n_2) - 2 = (3 + 3) - 2 = 4$, didapatkan dari tabel distribusi T, $t_{\text{tab}} = 2,776$.

Pengambilan data dilakukan untuk simulasi 3 kali dan eksperimen 3 kali, sebagai syarat bahwa untuk uji T *independent* data yang diambil kurang dari ≤ 30 . Pada perhitungan gerak translasi dengan frekuensi input 5,1 Hz didapatkan nilai $t_{\text{hit}} = -0,189$ dan untuk arah rotasi didapatkan nilai $t_{\text{hit}} = 1,234$. Dapat disimpulkan bahwa nilai $t_{\text{hit}} (-0,189) < t_{\text{tab}} (2,776)$ untuk percepatan arah translasi dan nilai $t_{\text{hit}} (1,234) < t_{\text{tab}} (2,776)$ untuk percepatan arah rotasi maka pada hipotesa awal H_0 diterima. H_0 merupakan hipotesa awal yang menyimpulkan bahwa terdapat kesamaan data antara simulasi dan eksperimen dan H_1 merupakan ketidaksamaan data hasil simulasi dan eksperimen. Pada gerak translasi dan rotasi sistem massa utama tanpa CPDVA dengan

nilai t_{hit} translasi (-0,189) ; t_{hit} rotasi (1,234) < t_{tab} (2,776) maka hasil dari eksperimen telah mempresentasikan hasil dari simulasi dan data yang didapatkan antara kedua hasil simulasi dan eksperimen valid. Untuk variasi input 5,7 Hz dan 6,1 Hz dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.25 Hasil pengujian RMS respon getaran translasi tanpa CPDVA dengan menggunakan Uji T Independent

Frekuensi (Hz)	T_{hitung}	T_{tabel}	Hasil	Kesimpulan
5,1	-0,189	2,776	$T_{hit} < T_{tabel}$	Valid
5,7	-7,529		$T_{hit} < T_{tabel}$	Valid
6,1	-8,623		$T_{hit} < T_{tabel}$	Valid

Tabel 4.26 Hasil pengujian RMS respon getaran rotasi tanpa CPDVA dengan menggunakan Uji T Independent

Frekuensi (Hz)	T_{hitung}	T_{tabel}	Hasil	Kesimpulan
5,1	1,234	2,776	$T_{hit} < T_{tabel}$	Valid
5,7	-7,138		$T_{hit} < T_{tabel}$	Valid
6,1	-25,82		$T_{hit} < T_{tabel}$	Valid

4.7.2. Validasi Uji T Independent Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 0$ cm)

4.7.2.1. Pembahasan Uji T Independent Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 0$ cm)

Pengambilan data dilakukan untuk simulasi 3 kali dan eksperimen 3 kali, sebagai syarat bahwa untuk uji T *independent* data yang diambil kurang dari ≤ 30 . Untuk memperoleh T_{hitung} digunakan rumus yang sama seperti pada subbab 4.6.1 dengan $T_{tabel} = 2,776$. Pada perhitungan gerak translasi dengan frekuensi input 5,1 Hz didapatkan nilai $t_{hit} = -8,83$ dan untuk arah rotasi didapatkan nilai $t_{hit} = -5,97$. Dapat disimpulkan bahwa nilai t_{hit} (-8,83) < t_{tab} (2,776) untuk percepatan arah translasi dan nilai t_{hit} (-5,97) < t_{tab} (2,776) untuk percepatan arah rotasi maka pada

hipotesa awal H_0 diterima. H_0 merupakan hipotesa awal yang menyimpulkan bahwa terdapat kesamaan data antara simulasi dan eksperimen dan H_1 merupakan ketidaksamaan data hasil simulasi dan eksperimen. Maka hasil dari eksperimen telah mempresentasikan hasil dari simulasi dan data yang didapatkan antara kedua hasil simulasi dan eksperimen valid. Untuk variasi input 5,7 Hz dan 6,1 Hz dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.27 Hasil pengujian gerak translasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent

Frek (Hz)	8 pzt			10 pzt			12 pzt		
	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan
5,1	-8,83	2,776	Valid	-4,12	2,776	Valid	-4,58	2,776	Valid
5,7	0,36		Valid	-1,33		Valid	-3,58		Valid
6,1	-12,94		Valid	-130,62		Valid	-24,45		Valid

Tabel 4.28 Hasil pengujian gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent

Frek (Hz)	8 pzt			10 pzt			12 pzt		
	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan
5,1	-5,97	2,776	Valid	-3,78	2,776	Valid	-24,20	2,776	Valid
5,7	-0,83		Valid	-2,24		Valid	-4,53		Valid
6,1	-25,6		Valid	-13,05		Valid	-15,17		Valid

Tabel 4.29 Hasil pengujian energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent

Frek (Hz)	8 pzt			10 pzt			12 pzt		
	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan
5,1	-0,49	2,776	Valid	16,15	2,776	Tidak Valid	225,9	2,776	Tidak Valid
5,7	1,11		Valid	23,29		Tidak Valid	48,35		Tidak Valid
6,1	-28,4		Valid	39,13		Tidak Valid	56,19		Tidak Valid

Pada tabel 4.29 didapatkan hasil pengujian validasi dengan menggunakan Uji T *independent* untuk energi bangkitan. Pada variasi 10 dan 12 pzt didapat hasil yang tidak valid untuk masing-masing variasi frekuensi. Hal ini dapat terjadi karena faktor dari nilai konstanta pegas dan redaman dari material *piezoelectric* yang belum mempunyai nilai yang valid pada eksperimen. Hal ini mempengaruhi baik dari nilai eksperimen maupun simulasi.

4.7.3. Validasi Uji T *Independent* Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 10$ cm)

4.7.3.1. Pembahasan Uji T *Independent* Sistem Massa Utama dengan CPDVA ($b = 10$ cm)

Pengambilan data dilakukan untuk simulasi 3 kali dan eksperimen 3 kali, sebagai syarat bahwa untuk uji T *independent* data yang diambil kurang dari ≤ 30 . Untuk memperoleh T_{hitung} digunakan rumus yang sama seperti pada subbab 4.6.1 dengan $T_{tabel} = 2,776$. Pada perhitungan gerak translasi dengan frekuensi input 5,1 Hz didapatkan nilai $t_{hit} = -21,23$ dan untuk arah rotasi didapatkan nilai $t_{hit} = -10,56$. Dapat disimpulkan bahwa nilai $t_{hit} (-21,23) < t_{tab} (2,776)$ untuk percepatan arah translasi dan nilai $t_{hit} (-10,56) < t_{tab} (2,776)$ untuk percepatan arah rotasi maka pada hipotesa awal H_0 diterima. H_0 merupakan hipotesa awal yang

menyimpulkan bahwa terdapat kesamaan data antara simulasi dan eksperimen dan H_i merupakan ketidaksamaan data hasil simulasi dan eksperimen. Maka hasil dari eksperimen telah mempresentasikan hasil dari simulasi dan data yang didapatkan antara kedua hasil simulasi dan eksperimen valid. Untuk variasi input 5,7 Hz dan 6,1 Hz dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.30 Hasil pengujian energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 0$ cm) menggunakan Uji T Independent

Frek (Hz)	8 pzt			10 pzt			12 pzt		
	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan
5,1	-21,2	2,776	Valid	-4,68	2,776	Valid	-11,21	2,776	Valid
5,7	-2,74		Valid	-2,07		Valid	-9,26		Valid
6,1	-7,54		Valid	-2,55		Valid	-13,62		Valid

Tabel 4.31 Hasil pengujian gerak rotasi antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10$ cm) menggunakan Uji T Independent

Frek (Hz)	8 pzt			10 pzt			12 pzt		
	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan
5,1	-10,6	2,776	Valid	-5,20	2,776	Valid	-8,74	2,776	Valid
5,7	-0,99		Valid	0,68		Valid	0,04		Valid
6,1	2,74		Valid	-16,82		Valid	-5,15		Valid

Tabel 4.32 Hasil pengujian energi bangkitan antara simulasi dan eksperimen dengan CPDVA ($b = 10 \text{ cm}$) menggunakan Uji T Independent

Frek (Hz)	8 pzt			10 pzt			12 pzt		
	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan	T_{hit}	T_{tab}	kesimpulan
5,1	0,34	2,776	Valid	12,49	2,776	Tidak Valid	62,93	2,776	Tidak Valid
5,7	4,21		Tidak Valid	82,87		Tidak Valid	103,49		Tidak Valid
6,1	5,13		Tidak Valid	110		Tidak Valid	79,28		Tidak Valid

Pada tabel 4.32 didapatkan hasil pengujian validasi dengan menggunakan Uji T *independent* untuk energi bangkitan. Pada variasi 8, 10 dan 12 pzt didapat hasil yang tidak valid untuk masing-masing variasi frekuensi. Hal ini dapat terjadi karena faktor dari nilai konstanta pegas dan redaman dari material *piezoelectric* yang belum mempunyai nilai yang valid pada eksperimen. Hal ini mempengaruhi baik dari nilai eksperimen maupun simulasi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN & SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Frekuensi kerja yang semakin mendekati atau berada pada frekuensi natural sistem mengakibatkan getaran yang terjadi pada sistem utama, massa absorber, dan *piezoelectric* bertambah besar. Hal ini menyebabkan voltase listrik yang dihasilkan dari CPDVA semakin besar. Untuk reduksi getaran yang dihasilkan CPDVA semakin besar pada frekuensi natural sistem utama.
2. Pada eksperimen nilai reduksi terbesar terjadi pada peletakkan CPDVA dengan jarak 20 cm dari titik pusat sistem utama dengan nilai reduksi arah translasi sebesar 86,7% dan arah rotasi sebesar 88,6%. Untuk simulasi reduksi terbesar terjadi pada jarak 20 cm untuk arah translasi dengan nilai reduksi 91,2%. Sedangkan untuk arah rotasi reduksi terbesar terjadi pada jarak 0 cm dengan nilai reduksi 76,2%.
3. Validasi statistik pada sistem massa utama didapatkan hasil yang valid untuk frekuensi 5,1 Hz, 5,7 Hz, dan 6,1 Hz. Dimana frekuensi 6,1 Hz merupakan frekuensi natural dari sistem massa utama.
4. Validasi statistik pada sistem massa utama dengan CPDVA pada jarak 0 cm dari pusat massa utama didapatkan hasil validasi berupa valid untuk semua variasi baik translasi maupun rotasi. Pada jarak CPDVA 10 cm didapatkan hasil validasi berupa valid untuk semua variasi gerak translasi maupun rotasi.
5. Validasi statistik energi bangkitan didapatkan hasil berupa valid sebanyak 4, yaitu pada peletakkan CPDVA 0 cm dengan variasi pzt 8 dan variasi frekuensi 5,1; 5,7; dan 6,1.

Selanjutnya pada peletakkan CPDVA 10 cm dengan variasi 8 pzt dan variasi frekuensi 5,1 Hz.

5.2. Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan diperoleh saran sebagai berikut:

1. Untuk menentukan variasi input frekuensi pastikan terlebih dahulu frekuensi natural dari sistem utama terdapat pada frekuensi berapa.
2. Sebelum melakukan pengambilan data eksperimen pastikan pegas yang dipakai sesuai dengan kebutuhan, pastikan terlebih dahulu baut-baut pada alat uji terpasang dengan baik dan tidak longgar.
3. Pastikan baut kopel antara poros pengarah dengan motor tidak longgar, karena dapat mempengaruhi hilangnya energi yang disalurkan ke meja massa utama.
4. Pastikan parameter antara simulasi dan eksperimen sama agar memperoleh hasil yang optimal antara simulasi dengan eksperimen.
5. Untuk penelitian selanjutnya mengenai validasi maupun normalisasi alangkah baiknya jika variasi dari pengujian disusutkan. Namun, pengambilan data baik eksperimen maupun simulasi diperbanyak dengan minimal pengambilan data sebanyak ≥ 30 , agar data yang akan diolah berdistribusi normal.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Arya, K. (2016). **Studi Pengaruh Penambahan Torsional Vibration Absorber Terhadap Respon Getaran pada Sistem Getar Rotasi Utama.** *Vibrasi dan Sistem Dinamis*, 1-50.
- [2] Bambang, R. (2017). **Studi Simulasi Reduksi Respon Getaran Translasi dan Energi Listrik Bangkitan Sistem Utama oleh Mekanisme Cantileverpiezoelectric Double Vibration Absorber.** Surabaya: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [3] Blank, L. (1982). *Statistical Procedures for Engineering, Management, and Science.* McGraw-Hill, Inc.
- [4] Kundu, S. (2016). **Modelling and Simulation of a Piezoelectric Vibration Energy Harvester.** (pp. vol 144:568-575). *Procedia Engineering.*
- [5] Lostari, A. (2015). **Studi Perbandingan Pengaruh Penambahan SDVA dan DDVA Tersusun Seri Terhadap Respon Getaran Translasi Sistem Utama.** Surabaya: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Rachman, A. (2017). **Studi Eksperimental Reduksi Respon Getaran Translasi dan Energi Listrik Bangkitan Sistem Utama oleh Mekanisme Cantileverpiezoelectric Double Vibration Absorber.** Surabaya: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [7] Rao, S. S. (2004). *Mechanical Vibrations, Fourth Edition.* United States of America: Pearson Education, Inc.
- [8] Sargent, R. G. (2009). *Verification and Validation of Simulation Models.* New York: Syracuse University.
- [9] Sharma. (2006). *Studies on Structural Dielectric and Piezoelectric Properties of Doped PCT Ceramics.* India: Deemed University.

- [10] Syahir, H. (2018). **Validasi Reduksi Getaran dan Energi Listrik yang Dihasilkan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)**. Surabaya: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [11] Yang, B. e. (2010). **Hybrid Energy Harvester Based on Piezoelectric and Electromagnetic Mechanism**. *Journal of Micro/Nanolithography, MEMS, and MOEMS*9(2), 023002 .
- [12] Kuang, Y. and Zhu, M July 2017. **Design Study of a Mechanically Piezoelectric Energy Harvester Using Validated Finite Element Modelling**. Elsevier Vol 263:510-520

LAMPIRAN

A. Tabel T Distribusi Statistik

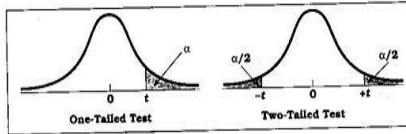


Table D.6 Percentage Points of the t Distribution (Source: The entries in this table were computed by the author.)

df	Level of Significance for One-Tailed Test									
	.25	.20	.15	.10	.05	.025	.01	.005	.0005	
	Level of Significance for Two-Tailed Test									
	.50	.40	.30	.20	.10	.05	.02	.01	.001	
1	1.000	1.376	1.963	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657	63.662	
2	0.816	1.061	1.386	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	31.599	
3	0.765	0.978	1.250	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	12.924	
4	0.741	0.941	1.190	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	8.610	
5	0.727	0.920	1.156	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	6.869	
6	0.718	0.906	1.134	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	5.959	
7	0.711	0.896	1.119	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	5.408	
8	0.706	0.889	1.108	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	5.041	
9	0.703	0.883	1.100	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	4.781	
10	0.700	0.879	1.093	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	4.587	
11	0.697	0.876	1.088	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	4.437	
12	0.695	0.873	1.083	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	4.318	
13	0.694	0.870	1.079	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	4.221	
14	0.692	0.868	1.076	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	4.140	
15	0.691	0.866	1.074	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	4.073	
16	0.690	0.865	1.071	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	4.015	
17	0.689	0.863	1.069	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.965	
18	0.688	0.862	1.067	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.922	
19	0.688	0.861	1.066	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.883	
20	0.687	0.860	1.064	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.850	
21	0.686	0.859	1.063	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.819	
22	0.686	0.858	1.061	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.792	
23	0.685	0.858	1.060	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.768	
24	0.685	0.857	1.059	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.745	
25	0.684	0.856	1.058	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.725	
26	0.684	0.856	1.058	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.707	
27	0.684	0.855	1.057	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.690	
28	0.683	0.855	1.056	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.674	
29	0.683	0.854	1.055	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.659	
30	0.683	0.854	1.055	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.646	
40	0.681	0.851	1.050	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	3.551	
50	0.679	0.849	1.047	1.299	1.676	2.009	2.403	2.678	3.496	
100	0.677	0.845	1.042	1.290	1.660	1.984	2.364	2.626	3.390	
∞	0.674	0.842	1.036	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	3.291	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Rifqi Rizaldi, lahir di Bontang Kalimantan Timur pada tanggal 7 April 1995. Merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari pasangan seorang ayah **Muslichul Umam** dan ibu **Nanik Hidayati**.

Penulis telah menempuh pendidikan dimulai dari SD 2 Yayasan Pupuk Kalimantan Timur (*lulus tahun 2007*), kemudian berlanjut ke SMP Yayasan Pupuk Kalimantan Timur (*lulus tahun 2010*), dan SMA Yayasan Pupuk Kalimantan Timur (*lulus tahun 2013*), hingga saat ini penulis masih sedang dalam masa studi di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis juga pernah aktif di organisasi kemahasiswaan. Penulis pernah menjabat sebagai Ketua Biro Minat dan Bakat Departemen UMUM di Himpunan Mahasiswa Mesin ITS. Selain aktif di organisasi, penulis juga sering aktif dalam kepanitiaan di lingkungan kampus.

Berhobi bermain gitar, baca buku, dan *badminton*, penulis memiliki motto hidup "*There's a first time for everything*", selalu ada awal untuk semua hal yang akan kita lakukan. Selain itu penulis juga memiliki prinsip hidup untuk tidak pernah berhenti dalam berbuat kebaikan. Karena apapun yang pernah dilakukan pastilah ada balasannya, baik balasan di dunia maupun di akhirat kelak.

Akhir kata penulis mengucapkan rasa syukur yang sebesar-besarnya atas terselesaikannya Tugas Akhir yang berjudul **"VALIDASI MEKANISME CANTILEVER**

PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION ABSORBER (CPDVA) TERHADAP REDUKSI GETARAN DAN ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN.” Untuk semua informasi serta masukan terkait Tugas Akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email rifqirzld@gmail.com

