



TUGAS AKHIR - TM184835

**OPTIMALISASI DESAIN DVA METODE  
KANTILEVER TERHADAP REDUKSI GETARAN  
PADA *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN  
(*LATHE MACHINE*) AKIBAT PENGARUH MASSA  
DAN KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR*  
SERTA KECEPATAN PUTAR BENDA KERJA**

Firda Ramadhanti  
NRP 0211164000001

Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA, 2020





TUGAS AKHIR - TM184835

**OPTIMALISASI DESAIN DVA METODE  
KANTILEVER TERHADAP REDUKSI GETARAN  
PADA *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN  
(*LATHE MACHINE*) AKIBAT PENGARUH MASSA  
DAN KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR*  
SERTA KECEPATAN PUTAR BENDA KERJA**

Firda Ramadhanti  
NRP 0211164000001

Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

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





*FINAL PROJECT - TM184835*

***OPTIMIZATION DESIGN OF DVA CANTILEVER  
METHOD TO REDUCE VIBRATION OF BORING  
BAR IN MACHINING PROCESS (LATHE  
MACHINE) DUE TO INFLUENCE MASS AND  
STIFFNESS OF DVA WITH ROTATIONAL SPEED  
OF WORKPIECE***

Firda Ramadhanti  
NRP 0211164000001

Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

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



## HALAMAN PENGESAHAN

# OPTIMALISASI DESAIN DVA METODE KANTILEVER TERHADAP REDUKSI GETARAN PADA *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE MACHINE*) AKIBAT PENGARUH MASSA DAN KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR* SERTA KECEPATAN PUTAR BENDA KERJA

## TUGAS AKHIR

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

Oleh:

**Firda Ramadhanti**

NRP. 0211164000001

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Pembimbing)  
NIP. 197004121997032003
2. Prof. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M. Eng. (Penguji I)  
NIP. 197505111999031001
3. Aida Annisa Amin Damian, S.T., M.T. (Penguji II)  
NIP. 198907052015042005
4. Ari Kurniawan, S.T., M.T. (Penguji III)  
NIP. 198604012015041001

**SURABAYA**  
**AGUSTUS 2020**



# OPTIMALISASI DESAIN DVA METODE KANTILEVER TERHADAP REDUKSI GETARAN PADA *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE MACHINE*) AKIBAT PENGARUH MASSA DAN KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR* SERTA KECEPATAN PUTAR BENDA KERJA

Nama Mahasiswa : Firda Ramadhanti  
NRP : 0211164000001  
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

## ABSTRAK

Mesin bubut merupakan salah satu mesin perkakas yang paling sering digunakan di industri. Salah satu pengerjaan yang dapat dilakukan oleh mesin bubut yaitu *boring* atau memperlebar diameter dalam lubang. Dalam pengerjaan ini dibutuhkan *boring bar* sebagai tempat mata pisau yang diletakkan pada bagian *bed* mesin bubut. Pelebaran diameter dalam lubang oleh *boring bar* menghasilkan getaran yang membuat hasil pengerjaan memiliki *chatter* dan umur *boring bar* menjadi lebih pendek. Getaran tersebut disebabkan oleh kecepatan potong dan kedalaman potong benda kerja. Sehingga, diperlukan beberapa cara untuk meredam getaran pada *boring bar* salah satunya yaitu diberi *Dynamic Vibration Absorber* (DVA).

Pada penelitian tugas akhir ini, dilakukan optimalisasi desain DVA terhadap reduksi getaran *boring bar* pada mesin bubut. Analisa ini dilakukan dengan mensimulasikan sistem terkait menggunakan software *Matlab Simulink* dan *Ansys Static Structural*. Ketika mesin bubut dioperasikan getaran pada mesin bubut dapat teredam. Untuk mengetahui respon getaran sistem utama dilakukan variasi frekuensi operasi sebesar 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz pada masing-masing variasi model dinamis sistem utama 2 DOF dan 3 DOF. Untuk mengetahui nilai konstanta kekakuan dan massa DVA sistem utama yang optimal, dilakukan

variasi massa DVA sebesar 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram. Serta variasi panjang konstanta kekakuan DVA sebesar 17 mm, 15 mm dan 10 mm.

Dari penelitian yang telah dilakukan, didapatkan hasil reduksi respon getaran yang paling optimum saat rasio frekuensi 1.14 untuk model dinamis sistem utama 2 DOF saat konstanta kekakuan DVA 17 mm dan massa DVA 160 gram dengan nilai reduksi 97% dan respon ujung DVA 0.07 mm. Sedangkan, model dinamis sistem utama 3 DOF didapatkan reduksi getaran yang paling optimum saat konstanta kekakuan DVA 15 mm dan massa DVA 140 gram dengan nilai reduksi 95% dan respon ujung DVA 0.00029 mm.

**Kata Kunci : *Boring Bar, Dynamic Vibration Absorber (DVA), Reduksi Getaran dan Optimalisasi***

***OPTIMIZATION DESIGN OF DVA CANTILEVER METHOD TO REDUCE VIBRATION OF BORING BAR IN MACHINING PROCESS (LATHE MACHINE) DUE TO INFLUENCE MASS AND STIFFNESS OF DVA WITH ROTATIONAL SPEED OF WORKPIECE***

**Student's Name** : Firda Ramadhanti  
**NRP** : 0211164000001  
**Departement** : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
**Advisory Lecturer** : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**ABSTRACT**

*Lathe machine is one of the most frequently used machine tools in industry. One of the tasks that can be done by lathe machine is boring or widening the inner diameter of the hole. In this process, boring bars are needed as a place for blade and to be placed on bed of lathe machine. Widening the inner diameter of the hole by boring bar produces vibration that make workpiece having a chatter and boring bar life becomes shorter. Vibration is caused by cutting speed and cutting depth of the workpiece. So that we need several ways to reduce vibration of boring bar, one of which is Dynamic Vibration Absorber (DVA).*

*In this final project research, optimization of DVA design for boring bar vibration reduction on a lathe is carried out. This analysis is carried out by simulating related system using Matlab\ Simulink and Ansys Static Structural Software. When lathe machine is operated, the vibration of lathe machine can be damped. To determine the vibration respon of main system, various operating frequency variations of 269 Hz, 328 Hz and 380 Hz in each of variation dynamic model of main system 2 DOF and 3 DOF. To find the value of stiffness and mass DVA optimal of main system, variation of mass DVA is 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram and 160 gram. As well as, variation length of stiffness DVA is 17 mm, 15 mm and 10 mm.*

*From research taht has been done, result of the most*

*optimum vibration response reduction is at frequency ratio of 1.14 for the dynamic model main system 2 DOF when stiffness DVA is 17 mm and mass DVA is 160 gram with reduction value is 97% and a tip DVA response is 0.07 mm. Meanwhile, the dynamic model main system 3 DOF obtained the most optimum vibration reduction when stiffness DVA is 15 mm and mass DVA is 140 gram with reduction value is 95% and a tip DVA response is 0.00029 mm.*

***Keywords : Boring Bar, Dynamic Vibration Absorber (DVA), Vibration Response Reduction dan Optimization***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan kepada Allah SWT Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul "Optimalisasi Desain DVA Metode Kantilever Terhadap Reduksi Getaran Pada *Boring Bar* Pada Proses Permesinan (*Lathe Machine*) Akibat Pengaruh Massa Dan Kekakuan DVA Pada *Boring Bar* Serta Kecepatan Putar Benda Kerja" dengan lancar.

Penyusunan Tugas Akhir ini merupakan persyaratan akademis pada mata kuliah "Tugas Akhir" pada tahun ajaran 2019-2020, program studi S1 (Strata 1) Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Tersusunnya Tugas Akhir ini juga karena bantuan dan dukungan dari berbagai pihak terkait yang terlibat baik secara langsung maupun tidak langsung. Untuk itu penulis sangat mengucapkan terima kasih kepada:

1. Wali penulis, Bapak Siswo S.H. dan Ibu Sudiharti S.H serta saudara kandung penulis, Rizqika Mentari Fitria dan Fachreza Norrahma serta sepupu penulis Dhahlia Ansisti Pratama S.T dan Andrey Ansistanto Putra S.H. yang tak henti-hentinya mendoakan dan memberikan dukungan moral dan materil kepada penulis.
2. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing yang memberikan bimbingan dan pengarahan kepada penulis selama menyusun Tugas Akhir ini dengan sabar dan bijaksana.
3. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng., Ibu Aida Annisa Amin Daman S.T., M.T., Bapak Ari Kurniawan Saputra, S.T.,M.T., selaku dosen penguji yang memberikan kritik, saran dan masukan dari Seminar Tugas Akhir hingga Sidang Tugas Akhir.

4. Teman-teman dekat penulis GEB 3B, Neneng, Sari, Titan dan Nana yang selalu menemani perjalanan penulis selama kuliah dan selalu ada saat senang maupun susah.
5. Teman laboratorium vibrasi, Mas Deka, Mas Bram, Mas Reno, Mas Vito, Mbak Tiara, Safirra, dan Neneng yang telah berjuang bersama-sama dan saling membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini.
6. Teman-teman angkatan M59 yang telah memberi banyak pelajaran dan canda tawa selama perkuliahan.
7. Teman-teman DIMENSI yang telah mengisi masa perkuliahan penulis.
8. Teman dekat kos penulis, Bunga Radya yang telah menemani penulis saat senang maupun susah.
9. Semua member IKON dan TREASURE yang telah menghibur penulis selama ini.
10. Seluruh pihak yang telah banyak membantu penulis yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kesalahan dan kekurangan hingga jauh dari kata sempurna, sehingga kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan. Guna penambahan wawasan serta keperluan studi lainnya untuk pengembangan yang lebih lanjut, semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan pengetahuan, dan dapat bermanfaat bagi siapapun yang membacanya.

Surabaya, 29 Juli 2020

Penulis

## DAFTAR ISI

ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR .....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xv
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1    Latar Belakang.....	1
1.2    Rumusan Masalah.....	2
1.3    Tujuan .....	2
1.4    Batasan Masalah .....	2
1.5    Manfaat Penelitian .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Multi Degree of Freedom (MDOF).....	5
2.2 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	7
2.2.1 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i> .....	8
2.2.2 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i> .....	12
2.3 <i>Lathe Machine</i> (Mesin Bubut) .....	14
2.4 Prinsip Kerja <i>Boring Bar</i> .....	16
2.5 Penelitian Terdahulu .....	18
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	31
3.1    Tahapan Penelitian.....	31
3.2    Penjelasan Tahap Penelitian .....	32

3.2.1	Studi Literatur.....	32
3.2.2	Identifikasi Masalah.....	33
3.2.3	Rancangan Sistem.....	33
3.2.3.1	Mekanisme Sistem Utama Tanpa Penambahan <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i> .....	33
3.2.3.2	Mekanisme Sistem Utama Dengan Penambahan <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i> .....	34
3.2.4	Pemodelan Sistem Dinamis .....	35
3.2.5	Penurunan Persamaan Gerak .....	37
3.2.5.1	<i>Boring Bar</i> Tanpa DVA.....	37
3.2.5.2	<i>Boring bar</i> dengan DVA 1 DOF.....	39
3.2.5.3	<i>Boring Bar</i> dengan DVA 2 DOF.....	42
3.2.6	Pembuatan <i>Script Matlab</i> .....	45
3.2.7	Penentuan Parameter .....	46
3.2.7.1	Mesin Bubut.....	46
3.2.7.2	Sistem Utama berupa <i>Boring Bar</i> .....	48
3.2.7.2	Parameter <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i> .....	52
3.2.8	Simulasi.....	54
3.2.8.1	<i>Flowchart</i> Simulasi.....	55
3.2.9	Reduksi Respon Getaran .....	56
3.2.10	Analisa Hasil dan Optimalisasi.....	56
3.2.11	Kesimpulan.....	57
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....		58
4.1	Analisa Simulasi .....	58

4.1.1	Analisa Simulasi Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF .....	58
4.1.1.1	Respon Getaran Sistem Utama Dengan Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L21=17mm. ..	59
4.1.1.2	Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L22=15mm. ..	62
4.1.1.3	Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L23=10mm. ..	65
4.1.2	Analisa Simulasi Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF .....	68
4.1.2.1	Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L21=17mm. ..	68
4.1.2.2	Respon Getaran Sistem Uutama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variai L22=15mm. ....	73
4.1.2.3	Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L23=10 Mm. ..	77
4.2	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF .....	81

4.2.1	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Frekuensi 0.81....	82
4.2.2	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Frekuensi 0.98....	84
4.2.3	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Frekuensi 1.14....	86
4.3	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF .....	89
4.3.1	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF pada Rasio Frekuensi 0.81....	89
4.3.2	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Frekuensi 0.98....	91
4.3.3	Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Frekuensi 1.14....	93
4.4	Optimalisasi .....	95
4.4.1	Optimalisasi Model Dinamias Sistem Utama 2 DOF.....	96
4.4.2	Optimalisasi Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF	97
BAB IV KESIMPULAN DAN SARAN .....		98
5.1	Kesimpulan .....	99
5.2	Saran.....	100
DAFTAR PUSTAKA .....		101
LAMPIRAN .....		103
BIODATA PENULIS .....		129

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Sistem Multi Degree of Freedom .....	5
<b>Gambar 2.2</b>	pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan undamped DVA.....	8
<b>Gambar 2.3</b>	Pengaruh dari Undamped Vibration Absorber terhadap respon dari sistem utama.....	11
<b>Gambar 2.4</b>	Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan damped DVA .....	12
<b>Gambar 2.5</b>	Pengaruh dari damped vibration absorber terhadap respon dari sistem utama .....	14
<b>Gambar 2. 6</b>	Bagian-bagian mesin bubut.....	15
<b>Gambar 2.7</b>	(a) ilustrasi skematis boring bar baja dengan sisipan karbida. (b) ilustrasi skematis boring bar dengan “inersia disk” .....	16
<b>Gambar 2. 8</b>	Tabel Specific Energy .....	18
<b>Gambar 2.9</b>	Mekanisme sistem utama dengan penambahan CPVA .....	19
<b>Gambar 2. 10</b>	Pemodelan sistem dinamis sistem utama dengan arah gerak translasi .....	20
<b>Gambar 2. 11</b>	Mekanisme Alat RVD 4 pegas.....	21
<b>Gambar 2. 12</b>	Mesin bubut dengan mekanisme RVD 4 pegas..	22
<b>Gambar 2.13</b>	Model dinamis boring bar dengan variable kekakuan DVA.....	23
<b>Gambar 2. 14</b>	Amplitudo ratio dari boring bar dengan perbedaan kekakuan DVA .....	24
<b>Gambar 2. 15</b>	stable dan unstable hasil experiment permesinan	24
<b>Gambar 2. 16</b>	Model dinamis boring bar dengan VSDVA.....	25
<b>Gambar 2. 17</b>	Amplitudo rasio dengan variasi kekakuan VSDVA .....	26
<b>Gambar 2.18</b>	Grafik stable dan unstable.....	26
<b>Gambar 2.19</b>	Grafik chatter frekuensi berdasarkan persamaan matematis .....	27

<b>Gambar 2. 20</b>	Pemodelan sistem dinamis (a) sistem utama tanpa CPVA dan (b) dengan ditambah CPVA.....	29
<b>Gambar 3. 1</b>	Flowchart penelitian .....	32
<b>Gambar 3. 2</b>	Boring bar .....	33
<b>Gambar 3. 3</b>	Head , insert dan bolt.....	34
<b>Gambar 3. 4</b>	Dynamic Vibration Absorber (DVA) .....	34
<b>Gambar 3. 5</b>	Model Dinamis (a) Tanpa DVA (b) Dengan DVA 1 DOF dan (c) dengan DVA 2 DOF.....	35
<b>Gambar 3. 6</b>	Arah gaya yang bekerja pada boring bar .....	36
<b>Gambar 3. 7</b>	free body diagram boring bar tanpa DVA .....	37
<b>Gambar 3. 8</b>	Free Body diagram massa boring bar ( $m_1$ ) .....	39
<b>Gambar 3. 9</b>	Free Body Diagram massa DVA 1 .....	40
<b>Gambar 3. 10</b>	Free Body Diagram massa boring bar ( $m_1$ ).....	42
<b>Gambar 3. 11</b>	Free Body Diagram massa DVA 1 .....	43
<b>Gambar 3. 12</b>	Free Body Diagram massa DVA 2.....	43
<b>Gambar 3. 13</b>	(a) Simulasi deformasi statis boring bar tanpa lubang dan (b) Simulasi deformasi statis boring bar dengan lubang. ....	49
<b>Gambar 3. 14</b>	(a) Nilai frekuensi natural & massa keseluruhan boring bar tanpa lubang dan (b) dengan lubang. ....	50
<b>Gambar 3. 15</b>	Flowchart Simulasi.....	56
<b>Gambar 4. 1</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi $L_{21}=17\text{mm}$ dan (b) Respon Getaran Absorber Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi $L_{21}=17\text{mm}$ .....	60
<b>Gambar 4. 2</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi $L_{22}=15\text{mm}$ dan (b) Respon Getaran Absorber	

	Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi L22=15mm.....	63
<b>Gambar 4. 3</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi L23=10mm dan (b) Respon Getaran Absorber Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi L23=10mm.....	66
<b>Gambar 4. 4</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L21=17mm, (b) Respon Getaran Absorber ( $X_2$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L21=17mm dan (c)Respon Getaran Absorber ( $X_3$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF L21=17mm .....	70
<b>Gambar 4. 5</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L22=15mm, (b) Respon Getaran Absorber ( $X_2$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L22=15mm dan (c)Respon Getaran Absorber ( $X_3$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF variasi L22=15mm.....	75
<b>Gambar 4. 6</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L23=15mm, (b) Respon Getaran Absorber ( $X_2$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L23=10mm dan (c)Respon Getaran Absorber ( $X_3$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF variasi L23=10mm.....	79
<b>Gambar 4. 7</b>	(a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.81 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.81.....	83

<b>Gambar 4. 8</b>	(a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.98 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.98.....	85
<b>Gambar 4. 9</b>	(a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 1.14 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 1.14.....	87
<b>Gambar 4. 10</b>	(a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.81 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.81.....	90
<b>Gambar 4. 11</b>	(a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.98 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.98.....	92
<b>Gambar 4. 12</b>	(a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 1.14 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 1.14.....	94
<b>Gambar 4. 13</b>	Grafik bode diagram variasi L21=17 mm m25=160 gram model dinamis 2 DOF .....	96
<b>Gambar 4. 14</b>	Grafik bode diagram variasi L22=15 mm m23=140 gram model dinamis 3 DOF .....	97

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2. 1</b> Data Hasil Experiment .....	27
<b>Tabel 3. 1</b> Parameter Frekuensi Operasi.....	47
<b>Tabel 3. 2</b> Parameter mesin bubut.....	48
<b>Tabel 3. 3</b> Parameter Penelitian Boring Bar .....	51
<b>Tabel 3. 4</b> parameter penelitian DVA dengan model dinamis sistem 2 DOF.....	53
<b>Tabel 3. 5</b> Parameter penelitian DVA dengan sistem dinamis sistem 3 DOF.....	54
<b>Tabel 4. 1</b> Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L21=17mm.....	59
<b>Tabel 4. 2</b> Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L22=15mm.....	62
<b>Tabel 4. 3</b> Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L23=10mm.....	65
<b>Tabel 4. 4</b> Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L21=17mm.....	69
<b>Tabel 4. 5</b> Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L22=15mm.....	73
<b>Tabel 4. 6</b> Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L23=10mm.....	78

**” Halaman ini sengaja dikosongkan ”**

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Mesin bubut merupakan salah satu mesin perkakas yang paling sering digunakan di industri. Salah satu pengerjaan yang dapat dilakukan oleh mesin bubut yaitu *boring* atau memperlebar diameter dalam lubang. Dalam pengerjaan ini dibutuhkan *boring bar* sebagai tempat mata pisau yang diletakkan pada bagian *bed* mesin bubut. Pelebaran diameter dalam lubang oleh *boring bar* menghasilkan getaran yang membuat hasil pengerjaan memiliki *chatter* dan umur *boring bar* menjadi lebih pendek. Getaran tersebut disebabkan oleh kecepatan potong dan kedalaman potong benda kerja. Sehingga, diperlukan beberapa cara untuk meredam getaran pada *boring bar* salah satunya yaitu diberi *Dynamic Vibration Absorber* (DVA).

*Dynamic Vibration Absorber* (DVA) merupakan alat peredam getaran yang bergerak bersamaan dengan sistem utama. *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) mereduksi getaran sistem utama dengan menghasilkan getaran yang arahnya berlawanan dengan arah getar sistem utama. DVA terdiri dari sebuah pegas (konstanta kekakuan) dan sebuah massa yang telah membuat sistem utama menjadi 2 DOF. Dari penelitian sebelumnya oleh Pinkan Kharisah Zulfyanti pada tahun 2019 mengenai pengaruh damping pada respon getaran sistem dengan mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA), membuktikan bahwa DVA jenis CPVA mampu mereduksi getaran pada sistem utama.

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, maka dilakukan penerapan optimalisasi reduksi getaran menggunakan DVA pada mesin perkakas, yaitu mesin bubut. Optimalisasi desain dilakukan dengan mensimulasikan sistem terkait menggunakan *Software Matlab Simulink* dan *Ansys Static Structural*. DVA yang dirancang merupakan massa-pegas yang terpasang pada *head boring bar* menggunakan metode kantilever. Ketika terjadi getaran saat proses *boring* berlangsung getaran tersebut terdistribusi pada

DVA. Untuk mengetahui nilai optimum reduksi getaran digunakanlah model dinamis 2 DOF dan 3 DOF pada boring bar L/D 8 dengan variasi frekuensi operasi sebesar 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz, variasi massa DVA sebesar 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram, dan variasi panjang konstanta kekakuan sebesar 17 mm, 15 mm dan 10 mm.

### **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang yang ada didapatkan rumusan masalah penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana model dinamis *boring bar* dan DVA yang merepresentasikan getaran pada proses *boring*?
2. Bagaimana reduksi getaran pada masing-masing variasi massa DVA dan konstanta kekakuan?
3. Berapa nilai konstanta kekakuan dan massa DVA yang optimal?
4. Bagaimana grafik nilai reduksi optimal DVA pada *boring bar*?

### **1.3 Tujuan**

Berdasarkan rumusan masalah yang ada didapatkan tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui model dinamis *boring bar* dan DVA yang merepresentasikan getaran pada proses *boring*.
2. Mengetahui reduksi getaran pada masing-masing variasi massa DVA dan panjang konstanta kekakuan.
3. Mengetahui nilai konstanta kekakuan dan massa DVA yang optimal.
4. Mengetahui grafik nilai reduksi optimal DVA pada *boring bar*.

### **1.4 Batasan Masalah**

Untuk membatasi penelitian ini agar tidak mencakup cakupan yang terlalu luas, maka dilakukan beberapa pembatasan. Batasan malah dalam penelitian ini sebagai berikut:

1. Mesin bubut yang digunakan merupakan mesin bubut konvensional.
2. Pemodelan dan simulasi dilakukan hanya saat proses *boring* berlangsung.
3. Getaran dari komponen mesin bubut yang mempengaruhi proses *boring* diabaikan.
4. Material benda kerja adalah AISI 4340.
5. Mata pisau yang digunakan adalah TCMT16 *Carbide Coating*.
6. *Feeding rate* dianggap sama.
7. *Depth of cut* dianggap sama.
8. Nilai rasio redaman *boring bar* dan DVA dianggap sama.
9. Massa *boring bar* dan DVA merupakan massa mengumpul.
10. Desain DVA dinyatakan aman apabila respon DVA  $< 1.5$  mm.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

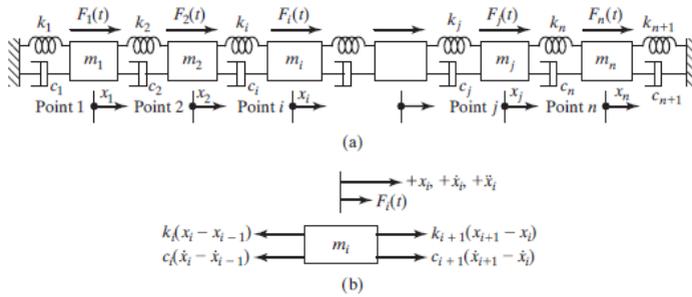
1. Penelitian ini bermanfaat sebagai sarana penerapan ilmu pengetahuan untuk perkembangan bidang perindustrian khususnya dalam bidang vibrasi.
2. Penelitian ini bermanfaat dalam peredaman getaran guna meningkatkan efisiensi kegiatan *boring* pada mesin bubut.
3. Penelitian ini juga bermanfaat sebagai sumber referensi penelitian selanjutnya mengenai DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) dengan berbagai variasi lainnya.

**“ Halaman ini sengaja dikosongkan”**

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Multi Degree of Freedom (MDOF)

Derajat kebebasan (*Degree of Freedom*) adalah jumlah koordinat *independent* yang dibutuhkan untuk menentukan posisi suatu sistem. Umumnya sistem yang ada dalam dunia Teknik atau engineering adalah sistem dengan dua atau lebih derajat kebebasan (*Multi Degree of Freedom*). setiap derajat kebebasan memiliki frekuensi natural masing-masing. Berikut merupakan contoh sistem MDOF.



**Gambar 2. 1** Sistem Multi Degree of Freedom  
(Rao S., 2004)

Dalam menganalisa sistem multi DOF, peninjauan komponen-komponen sistem dan arah gerak masing-masing komponen diperlukan. Untuk mempermudah analisa tersebut dapat digunakan *Free Body Diagram*. Berdasarkan *Free Body Diagram* diatas dapat diperoleh persamaan gerak untuk  $m_1$

$$m_i \ddot{x}_i - c_i \dot{x}_{i-1} + (c_i + c_{i+1}) \dot{x}_i - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) x_i = F_i$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, n-1 \tag{2.1}$$

persamaan gerak  $m_1$  dan  $m_n$  dapat diperoleh dari persamaan 2.1. Dengan mengatur  $i = 1$  bersama  $x_0 = 0$  dan  $i = n$  Bersama  $x_{n+1} = 0$ . Maka persamaan geraknya menjadi:

$$m_1 \ddot{x}_1 - (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_1 \quad (2.2)$$

$$m_n \ddot{x}_n - c_n \dot{x}_{n-1} + (c_n + c_{n+1}) \dot{x}_n - k_n x_{n-1} + (k_n + k_{n+1})x_n = F_n \quad (2.3)$$

persamaan gerak 2.1,2.2 dan 2.3 dapat diubah ke dalam bentuk matriks seperti dibawah ini:

$$[m] \ddot{x} + [c] \dot{x} + [k] x = F \quad (2.4)$$

Dimana  $[m]$ ,  $[c]$ , dan  $[k]$  adalah matriks dari massa, *damping* dan pegas. Matriks dapat dijabarkan pada persamaan di bawah ini

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

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

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

Dan  $x, \dot{x}, \ddot{x}$  dan  $F$  adalah vektor perpindahan, kecepatan, percepatan dan gaya, , maka didapatkan

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n(t) \end{Bmatrix} \quad \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}$$

$$\ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix} \quad F = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ F_n(t) \end{Bmatrix}$$

Untuk sistem undamped, dengan semua  $c_i = 0, i = 1, 2, 3 \dots n+1$  maka persamaan gerak menjadi

$$[m] \ddot{x} + [k]x = F \quad (2.5)$$

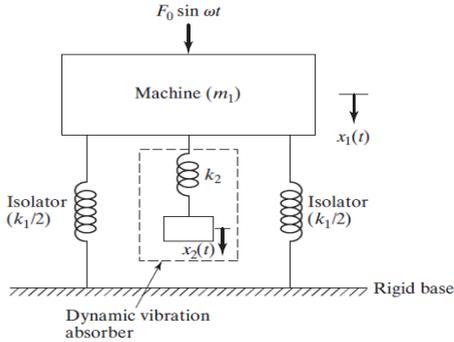
Dimana  $[m]$ , dan  $[k]$  adalah matriks dari massa dan pegas.

## 2.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

*Dynamic Vibration Absorber* (DVA) adalah alat mekanis yang terdiri dari massa absorber dan pegas yang berfungsi untuk mereduksi getaran yang tidak diinginkan. Pemasangan DVA pada sistem utama telah menghasilkan sistem dengan 2 DOF, sehingga sistem telah memiliki 2 frekuensi natural. Penggunaan DVA biasanya dalam mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan. DVA dapat menyerap berbagai arah eksitasi, tergantung pada komponen dan mekanisme DVA yang menyesuaikan dengan arah eksitasi dari sistem utama. Tanpa DVA, getaran pada sistem utama telah sulit dikontrol dan telah menurunkan efisiensi sistem itu sendiri. DVA dibagi menjadi 2 jenis yaitu *undamped dynamic vibration absorber* dan *damped dynamic vibration absorber*.

### 2.2.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Sebuah sistem utama dengan massa ( $m_1$ ) dan pegas ( $k_1$ ) dipasang DVA mengakibatkan adanya massa absorber ( $m_2$ ) dan pegas absorber ( $k_2$ ). Secara sederhana sistem dapat dimodelkan sebagai berikut:



**Gambar 2. 2** pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *undamped* DVA (Rao S.,2004)

Berdasarkan gambar 2.2 didapatkan persamaan gerak dari massa  $m_1$  dan  $m_2$  sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.7)$$

dengan asumsi penyelesaian harmonik,

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t \quad j = 1, 2 \quad (2.8)$$

Sehingga diperoleh amplitude *steady state* dari  $m_1$  dan  $m_2$  sebagai berikut

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.9)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.10)$$

Reduksi amplitude dari massa utama ( $X_1$ ) menjadi hal yang paling penting untuk meredam getaran. Maka untuk membuat amplitude  $m_1$  menjadi 0 maka numerator dari persamaan (2.10) harus bernilai 0. Sehingga persamaan menjadi

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.11)$$

Jika sistem utama, sebelum penambahan DVA beroperasi di daerah resonansi. Maka frekuensi naturalnya menjadi  $\omega^2 \approx \omega^2 = \frac{k_1}{m_1}$ . Sehingga DVA di *design* memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi natural sistem utama. Maka persamaan (2.11) menjadi:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.12)$$

Ketika pengoperasian pada frekuensi resonansi, amplitude getaran mesin akan menjadi 0 dengan mendefinisikan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{m_2}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

sebagai frekuensi natural dari sistem utama, dan

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

sebagai frekuensi natural dari DVA. Sehingga persamaan (2.9) dan (2.10) dapat ditulis sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.13)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.14)$$

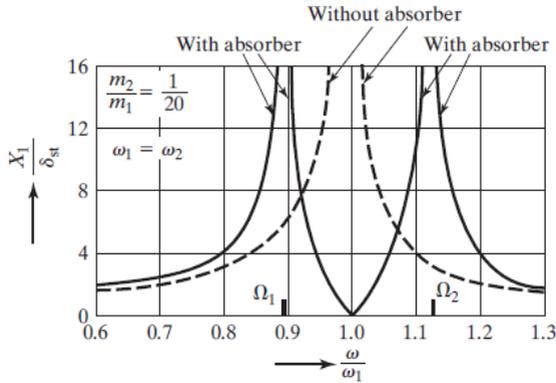
Variasi dari amplitude massa utama ( $\frac{X_1}{\delta_{st}}$ ) dengan kecepatan sudut massa utama ( $\frac{\omega}{\omega_1}$ ) ditunjukkan pada gambar 2.3. ketika  $X_1 = 0$  pada  $\omega = \omega_1$ , nilai  $X_2$  menjadi:

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.15)$$

Hal ini menunjukkan bahwa gaya pegas berlawanan dengan gaya eksitasi dan berusaha untuk meniadakan atau mereduksi gaya eksitasi di  $X_1$ , sehingga  $X_1$  berkurang dan mendekati nilai 0. Dimensi dari DVA didapatkan melalui persamaan (2.15) dan (2.12),

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.16)$$

sehingga nilai dari  $k_2$  dan  $m_2$  tergantung pada nilai  $X_2$  yang diperoleh.



**Gambar 2. 3** Pengaruh dari *Undamped Vibration Absorber* terhadap respon dari sistem utama (Rao S, 2004)

Dapat dilihat pada gambar 2.3 penambahan DVA menghasilkan dua frekuensi natural dari sistem, sehingga terdapat  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$  pada respon dari sistem utama yang memiliki amplitude tidak terhingga. Dalam praktiknya, frekuensi operasional  $\omega$  harus berada jauh dari  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$ . Nilai dari  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$  dapat diperoleh dengan membuat denominator persamaan (2.13) menjadi 0, mengingat bahwa

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.17)$$

Sehingga persamaan (2.13) menjadi

$$\left( \frac{\omega}{\omega_2} \right)^4 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + 1 = 0 \quad (2.18)$$

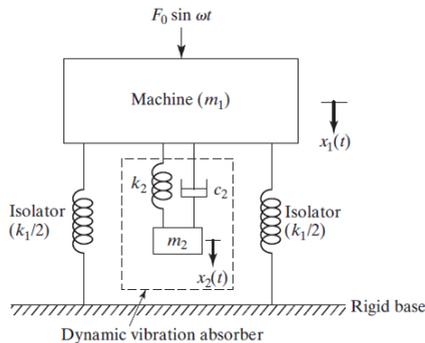
Akar dari persamaan (2.18) sebagai berikut

$$\left. \begin{matrix} \left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2 \\ \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2 \end{matrix} \right\} = \frac{\left\{ \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 \pm \left\{ \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right\}}{2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.19)$$

Dimana persamaan (2.19) merupakan fungsi dari  $\left(\frac{m_2}{m_1}\right)$  dan  $\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)$ .

### 2.2.2 Damped Dynamic Vibration Absorber

Pada sub bab sebelumnya telah dijelaskan bahwa puncak resonansi pada grafik respon sistem utama dapat dihilangkan. Hal ini dilakukan dengan cara penambahan *undamped* DVA pada sistem utama sehingga didapatkan 2 buah puncak baru. Namun nilai amplitude pada dua puncak tersebut sangat besar, sehingga perlu direduksi dengan peredam. Gambar 2.4 merupakan sistem DVA dengan peredam (*damped dynamic vibration absorber*).



**Gambar 2. 4** Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *damped* DVA (Rao S.,2004)

Berdasarkan gambar 2.4 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa  $m_1$  dan  $m_2$  sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.20)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.21)$$

dengan mengansumsikan penyelesaian harnomik,

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t} \quad j = 1,2 \quad (2.22)$$

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

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + ic_2\omega(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.23)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + ic_2\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)} \quad (2.24)$$

Dimana:

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

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

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

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

$f = \omega_a / \omega_n = \text{ratio of natural frequency}$

$g = \omega / \omega_n = \text{forced frequency ratio}$

$cc = 2m\omega_n = \text{critical damping constant}$

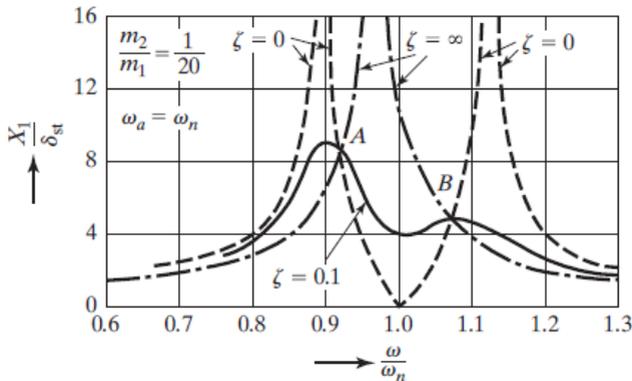
$\zeta = c_2 / c_c = \text{damping ratio}$

sehingga nilai  $X_1$  dan  $X_2$  dapat dinyatakan dalam:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.26)$$

Persamaan 2.25 menunjukkan nilai amplitude getaran dari massa utama merupakan fungsi dari  $\mu, f, g$  dan  $\zeta$ . Grafik dari  $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$  terhadap *forced frequency ratio* ( $g$ ) ditunjukkan pada gambar 2.5 dengan nilai  $f = 1, \mu = 1/20$  dan nilai variasi  $\zeta$  adalah 0, 0.1, dan  $\infty$ .



**Gambar 2. 5** Pengaruh dari *damped vibration absorber* terhadap respon dari sistem utama  
(Rao S.,2004)

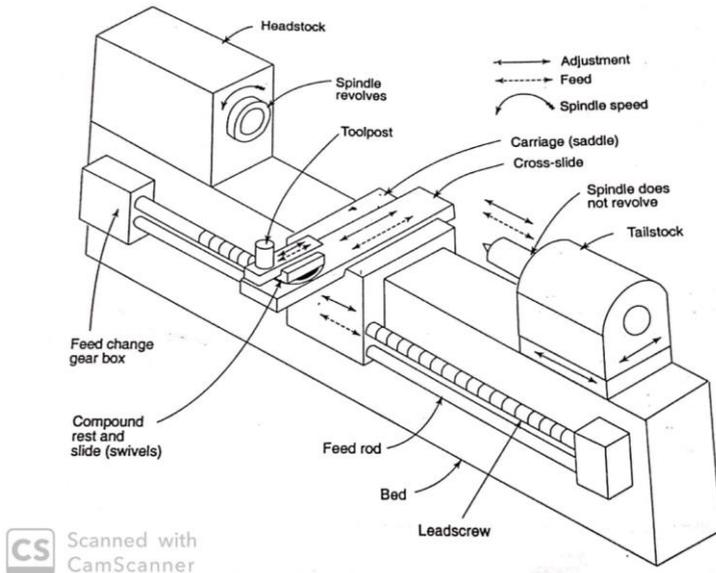
Dari grafik pada gambar 2.5, dapat dilihat bahwa ketika redaman sama dengan nol ( $c_2 = \zeta = 0$ ), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi natural yang tidak teredam dari sistem. Ketika redaman tidak terhingga ( $\zeta = \infty$ ), kedua massa utama dan massa absorber bekerja bersamaan sehingga seolah-olah sistem menjadi *Single DOF*. Sedangkan saat redaman bernilai tertentu ( $\zeta = 0.1$ ), puncak dari  $X_1$  bernilai minimum.

### 2.3 *Lathe Machine* (Mesin Bubut)

Mesin bubut merupakan mesin perkakas paling tua. Mesin bubut pertama kali dikembangkan pada periode 1000 sampai 1 tahun sebelum masehi. Dahulu mesin bubut disebut *engine lathe*, karena tenaga mesin berasal dari *overhead pulleys* yang disambungkan dengan *belt* dari mesin terdekat pabrik. Sekarang, mesin bubut *modern* sudah memiliki motor listriknya sendiri.

Meskipun terbilang sederhana dan serbaguna, mesin bubut membutuhkan ahli mesin (operator) yang terampil, sebab semua control dilakukan sendiri secara manual (untuk mesin bubut konvensional). Karena hal tersebut, mesin bubut tidak efisien

untuk operasi berulang dan untuk produksi besar berjalan. Bagian-bagian mesin bubut dapat dilihat pada gambar 2.6



**Gambar 2. 6** Bagian-bagian mesin bubut  
(Rao P.N,2002)

Gambar 2.6 menunjukkan komponen-komponen dari mesin bubut, fungsinya sebagai berikut:

**Bed** . berfungsi untuk menyongkong semua komponen mesin bubut. Bed memiliki konstruksi yang berat dan *rigid*. Bagian utama dari bed didesain agar tidak cepat aus.

**Carriage** . berfungsi untuk memegang dan menggerakkan *tool post(belt)* pada *bed* secara vertikal.

**Head stock** . berfungsi sebagai perangkat penahan untuk rantai gigi, *spindle*, penggerak pul, dan lain sebagainya.

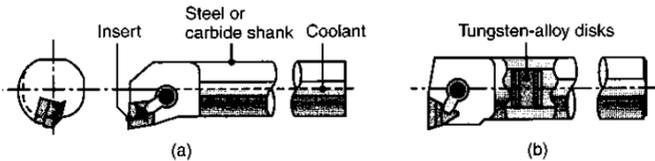
**Chuck** . digunakan untuk memegang dan mengunci benda kerja.

**Lead Screw** . digunakan untuk menggerakkan *carriage* secara otomatis saat proses permesinan berlangsung.

**Tail Stock** . berfungsi untuk membantu menompang benda kerja saat dibutuhkan. Dapat juga digunakan untuk melakukan operasi *drilling*.

## 2.4 Prinsip Kerja *Boring Bar*

*Boring* pada mesin bubut mirip dengan operasi *turning*. *Boring* dan *turning* dilakukan didalam benda kerja berlubang atau lubang yang dibuat sebelumnya dengan *drill* atau dengan cara lain. *Cutting tool* berupa *boring bar* harus cukup kaku untuk meminimalkan defleksi alat untuk menjaga akurasi dimensi dan menghindari getaran dan *chatter*. Sehingga disarankan material untuk *boring bar* memiliki modulus elastis yang tinggi (seperti *tungsten carbide*).



**Gambar 2. 7** (a) ilustrasi skematis *boring bar* baja dengan sisipan karbida. (b) ilustrasi skematis *boring bar* dengan “inersia disk” (Kalpakjian S.,2009)

*Cutting tool* biasanya merupakan *single point*, terbuat dari M2 atau M3 *high-speed steel* atau P10(C7) atau P01(CS) *carbide*. Sudah terpasang di *tool head*, yang mampu bergerak vertikal (untung *boring* dan *turning*) dan Gerakan radial (untuk *facing*). *Cutting speed* dan *feeds* untuk *boring* sama dengan operasi *turning*.

*Material-removal rate* (MRR) di *boring* adalah volume material yang terbangung per unit waktu, dengan satuan  $\text{mm}^3/\text{min}$ . Untuk setiap revolusi benda kerja, *ring-shaped layer* dari material terbangung yang memiliki luas penampang yang sama dengan produk dari jarak yang ditempuh alat dalam satu revolusi (*feeds*,  $f$ ) dan kedalaman potong,  $d$ . volume dari cincin ini adalah produk dari luas penampang ( $f$ ) ( $d$ ) dan rata-rata lingkaran cincin,  $\pi D_{\text{avg}}$ , dimana

$$D_{\text{avg}} = \frac{D_o + D_f}{2} \quad (2.27)$$

Untuk pemotongan pada benda kerja berdiameter besar, diameter rata-rata dapat diganti oleh  $D_o$ .

Kecepatan rotasi dari benda kerja adalah  $N$  dan *material removal rate* per revolusi adalah  $(\pi)(D_{avg})(d)(f)$ . karena ada  $N$  putaran per menit, maka menjadi

$$MRR = \pi D_{avg} d f N \quad (2.28)$$

Keakuratan dimensi dari persamaan ini dapat diperiksa dengan mengganti dimensi ke right-hand side. Misalnya,  $(\text{mm})(\text{mm})(\text{mm}/\text{rev})(\text{rev}/\text{min}) = \text{mm}^3/\text{min}$ , yang menunjukkan volume benda kerja yang terbuang. Sehingga persamaan (2.28) juga bisa ditulis

$$MRR = d f V \quad (2.29)$$

Dimana  $V$  adalah kecepatan potong dan  $MRR$  memiliki satuan yang sama yaitu  $\text{mm}^3/\text{min}$ .

Waktu pemotongan,  $t$ , untuk benda kerja dengan panjang  $l$  dapat dihitung dengan mencatat bahwa alat bergerak dengan *feed rate*  $fN = (\text{mm}/\text{rev})(\text{rev}/\text{min}) = \text{mm}/\text{min}$ . jarak yang ditempuh adalah  $l$  mm, maka waktu pemotongan sebagai berikut

$$t = \frac{l}{fN} \quad (2.30)$$

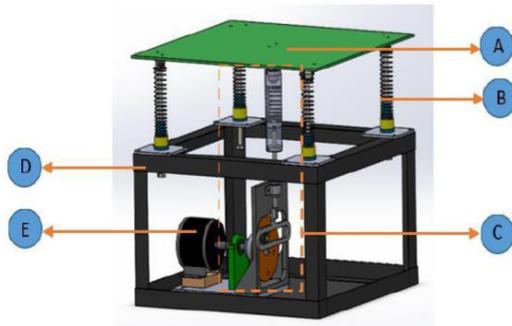
waktu pemotongan dalam persamaan (2.30) tidak termasuk waktu yang diperlukan untuk *tool approach* dan *retraction*. Untuk menentukan *specific energy* dapat dilihat dari gambar 2.7 .

<b>Approximate Range of Energy Requirements in Cutting Operations at the Drive Motor of the Machine Tool (for Dull Tools, Multiply by 1.25)</b>	
Material	Specific energy
	$W \cdot s/mm^3$
Aluminum alloys	0.4-1
Cast irons	1.1-5.4
Copper alloys	1.4-3.2
High-temperature alloys	3.2-8
Magnesium alloys	0.3-0.6
Nickel alloys	4.8-6.7
Refractory alloys	3-9
Stainless steels	2-5
Steels	2-9
Titanium alloys	2-5

**Gambar 2. 8** Tabel *Specific Energy*

## 2.5 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2019, **Pinkan Harisah Zulfyanti** telah melakukan penelitian tentang pengaruh *damping* pada respon getaran sistem dengan mekanisme *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA). Pada penelitian simulasi ini dilakukan normalisasi dari penelitian sebelumnya yang telah dilakukan oleh Syahir. Dimana penelitian tersebut adalah melakukan perbaikan rangka sistem utama dan validasi antara studi eksperimental dan simulasi pada arah gerak translasi dan rotasi. Penelitian ini bertujuan untuk menormalisasi dengan cara membuat redaman eksitasi ( $C_0$ ), rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) dan rasio redaman piezoelektrik ( $\zeta_p$ ), serta mencari respon getaran sistem massa utama dengan CPVA. Mekanisme Sistem Utama dengan penambahan CPVA seperti pada gambar 2.9

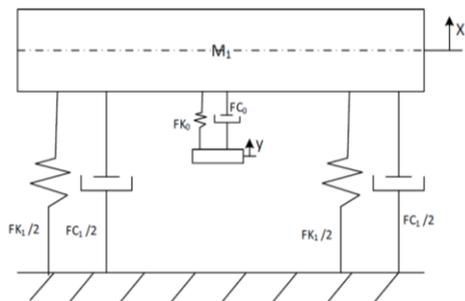


**Gambar 2. 9** Mekanisme sistem utama dengan penambahan CPVA

Keterangan gambar:

- a. Meja Sistem Utama
- b. Suspense meja
- c. Mekanisme penggerak
- d. Rangka
- e. Motor

Alat simulator yang dibuat memiliki bagian-bagian dengan dimensi 50cm X 50 cm x 80 cm dan terdiri dari beberapa komponen seperti meja, rangka, mtoro, suspensi dan sistem penyalur daya.



**Gambar 2. 10** Pemodelan sistem dinamis sistem utama dengan arah gerak translasi

Keterangan gambar:

$M_1$  : massa utama

$C_o$  : konstanta redaman eksitasi

$C_1$  : konstanta redaman pada massa utama

$K_o$  : konstanta pegas eksitasi

$K_1$  : konstanta pegas pada massa utama

$Y$  : *displacement* eksitasi *disk*

$X_1$  : *displacement* massa utama Untuk mempermudah proses analisa maka dilakukan penyederhanaan pemodelan sistem utama dengan CPVA seperti pada gambar 2.10.

Dari simulasi yang telah dilakukan, respon getaran sistem utama,  $\zeta_a$  semakin tinggi maka dapat meredam getaran yang terjadi, sedangkan  $\zeta_a$  semakin rendah maka getaran yang terjadi tidak dapat meredam getaran yang terjadi di sistem utama. Pada respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA yang dapat meredam lebih baik merupakan variasi  $\zeta_s = \zeta_a$  pada kondisi 0 sampai dengan 0.03 tidak dapat meredam. Sedangkan, pada respon getaran sistem utama dengan penambahan CPVA, dengan  $\zeta_p = 0$  karena adanya defleksi *cantilever* dan jumlah piezoelectric 280 buah, didapat hasil dengan  $\zeta_s = \zeta_a$  pada kondisi 0 sampai 0.3 tidak dapat meredam, sedangkan variasi  $\zeta_s = \zeta_a$  pada kondisi 0.1 sampai dengan 2 dapat meredam. Dan hasil respon voltase bangkitan dengan mekanisme CPVA paling tinggi senilai 40.56 volt pada rasio frekuensi operasional 0.57 dengan  $\zeta_s = \zeta_a = 2$  dengan  $C_o = 1.8$

Ns/m. sedangkan hasil energi bangkitan sebesar 1.39 volt pada frekuensi operasional 1.026, dengan  $\zeta_s = \zeta_a = 0$  dan  $C_o = 0$ .

Pada tahun 2019, **Devinda Anggitasari** telah melakukan validasi mekanisme *Radial Vibration Damper* (RVD) pada poros panjang langsing yang dioperasikan di mesin bubut. Pada penelitian ini dilakukan studi eksperimen dan pemodelan dinamis mekanisme *Radial Vibration Damper* (RVD) yang disimulasikan menggunakan program Simulink Matlab. RVD didesain untuk dapat meredam getaran pada frekuensi kerja mesin bubut (*lathe machine*). Penelitian ini bertujuan untuk melakukan validasi terhadap studi eksperimental dengan studi simulasi menggunakan metode *Independent sample uji-T*. adapun variasi yang diberikan, yaitu variasi jarak peletakan *Radial Vibration Damper* (RVD) 4 pegas terhadap tumpuan pada sistem utama dan variasi kecepatan putar mesin yang dipasang *Radial Vibration Damper* (RVD).



**Gambar 2. 11** Mekanisme Alat RVD 4 pegas

Dari gambar 2.11 dapat dilihat bahwa mekanisme alat 4 pegas RVD terdiri dari empat massa absorber dimana masa yang nantinya digunakan merupakan logam berbentuk silinder yang disusun segaris dengan pegas. Prinsip kerja dari alat *Radial Vibration Damper* (RVD) sama seperti prinsip kerja dari DVA. Alat RVD seperti gambar 2.10 akan dipasang pada poros yang dipasangkan pada mesin bubut.

Prinsip kerja dari mesin bubut dengan mekanisme RVD ini adalah RVD dipasangkan pada sistem utama berupa poros yang nantinya akan berotasi pada rpm tertentu di mesin bubut. Mekanisme RVD 4 pegas pada mesin bubut dapat dilihat pada gambar 2.12.



**Gambar 2. 12** Mesin bubut dengan mekanisme RVD 4 pegas

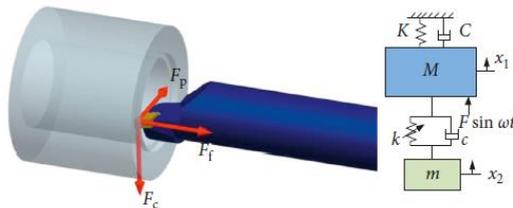
Mekanisme kerja dari alat ini yaitu:

1. Ketika mesin bubut dioperasikan dengan frekuensi tertentu, poros yang telah dipasang alat RVD akan berputar.
2. Energi dari getaran poros akan diredam oleh alat RVD yang mengakibatkan energi getaran dari poros disalurkan ke massa absorber dari lara RVD.

Dari penelitian ini didapatkan hasil validasi antara simulasi dan eksperimen pada sistem utama tanpa RVD dan dengan menggunakan RVD berupa valid untuk semua variasi frekuensi. Dimana didapatkan hasil  $t_{hitung} < t_{tabel}$  dengan nilai  $t_{tabel}$  sebesar 2,776. Dapat disimpulkan bahwa terdapat kesamaan data antara simulasi dan eksperimen pada respon percepatan sistem massa utama dan menghasilkan hasil yang valid. Dengan nilai reduksi terbesar untuk eksperimen terjadi pada peletakan RVD titik 4 dengan frekuensi operasi 900 rpm arah sumbu X memiliki nilai reduksi sebesar 67,51% dan arah sumbu Y sebesar 61,47%. Sedangkan untuk simulasi reduksi terbesar terjadi pada frekuensi

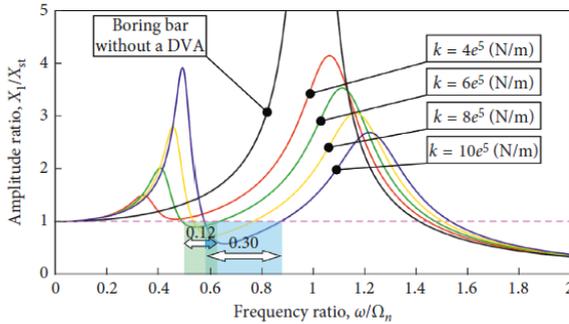
operas 900 rpm arah sumbu X dengan nilai statistic 66,70% dan pada sumbu Y sebesar 51,23%.

Pada tahun 2019, **Lie Li, Beibei Sun** dan **Haitao Hua** telah melakukan penelitian tentang Analisa Karakteristik getaran boring bar dengan variasi kekakuan (*stiffness*) *Dynamic Vibration Absorber*. Dimensi panjang *boring bar* adalah 310 mm dan terbuat dari material baja.

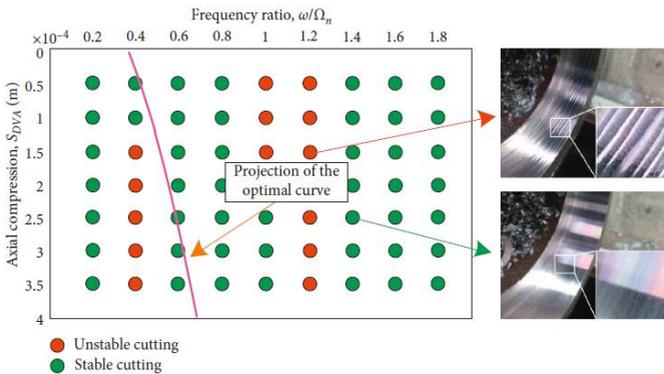


**Gambar 2. 13** Model dinamis *boring bar* dengan variable kekakuan DVA

Model dinamis *boring bar* dibuat berdasarkan pada model dinamis 2 DOF. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.13, dapat dilihat dari gambar 2.8 *boring bar* dikenai 3 gaya selama proses pemotongan yaitu gaya aksial  $F_t$ , gaya tangensial  $F_c$  dan gaya radial  $F_p$ . Dari penelitian ini didapatkan grafik *amplitude ratio* dari *boring bar* dengan variasi kekakuan  $k = 4e^5$  N/m,  $k = 6e^5$  N/m,  $k = 8e^5$  N/m dan  $k = 10e^5$  N/m.



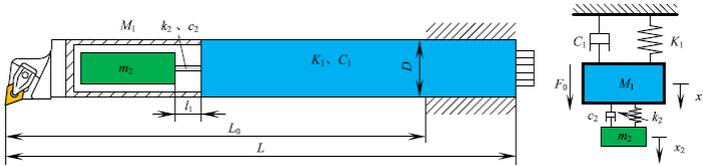
**Gambar 2. 14** Amplitudo ratio dari *boring bar* dengan perbedaan kekakuan DVA



**Gambar 2. 15** *stable* dan *unstable* hasil experiment permesinan

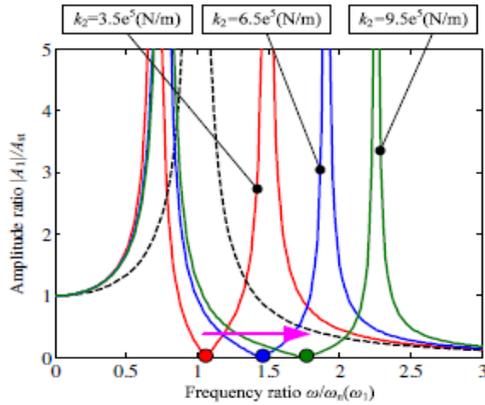
Kesimpulan dari penelitian ini yaitu *boring bar* dengan variasi kekakuan DVA kekakuan  $k=4e^5$  N/m,  $k=6e^5$  N/m,  $k=8e^5$  N/m dan  $k=10e^5$  N/m memiliki hasil reduksi lebih baik daripada *boring bar* tanpa DVA yang ditunjukkan pada gambar 2.14. Dan dari gambar 2.15 didapatkan hasil dari pengaruh variasi *frequency ratio* terhadap *chatter* yang dihasilkan selama proses permesinan, variasi *frequency ratio* yang dibagi menjadi 6 bagian yaitu 0.05-0.2, 0.25-0.45, 0.5-0.6, 0.7-1.0, 1.1-1.25 dan 1.3-2.4.

Pada tahun 2017, **Xianli Liu, Qiang Liu, Shi Wu, Rongyi Li** dan **Haining Gao** meneliti tentang Analisa karakteristik getaran dan metode penyesuaian *boring bar* dengan variasi kekakuan *absorber*. Model dinamis dari *boring bar* dengan VSDVA dapat dilihat Digambar 2.16.

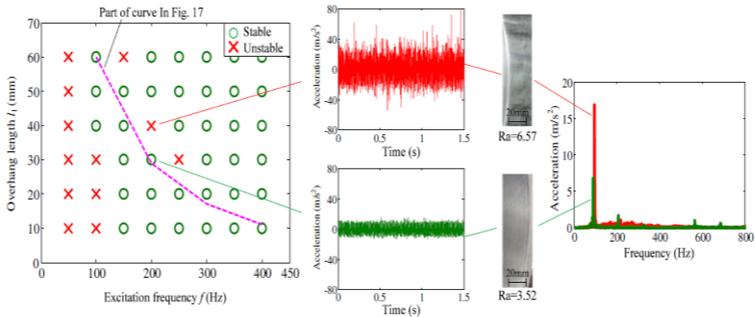


**Gambar 2. 16** Model dinamis *boring bar* dengan VSDVA

Model dinamis berdasarkan pada 2 DOF seperti pada gambar 2.16 dengan dimensi panjang 756 mm dan diameter 40 mm dengan panjang overhang ( $L_o$ ) 600 mm dan panjang overhang VSDVA ( $l_1$ ) 0 - 60 mm . $M_1$  adalah massa equivalent dari boring bar sebesar 1,48 kg,  $K_1$  adalah kekakuan equivalent dari boring bar sebesar  $5.76e^5$  N/m,  $C_1$  adalah konstan damper dari boring bar sebesar 8.52 Ns/m,  $F_0$  adalah gaya eksitasi,  $m_2$  adalah massa dari VSDVA sebesar 0.8 kg , $k_2$  adalah kekakuan equivalent dari VSDVA sebesar  $3.5e^5$  dan  $c_2$  adalah damper konstan dari VSDVA sebesar 5.28 Ns/m. menghasilkan grafik frequency ratio- amplitude ratio dengan dan tanpa menggunakan VSDVA.



**Gambar 2. 17** Amplitudo rasio dengan variasi kekakuan VSDVA



**Gambar 2. 18** Grafik *stable* dan *unstable*

Kesimpulan dari penelitian ini yaitu boring bar yang dirancang memiliki efek reduksi getaran, tetapi harus digunakan dalam frequency eksitasi tertentu. Dapat dilihat juga chatter yang dihasilkan dengan perbedaan frequency eksitasi memiliki hasil yang berbeda-beda.

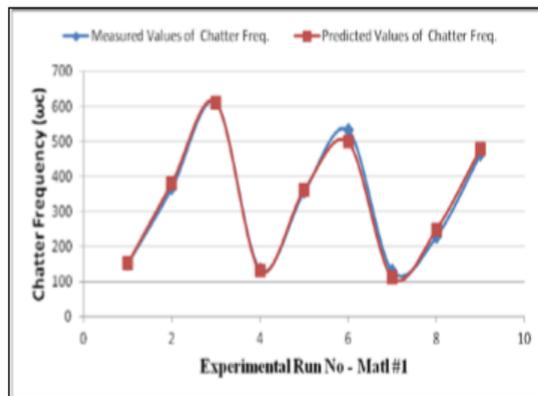
Pada tahun 2017, **Nwoke Obinna N.** dkk. Meneliti tentang Evaluasi dari getaran *frequency* getaran *chatter* di CNC dari material *Alloy Steel* 4340. Frekuensi *chatter* yang didapat dari hasil eksperimen dibandingkan dengan frekuensi *chatter* yang

didapatkan hasil perhitungan model matematika menggunakan Okokpujie dan Okonkwo *equation*.

$$Y/(\omega_c) = 17.0 - 0.566 v + 3971 f + 155d$$

**Tabel 2. 1** Data Hasil *Experiment*

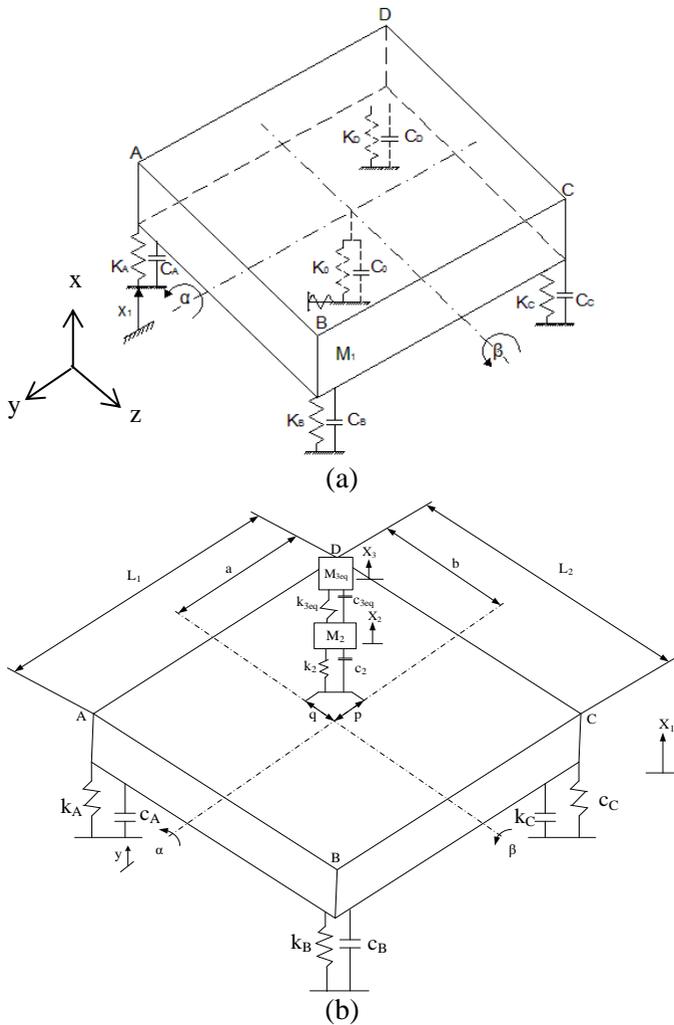
Experiment No	Speed (m/min)	Feed rate (mm/rev)	Depth of Cut (mm)	Chatter Frequency ( $\omega_c$ ) In Hz
1	140	0.05	0.1	150.25
2	140	0.1	0.3	366.21
3	140	0.15	0.5	610.94
4	230	0.05	0.3	135.33
5	230	0.1	0.5	355.56
6	230	0.15	0.1	532.44
7	320	0.05	0.5	130
8	320	0.1	0.1	228.04
9	320	0.15	0.3	463.54



**Gambar 2. 19** Grafik *chatter* frekuensi berdasarkan persamaan matematis

Pemotongan dilakukan dengan memvariasikan *speed* ( $v$ ), *feed rate* ( $f$ ), dan *depth of cut* ( $d$ ) dengan 9 kali pengambilan data. Didapatkan nilai frekuensi *chatter* dari hasil eksperimen dan hasil prediksi matematis memiliki nilai yang hampir sama. Dapat disimpulkan bahwa model matematis dapat memprediksi frekuensi *chatter* pada proses turning dengan tingkat akurasi 99,5%. Berdasarkan frekuensi *chatter* yang didapatkan dapat ditentukan parameter pemotongan yang paling baik guna mendapatkan hasil pemotongan yang maksimal.

Pada tahun 2019, **Azmi Maulana Firdaus** meneliti tentang Analisa Nilai Optimum Reduksi Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi, *Rolling*, Dan *Pitching* Serta Voltase Bangkitan Yang Dihasilkan Oleh Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA). Tujuan penelitian ini adalah mengetahui titik optimum dari variasi letak posisi CPVA dari titik tengah massa dan jumlah cantilever piezoelectric terhadap karakteristik reduksi getaran dari sistem dan voltase bangkitan yang dihasilkan oleh CPVA. Tujuan lain dari penelitian ini adalah mengetahui nilai optimum agar reduksi getaran dari sistem dan voltase bangkitan yang dihasilkan meraih nilai optimum. Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah jarak peletakan CPVA dari titik pusat massa sistem utama sebanyak 15 titik dan variasi jumlah piezoelectric dengan jumlah 1,2,10,50, 100, 500, 1000 hingga 2400 buah dengan interval 100 khusus jumlah piezoelectric 1000 keatas.



**Gambar 2. 20** Pemodelan sistem dinamis (a) sistem utama tanpa CPVA dan (b) dengan ditambah CPVA

Gambar 2.20 merupakan pemodelan sistem dinamis pada penelitian ini yaitu pemodelan sistem dinamis untuk sistem utama

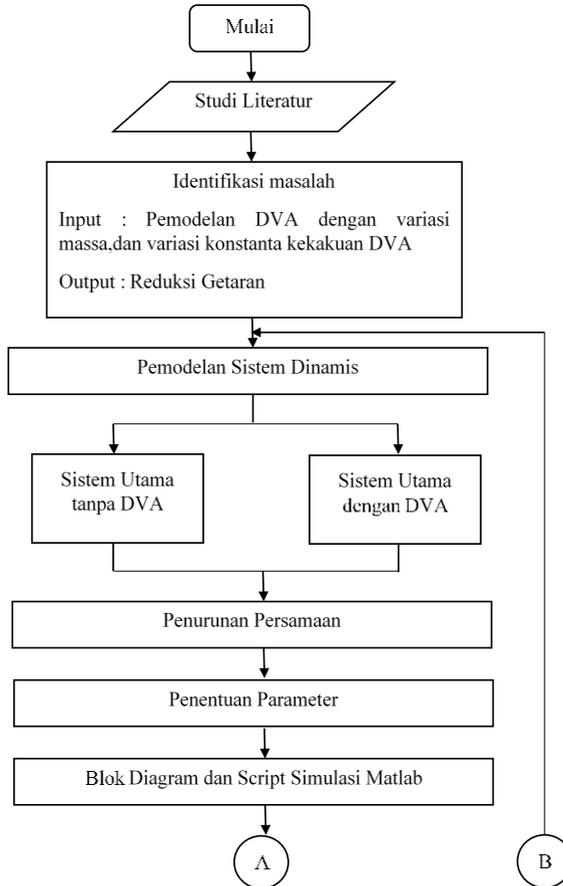
tanpa CPVA dan pemodelan sistem utama untuk sistem utama dengan CPVA.

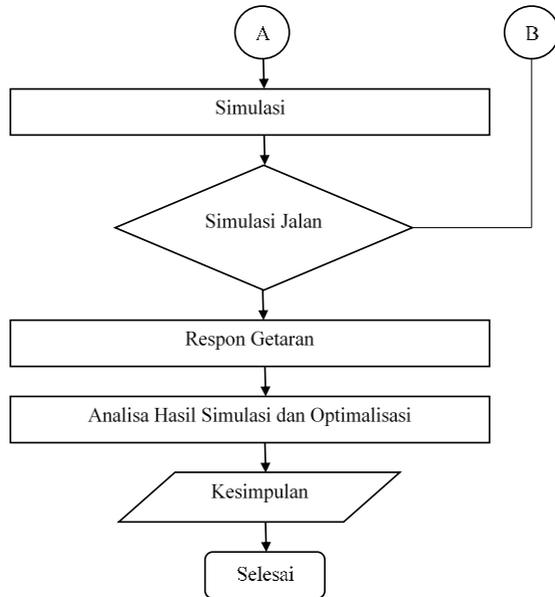
Dari penelitian ini, didapatkan hasil reduksi respon getaran sistem utama dan voltase bangkitan yang optimum saat rancangan CPVA diletakkan pada node 8 dengan jumlah piezoelectric sebanyak 100 buah, yaitu 79.814% untuk getaran arah translasi, 76.174% untuk getaran arah rolling, 79.697% untuk getaran arah pitching dan menghasilkan voltase bangkitan sebesar 1.539 volt. Rancangan sistem tersebut dioperasikan pada frekuensi operasi 39.595 rad/s dan amplitude sebesar 0.04 m.

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Tahapan Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian tugas akhir ini adalah seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.1 berikut:





**Gambar 3. 1** Flowchart penelitian

### 3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

Berikut ini merupakan penjelasan secara detail dari gambar 3.1

#### 3.2.1 Studi Literatur

Sebelum dilakukan simulasi pada penelitian tugas akhir ini, dilakukan studi literatur dan referensi yang berkaitan dengan terlaksananya penelitian tugas akhir ini. Seperti teori getaran *Multi Degree Of Freedom*, *Dynamic Vibration Absorber*, penggunaan *Matlab Simulink*, penggunaan *Solidwork*, penggunaan *Ansys Static Structural*, teori mesin bubut. Sumber dari literatur adalah buku, tugas akhir sebelumnya dan jurnal internasional.

### 3.2.2 Identifikasi Masalah

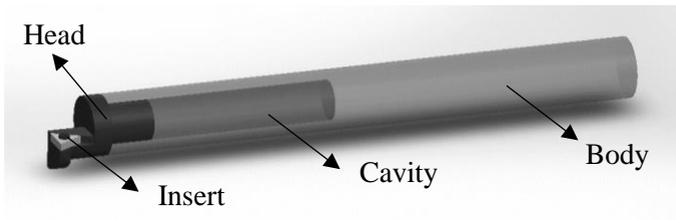
Pada tugas akhir ini telah dimodelkan serta disimulasikan DVA (*Dynamic Vibration Absorber*) untuk mengurangi getaran yang timbul pada boring bar saat proses *boring*. Masalah diidentifikasi sebagai dibagi menjadi dua yaitu *input* dan *output*. Input yang diberikan yaitu, variasi massa DVA dan variasi konstanta kekakuan DVA. Sedangkan *output* yang dihasilkan berupa reduksi getaran *boring bar*.

### 3.2.3 Rancangan Sistem

Berikut merupakan penjelasan dari perancangan mekanisme sistem utama ( *boring bar*) dan DVA yang digunakan.

#### 3.2.3.1 Mekanisme Sistem Utama Tanpa Penambahan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Sistem utama yang dianalisa pada penelitian ini adalah *boring bar* yang terdiri dari *body*, *head*, dan *insert* seperti pada gambar 3.2 berikut:

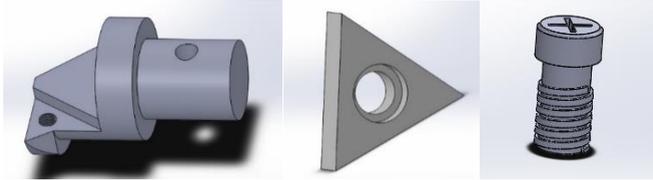


**Gambar 3. 2** *Boring bar*

*Boring bar* dirancang berbentuk silinder terbuat dari material AISI 1045 yang berukuran  $\text{Ø}32 \times 226$  mm. Dalam penelitian ini menggunakan  $L/D$  overhang = 8.

Pada ujung *boring bar* dipasang *head* sebagai tempat untuk mata pisau. Head dipasang pada ujung *boring bar* dengan menggunakan pin. Dimensi *head* sebesar  $\text{Ø}32 \times 55$  mm. Terdapat 1 lubang pada *head* untuk peletakan mata pisau. Digunakan *bolt* untuk meletakkan mata pisau pada *head*. Mata pisau yang

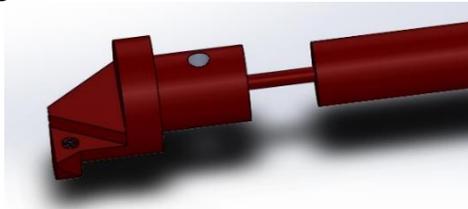
digunakan adalah TCMT16 berbahan *carbide coating* dengan sudut potong  $95^\circ$ . Desain head dapat dilihat di gambar 3.3



**Gambar 3. 3** Head , insert dan bolt

### 3.2.3.2 Mekanisme Sistem Utama Dengan Penambahan Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Penelitian tugas akhir ini menggunakan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang berfungsi mereduksi getaran yang dihasilkan *boring bar* saat proses *boring*. Desain DVA dapat dilihat pada gambar 3.5 berikut:

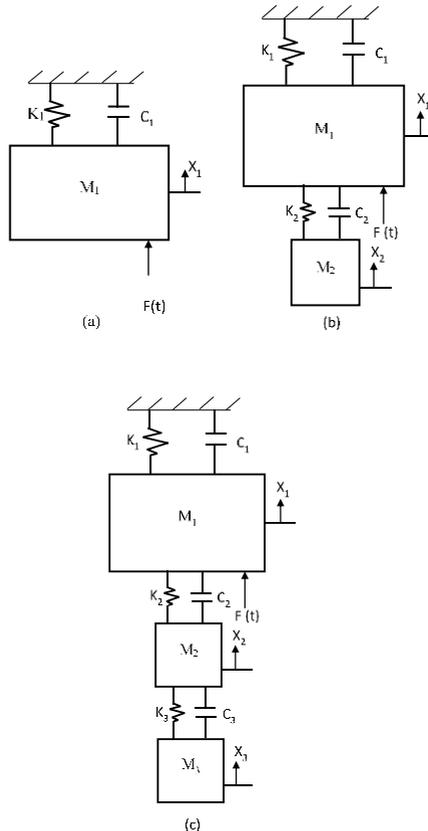


**Gambar 3. 4** Dynamic Vibration Absorber (DVA)

DVA terdiri dari massa absorber dan konstanta kekakuan absorber yang menempel pada *head boring bar*. DVA terbuat dari material AISI 1045. Dengan memperhatikan dimensi lubang pada *boring bar*, panjang DVA tidak boleh lebih dr 100 mm dan diameter tidak boleh lebih dari 21 mm. Pada penelitian tugas akhir ini divariasikan nilai massa DVA dan nilai konstanta kekakuan DVA dengan mempertahankan dimensi diameter pada absorber. Diameter konstanta kekakuan DVA sebesar 6.5 mm dan diameter massa DVA sebesar 18 mm.

### 3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

Setelah mengetahui perancangan mekanisme DVA pada *boring bar* pada mesin bubut dan peletakkannya pada sistem utama, langkah selanjutnya yaitu menentukan model dinamis dari DVA. Model dinamis DVA dilakukan untuk memudahkan dalam penentuan *Free Body Diagram* (FBD). Gambar (3.7) berikut merupakan pemodelan sistem dinamis pada sistem utama berupa *boring bar* tanpa DVA dan *boring bar* dengan DVA.



**Gambar 3. 5** Model Dinamis (a) Tanpa DVA (b) Dengan DVA 1 DOF dan (c) dengan DVA 2 DOF

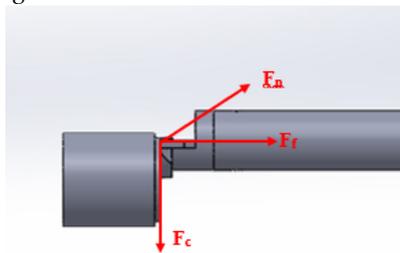
Keterangan:

- $m_1$  : Massa *boring bar*  
 $m_2$  : Massa DVA 1  
 $m_3$  : Massa DVA 2  
 $c_1$  : konstanta redam dari *boring bar*  
 $c_2$  : konstanta redam dari DVA 1  
 $c_3$  : konstanta redam dari DVA 2  
 $k_1$  : konstanta kekakuan *boring bar*  
 $k_2$  : konstanta kekakuan DVA 1  
 $k_3$  : konstanta kekakuan DVA 2  
 $F(t)$  : Gaya eksitasi dari *boring bar*

Boring bar dikenakan 3 gaya selama proses *cutting*, yaitu gaya axial  $F_f$ , gaya tangensial  $F_c$ , dan gaya radial  $F_p$ . Namun, kekakuan batang jauh lebih tinggi di arah pemakanan atau arah axial dari pada arah tangensial dan arah bending radial. Sebaliknya, oleh karena itu, getaran bending disebabkan gaya tangensial  $F_c$  dan gaya radial  $F_p$  harus dipertimbangkan dalam analisis. Gaya eksitasi diekspresikan sebagai berikut:

$$\vec{F}_o = \vec{F}_c + \vec{F}_p$$

Gambar (3.8) menggambarkan gaya yang bekerja pada boring bar selama proses *cutting*.



**Gambar 3. 6** Arah gaya yang bekerja pada *boring bar*

Untuk menyederhanakan perhitungan, gaya eksitasi dapat di equivalentkan ke gelombang sin, menjadi:

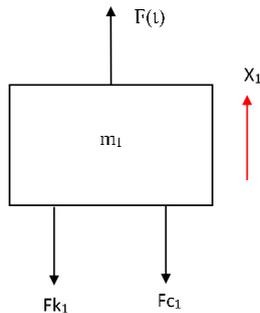
$$F(t) = Fe^{i\omega t}$$

Dimana  $F$  dan  $\omega$  adalah amplitude dan frequency dari gaya eksitasi.

### 3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Setelah mengetahui pemodelan dinamis dari DVA, maka dapat diketahui *Free Body Diagram* (FBD) dari DVA. Penentuan FBD ini mempermudah dalam menentukan persamaan gerak. Berikut merupakan persamaan gerak sistem utama dengan:

#### 3.2.5.1 Boring Bar Tanpa DVA



**Gambar 3. 7** free body diagram boring bar tanpa DVA

Keterangan :

$m_1$  : massa boring bar

$F_{k1}$  : gaya pegas dari boring bar

$F_{c1}$  : gaya redam dari boring bar

$F(t)$  : gaya eksitasi

Besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$F_{k1} = k_1 x_1$$

$$F_{c1} = c_1 \dot{x}_1$$

$$F(t) = Fe^{i\omega t}$$

Berdasarkan persamaan diatas, maka didapat persamaan gerak translasi sumbu x pada boring bar ( $m_1$ ) sebagai berikut:

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

$$-Fk_1 - Fc_1 + F(t) = m_1 \ddot{x}_1$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + Fk_1 + Fc_1 = F(t)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 = F(t)$$

dimana getaran bending diakibatkan oleh gaya tangensial  $F_c$  dan gaya radial  $F_p$ , maka gaya eksitasi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\vec{F}_O = \vec{F}_c + \vec{F}_p$$

Untuk perhitungan, gaya eksitasi dapat diequivalentkan ke gelombang sin:

$$F(t) = Fe^{i\omega t}$$

maka persamaan gerak menjadi

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = Fe^{i\omega t} \quad (3.1)$$

Ketika gaya eksitasi boring bar dinyatakan sebagai  $F_o = Fe^{j\omega t}$ , perpindahan boring bar dapat dinyatakan sebagai berikut

$$x_1 = \overline{X}_1 e^{j\omega t}$$

Maka persamaan gerak menjadi

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = Fe^{j\omega t} \quad (3.2)$$

Dimana  $\overline{X}_1$  adalah amplitude kompleks dari boring bar. Maka:

$$\begin{aligned} x_1 &= \overline{X}_1 e^{j\omega t} \\ \dot{x}_1 &= j\omega \overline{X}_1 e^{j\omega t} \\ \ddot{x}_1 &= -\omega^2 \overline{X}_1 e^{j\omega t} \end{aligned}$$

Substitusi ke persamaan (3.2) maka didapatkan *complex steady-state amplitude*

$$m_1 (-\omega^2 \overline{X}_1 e^{j\omega t}) + c_1 (j\omega \overline{X}_1 e^{j\omega t}) + k_1 (\overline{X}_1 e^{j\omega t}) = Fe^{j\omega t}$$

$$(-m_1 \omega^2 + jc_1 \omega + k_1) \overline{X}_1 e^{j\omega t} = Fe^{j\omega t}$$

$$(-m_1 \omega^2 + jc_1 \omega + k_1) \overline{X}_1 = F$$

$$\frac{\overline{X}_1}{F}(\omega) = \frac{1}{-m_1 \omega^2 + jc_1 \omega + k_1} \quad (3.3)$$

Lalu, bagian sesungguhnya dari *steady-state amplitude* dapat dinyatakan sebagai berikut:

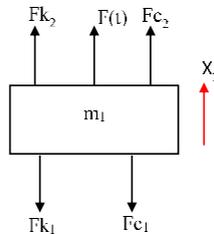
$$\frac{X_1}{F}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{m_1}{k_1}\right)\omega^2 + \left(\frac{c_1}{k_1}\right)\omega + 1\right]^2}} \quad (3.4)$$

$$\frac{X_1}{X_{St}}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{m_1}{k_1}\right)\omega^2 + \left(\frac{c_1}{k_1}\right)\omega + 1\right]^2}} \quad (3.5)$$

$$\frac{X_1}{X_{St}}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 2Z\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) + 1\right]^2}} \quad (3.6)$$

### 3.2.5.2 Boring bar dengan DVA 1 DOF

- Persamaan Gerak *boring bar* ( $m_1$ )



**Gambar 3. 8** Free Body diagram massa boring bar ( $m_1$ )

Keterangan :

- $m_1$  : Massa boring bar
- $Fk_1$  : gaya pegas dari boring bar
- $Fk_2$  : gaya pegas dari DVA
- $Fc_1$  : gaya redam dari boring bar
- $Fc_2$  : gaya redam dari DVA
- $F(t)$  : gaya eksitasi

Besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$Fk_1 = k_1 x_1$$

$$Fc_1 = c_1 \dot{x}_1$$

$$Fk_2 = k_2(x_2 - x_1)$$

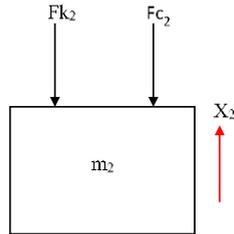
$$Fc_2 = c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$$

$$F_o = F_o \sin \omega t$$

Berdasarkan persamaan diatas, maka didapat persamaan gerak translasi sumbu x pada boring bar ( $m_1$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
+\uparrow \sum F &= m_1 \ddot{x}_1 \\
-Fk_1 - Fc_1 + Fk_2 + Fc_2 + F_0 &= m_1 \ddot{x}_1 \\
m_1 \ddot{x}_1 + Fk_1 + Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 &= F(t) \\
m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 - k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= F(t) \\
m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 &= Fe^{i\omega t} \quad (3.7)
\end{aligned}$$

- Persamaan Gerak massa DVA ( $m_2$ )



**Gambar 3. 9** Free Body Diagram massa DVA 1

Keterangan :

$m_2$  : Massa DVA

$Fk_2$  : gaya pegas dari DVA

$Fc_2$  : gaya redam dari DVA

Besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$Fk_2 = k_2(x_2 - x_1)$$

$$Fc_2 = c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$$

Berdasarkan persamaan diatas, maka didapat persamaan gerak translasi sumbu x pada DVA ( $m_2$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
+\uparrow \sum F &= m_2 \ddot{x}_2 \\
-Fk_2 - Fc_2 &= m_2 \ddot{x}_2 \\
m_2 \ddot{x}_2 + Fk_2 + Fc_2 &= 0 \\
m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \\
m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_1 - k_2 x_2 &= 0 \quad (3.8)
\end{aligned}$$

Ketika gaya eksitasi boring bar dinyatakan sebagai  $F_0 = Fe^{i\omega t}$ , perpindahan boring bar dapat dinyatakan sebagai berikut

$$x_1 = \overline{X}_1 e^{j\omega t}$$

Maka persamaan gerak menjadi

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F e^{j\omega t} \quad (3.9)$$

Dimana  $\overline{X}_1$  adalah amplitude kompleks dari boring bar. Maka:

$$\begin{aligned} x_1 &= \overline{X}_1 e^{j\omega t} \\ \dot{x}_1 &= j\omega \overline{X}_1 e^{j\omega t} \\ \ddot{x}_1 &= -\omega^2 \overline{X}_1 e^{j\omega t} \end{aligned}$$

Maka dari persamaan (3.8) didapatkan amplitude kompleks dari DVA

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_1 - k_2 x_1 &= 0 \\ m_2 (-\omega^2 \overline{X}_2 e^{j\omega t}) + c_2 (j\omega \overline{X}_2 e^{j\omega t}) + k_2 (\overline{X}_2 e^{j\omega t}) - c_2 (j\omega \overline{X}_1 e^{j\omega t}) \\ &\quad - k_2 (\overline{X}_1 e^{j\omega t}) = 0 \end{aligned}$$

$$(-m_2 \omega^2 + jc_2 \omega + k_2) \overline{X}_2 e^{j\omega t} - (jc_2 \omega + k_2) \overline{X}_1 e^{j\omega t} = 0$$

$$\overline{X}_2 = \frac{(jc_2 \omega + k_2) \overline{X}_1}{(-m_2 \omega^2 + jc_2 \omega + k_2)} \quad (3.10)$$

Maka persamaan (3.9) menjadi

$$\frac{\overline{X}_1}{F} = \frac{(-m_2 \omega^2 + jc_2 \omega + k_2)}{[m_1 m_2 \omega^4 - [m_1 k_2 + m_2 k_1 + m_2 k_2 + c_1 c_2] \omega^2 + k_1 k_2] + j\{-[m_1 c_2 + m_2 (c_1 + c_2)] \omega^3 + [c_1 k_2 + c_2 k_1] \omega\}} \quad (3.11)$$

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{\left(-\left(\frac{m_2}{k_2}\right)\omega^2 + 1\right)^2 + \left(\left(\frac{c_2}{k_2}\right)\omega\right)^2}}{\sqrt{\left[\left(\frac{m_1 m_2}{k_1 k_2}\right)\omega^4 - \left(\frac{m_1}{k_1} + \frac{m_2}{k_2} + \frac{m_2}{k_1} + \frac{c_1 c_2}{k_1 k_2}\right)\omega^2 + 1\right]^2 + \left\{-\left[\left(\frac{m_1}{k_1}\right) + \left(\frac{m_2 (c_1 + 1)}{k_1}\right)\right]\omega^2 + \left(1 + \frac{c_1 k_2}{k_1 c_2}\right)\right\}^2 \left(\left(\frac{c_2}{k_2}\right)\omega\right)^2}} \quad (3.12)$$

Diketahui  $\Omega_n = \sqrt{k_1/m_1}$ ,  $\omega_n = \sqrt{k_2/m_2}$ ,  $\mu = m_2/m_1$ ,  $\zeta = c_2/2m_2\omega_n$ ,

$Z = c_1/2m_1\Omega_n$ , dan  $X_{st} = F/k_1$ . Rumus (3.12) dapat ditulis sebagai berikut

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{A^2 + B^2}}{\sqrt{C^2 + D^2 B^2}} \quad (3.13)$$

$$\frac{x_2}{x_{st2}} = \frac{\sqrt{E^2 + F^2}}{\sqrt{C^2 + D^2 B^2}} \quad (3.14)$$

Dimana:

$$A = -\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1 \quad (3.15)$$

$$B = 2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \quad (3.16)$$

$$C = \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^4 - \left(1 + \mu + \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 + 4Z\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1 \quad (3.17)$$

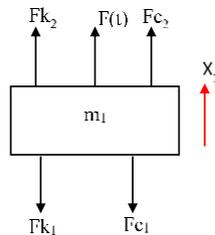
$$D = -\left[\left(1 + \mu + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + \left(1 + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\omega_n}{\Omega_n}\right)\right)\right] \quad (3.18)$$

$$E = (2\zeta\mu) \left(\omega_n/\Omega_n\right) \left(\omega/\Omega_n\right) \quad (3.19)$$

$$F = \mu \left(\omega_n/\Omega_n\right)^2 \quad (3.20)$$

### 3.2.5.3 Boring Bar dengan DVA 2 DOF

- Persamaan Gerak *Boring Bar* ( $m_1$ )

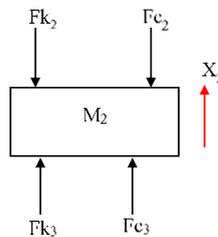


**Gambar 3. 10** *Free Body Diagram* massa boring bar ( $m_1$ )

Berdasarkan gambar 3.10, maka didapat persamaan gerak translasi sumbu x pada boring bar ( $m_1$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 -Fk_1 - Fc_1 + Fk_2 + Fc_2 + F_0 &= m_1 \ddot{x}_1 \\
 m_1 \ddot{x}_1 + Fk_1 + Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 &= F(t) \\
 m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 - k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= F(t) \\
 m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 &= Fe^{i\omega t} \quad (3.21)
 \end{aligned}$$

- Persamaan Gerak DVA 1 ( $m_2$ )

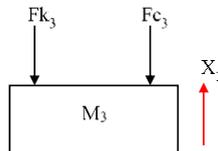


**Gambar 3. 11** *Free Body Diagram* massa DVA 1

Berdasarkan gambar 3.11, maka didapat persamaan gerak translasi sumbu x pada DVA ( $m_2$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F &= m_2 \ddot{x}_2 \\
 -Fk_2 - Fc_2 + Fk_3 + Fc_3 &= m_2 \ddot{x}_2 \\
 m_2 \ddot{x}_2 + Fk_2 + Fc_2 - Fk_3 - Fc_3 &= 0 \\
 m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_3(x_3 - x_2) - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) &= 0 \\
 m_1 \ddot{x}_1 + (c_2 + c_3)\dot{x}_2 + (k_2 + k_3)x_2 - k_2x_1 - c_2\dot{x}_1 - k_3x_3 - c_3\dot{x}_3 &= 0 \quad (3.22)
 \end{aligned}$$

- Persamaan Gerak DVA 2 ( $m_3$ )



**Gambar 3. 12** *Free Body Diagram* massa DVA 2

Berdasarkan gambar 3.12, maka didapat persamaan gerak translasi sumbu x pada DVA ( $m_2$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F &= m_3 \ddot{x}_3 \\
 -Fk_3 - Fc_3 &= m_3 \ddot{x}_3 \\
 m_3 \ddot{x}_3 + Fk_3 + Fc_3 &= 0 \\
 m_3 \ddot{x}_3 + k_3(x_3 - x_2) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) &= 0 \\
 m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \dot{x}_3 - c_3 \dot{x}_2 + k_3 x_3 - k_3 x_2 &= 0 \tag{3.23}
 \end{aligned}$$

Penyelesaian *steady state* dari persamaan 3.21, 3.22, dan 3.23, menjadi:

$$\overline{X}_1 = \frac{(jc_2\omega + k_2)\overline{X}_2 + F}{(-m_1\omega^2 + jc_1\omega + jc_2\omega + k_1 + k_2)} \tag{3.24}$$

$$\overline{X}_2 = \frac{(jc_2\omega + k_2)\overline{X}_1 + (jc_3\omega + k_3)\overline{X}_3}{(-m_2\omega^2 + jc_2\omega + jc_3\omega + k_2 + k_3)} \tag{3.22}$$

$$\overline{X}_3 = \frac{(jc_3\omega + k_3)\overline{X}_2}{(-m_3\omega^2 + jc_3\omega + k_3)} \tag{3.23}$$

Dimana:

$$\Omega_n^2 = k_1/m_1 = \text{square of natural frequency of boring bar}$$

$$\omega_{n2}^2 = k_2/m_2 = \text{square of natural frequency of DVA 1}$$

$$\omega_{n3}^2 = k_3/m_3 = \text{square of natural frequency of DVA 2}$$

$$\mu = m_2/m_1 = \text{DVA 1 mass / boring bar mass}$$

$$\nu = m_3/m_1 = \text{DVA 2 mass / boring bar mass}$$

$$f = m_3/m_2 = \text{DVA 2 mass / DVA 1 mass}$$

$$Z = c_1/2m_1\Omega_n = \text{damping ratio of boring bar}$$

$$\zeta = c_2/2m_2W_{n2} = \text{damping ratio of DVA 1}$$

$$\varphi = c_3/2m_3W_{n3} = \text{damping ratio of DVA 2}$$

$$g = \omega/\Omega_n = \text{forced frequency ratio}$$

$$h = \Omega_n/W_{n2} = \text{ratio of natural frequency DVA 1}$$

$j = \Omega_n / W_{n3}$  = ratio of natural frequency of DVA 2

Nilai  $X_1$ ,  $X_2$  dan  $X_3$  adalah

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{A^2+B^2}}{\sqrt{(C+D)^2+(E+F+G)^2}} \quad (3.24)$$

$$\frac{X_2}{X_{st}} = \frac{\sqrt{H^2+I^2}}{\sqrt{(C+D)^2+(E+F+G)^2}} \quad (3.25)$$

$$\frac{X_3}{X_{st}} = \frac{\sqrt{J^2+K^2}}{\sqrt{(C+D)^2+(E+F+G)^2}} \quad (3.26)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A &= (h^2j^2g^4 - (j^2 + fh^2 + 4\zeta\phi hj + h^2)g^2 + 1) \\ B &= ((2\zeta hj^2 + 2\phi fjh^2 + 2\phi jh^2)g^3 - (2\phi j + 2\zeta h)g \\ C &= (-h^2j^2g^6 + (j^2 + fh^2 + 4\zeta\phi hj + h^2 + 4Z\zeta hj + \\ &\quad 4Z\phi fh^2j + 4Z\phi h^2j + 8\zeta\phi\mu hj + h^2j^2 + \mu j^2)g^4 \\ D &= -(1 + 4Z\phi j + 4Z\zeta h + j^2 + 4\zeta\phi hj + h^2 + \forall + \mu)g^2 + 1 \\ E &= -(2\zeta hj^2 + 2\phi fh^2j + 2\zeta h^2j + 2Zh^2j^2 + 2\zeta\mu hj^2)g^5 \\ F &= (2\phi j + 2\zeta h + 2Zj^2 + 2Zfh^2 + 8Z\zeta\phi hj + 2Zh^2 + 2\zeta\forall h + \\ &\quad 2\zeta\mu h + 2\zeta hj^2 + 2\phi fh^2j + 2\phi h^2j + 2\zeta\forall j + 2\phi\mu j)g^3 \\ G &= -(2Z + 2\phi j + 2\zeta h)g \\ H &= -(4\zeta\phi hj + j^2)g^2 + 1) \\ I &= (2\zeta hj^2g^3 + (2\zeta h + 2\phi j)g \\ J &= (-4\zeta\phi hjg^2 + 1) \\ K &= -(2\zeta h + 2\phi j)g \end{aligned}$$

### 3.2.6 Pembuatan Script Matlab

Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan grafik normalisasi dari penyelesaian persamaan matematis pemodelan sistem utama, dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 2 DOF dan dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 3 DOF.

Hal yang perlu diperhatikan untuk melakukan simulasi menggunakan *Script* pada *Matlab* adalah dengan menyelesaikan persamaan matematis pada pemodelan sistem utama, dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 2 DOF dan dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 3 DOF. Untuk mengetahui bentuk *input* yang digunakan dan *output* yang telah dihasilkan oleh tahap simulasi tersebut. Adapun *input* yang digunakan pada tahap simulasi adalah variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA. Lalu *output* yang telah dihasilkan adalah perpindahan *boring bar* ( $X_1/X_{st}$ ), perpindahan massa DVA 1 ( $X_2/X_{st2}$ ) dan perpindahan massa DVA 2 ( $X_3/X_{st3}$ ).

### 3.2.7 Penentuan Parameter

Langkah selanjutnya dari penelitian ini yaitu penentuan parameter-parameter terkait penelitian. Parameter digunakan untuk mengetahui respon reduksi getaran pada sistem utama *boring bar*. Parameter dimaksudkan meliputi parameter sistem utama *boring bar* dan sistem DVA. Berikut merupakan parameter yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini:

#### 3.2.7.1 Mesin Bubut

- Frekuensi operasional ( $\omega_c$ )

Untuk menentukan frekuensi operasional dari mesin bubut dalam penelitian tugas akhir ini pertama yang dilakukan yaitu menentukan variasi putaran spindle yang diinginkan. Lalu dihitung dengan rumus:

$$v = \pi DN$$

dimana D yaitu diameter benda kerja berukuran  $\emptyset 10\text{cm} \times 10\text{ cm}$ . dengan rpm 1250, 920, dan 630. Menghasilkan *speed* 392.5 m/min untuk rpm 1250, 288.88 m/min untuk rpm 920 dan 197.82 m/min untuk rpm 630. Lalu menggunakan rumus dari jurnal Evaluasi dari getaran frequency getaran chatter di CNC dari material Alloy Steel 4340 oleh Nwoke Obinna N.

$$\omega_c = 17 - 0.566v + 3971f + 155d$$

Didapatkan frekuensi operasinal sebesar 269 Hz untuk rpm 1250, 328 Hz untuk rpm 920 dan 380 Hz untuk rpm 630.

**Tabel 3. 1** Parameter Frekuensi Operasi

Workpiece material	Tensile strength & hardness	Specific energi E	Feed (f)	Depth of cut (d)	Putaran spindle(N)	Diameter workpiece	Kecepatan potong (v)	Frekuensi operasional
	Mpa	Mpa atau J/mm <sup>3</sup>	mm/rev	mm	rpm	m	m/min	Hz
Alloy steel 4340	720	4050	0.1	0.5	1250	0.1	392.5	269
		4050	0.1	0.5	920	0.1	288.88	328
		4050	0.1	0.5	630	0.1	197.82	380

- Cutting force

Untuk menentukan  $F_c$  (gaya makan) yang pertama dilakukan yaitu menentukan *Specific Energy* dilihat dari table 2.1 lalu menentukan *depth of cut* (d) dan *feed rate* (f). lalu dihitung dengan rumus

$$F_c = E \cdot d \cdot f$$

Dimana E (*specific energy*) sebesar 4050 J/mm<sup>3</sup>, *depth of cut* (d) sebesar 0.5 mm, dan *feed rate* sebesar 0.1 mm/rev. maka dihasilkan  $F_c/F_x$  (cutting force) sebesar 202.5 N. untuk mencari gaya radial ( $F_x$ ) dan gaya axial ( $F_z$ ) dengan rumus dari jurnal "Cutting force during turning with variable depth of cut" oleh M. Sadilek dkk yaitu

$$F_x = 0.69 F_y$$

$$F_z = 0.38 F_y$$

Didapatkan nilai gaya radial ( $F_x$ ) sebesar 139.725 N dan gaya axial ( $F_z$ ) sebesar 76.95 N.

**Tabel 3. 2** Parameter mesin bubut

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Cutting force	$F_c/F_y$	202.5	N
Radial force	$F_r/F_x$	139.725	N
Axial force	$F_o/F_z$	76.95	N
Resultan force	$F(t)$	257.78	N

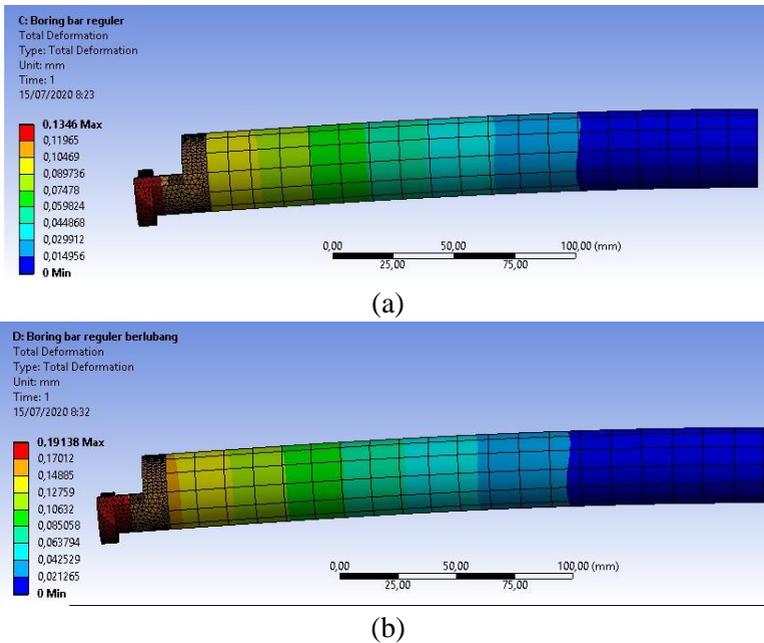
### 3.2.7.2 Sistem Utama berupa *Boring Bar*

Komponen sistem utama yang dianalisa untuk menentukan massa DVA, karena DVA diletakkan pada sistem utama untuk meredam adanya getaran. Sistem utama menggunakan material AISI 1045 dengan ukuran  $\varnothing 32\text{mm} \times 226\text{ mm}$

- Menentukan nilai konstanta kekakuan ekuivalen ( $K_i$  dan  $K$ )  
Menentukan nilai konstanta kekakuan sistem utama ( $K_i$  dan  $K$ ) didapatkan dari mensimulasikan sistem utama menggunakan *Ansys Static Structural*. Dengan *meshing* yang telah ditentukan sebelumnya, diberikan *fixed support* pada bagian penambang belakang. Serta diberikam gaya terpusat pada bagian ujung *insert* seperti pada gambar 3.6. Saat proses pembubutan, boring bar mengalami defleksi statis akibat gaya eksitasi dari mata bor sehingga nilai konstanta kekakuan didapatkan dengan menggunakan rumus berikut:

$$K = \frac{F}{\delta} \quad (3.31)$$

Dengan menggunakan *Ansys Static Structural* didapatkan nilai defleksi seperti pada gambar 3.17 sebagai berikut:



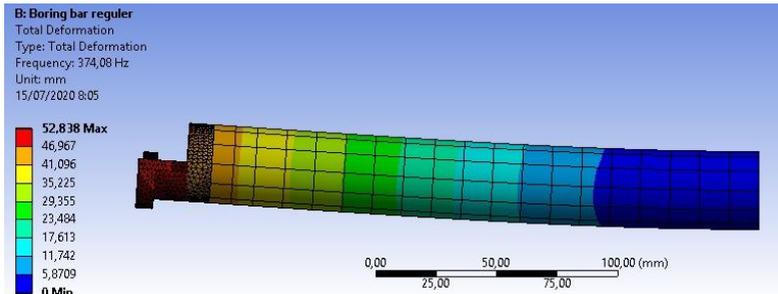
**Gambar 3. 13** (a) Simulasi deformasi statis *boring bar* tanpa lubang dan (b) Simulasi deformasi statis *boring bar* dengan lubang.

Didapatkan hasil nilai konstanta kekakuan boring bar tanpa lubang ( $K_t$ ) = 1915156 N/m dan dengan lubang ( $K$ ) = 1346954 N/m.

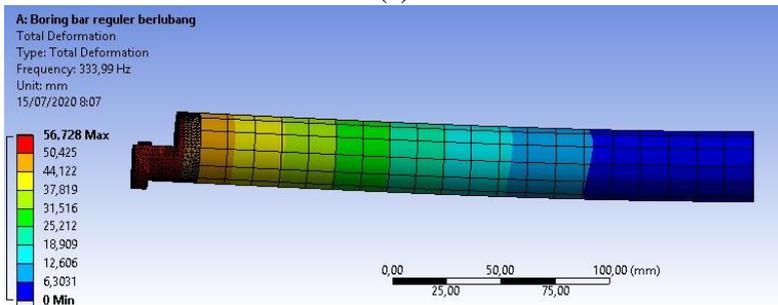
- Menentukan nilai massa ekuivalen *boring bar* ( $M_t$  dan  $M$ )  
 Menentukan nilai massa ekuivalen sistem utama ( $M_t$  dan  $M$ ) didapatkan dari mensimulasikan sistem utama menggunakan Ansys modal. Dari simulasi ansys didapatkan nilai frekuensi natural dari sistem utama yang kemudian digunakan untuk menghitung massa dari sistem utama tersebut. Dengan menggunakan rumus:

$$M = \frac{K}{\omega_o^2} \quad (3.32)$$

Dari simulasi Ansys modal didapatkan nilai frekuensi seperti pada gambar 3.18



(a)



(b)

**Gambar 3. 14** (a) Nilai frekuensi natural & massa keseluruhan boring bar tanpa lubang dan (b) dengan lubang

Dari hasil simulasi diatas, didapatkan nilai frekuensi natural boring bar tanpa lubang sebesar 374,08 Hz yang setara dengan 2349 rad/s dan didapatkan nilai frekuensi natural boring bar dengan lubang sebesar 333,99 Hz yang setara dengan 2,097rad/s. sehingga dengan persamaan 3.32 didapatkan nilai berat massa ekuivalen boring bar tanpa lubang ( $M_t$ ) = 0,347 kg dan nilai berat massa ekuivalen boring bar dengan lubang ( $M$ ) = 0.306 kg.

- Menentukan konstanta redaman boring bar ( $C_i$  dan  $C$ )

Konstanta *equivalent damper* ditentukan dari jurnal Analisa Karakteristik getaran boring bar dengan variasi kekakuan (*stiffness*) *Dynamic Vibration Absorber* oleh Lie Li dkk. Dari jurnal tersebut untuk material *steel damping ratio* ( $\xi$ ) sebesar 0.005. konstanta damper dapat dihitung dengan rumus

$$C = 2\xi\sqrt{M_1K_1} \quad (3.33)$$

Sehingga didapatkan konstanta redaman boring bar tanpa lubang ( $C_t$ ) = 8,15 N.s/m dan konstanta redaman boring bar dengan lubang ( $C$ ) = 6,42 Ns/m.

Sehingga didapatkan nilai-nilai parameter untuk boring bar seperti pada tabel 3.3 berikut ini:

**Tabel 3. 3** Parameter Penelitian *Boring Bar*

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa <i>boring bar</i> tanpa lubang	$M_t$	0.347	kg
Massa <i>boring bar</i> dengan lubang	$M_1$	0.306	kg
Konstanta kekakuan <i>boring bar</i> tanpa lubang	$K_t$	1915156	N/m
Konstanta kekakuan <i>boring bar</i> dengan lubang	$K_1$	1346954	N/m
Konstanta redaman <i>boring bar</i> tanpa lubang	$C_t$	8,15	Ns/m
Konstanta redaman <i>boring bar</i> tanpa lubang	$C_1$	6,42	Ns/m

### 3.2.7.2 Parameter Dynamic Vibration Absorber (DVA)

DVA yang digunakan pada penelitian ini adalah *cantilever beam* dan *mass block* yang memiliki diameter masing-masing sebesar 6,5 mm dan 18 mm. panjang *mass block* dan *cantilever beam* kemudian divariasikan untuk mendapatkan nilai kekakuan dan massa yang bervariasi, yakni panjang *mass block* ( $L$ ) sebesar 60 mm, 65 mm, 70 mm, 75 mm dan 80 mm serta panjang *cantilever* ( $l$ ) sebesar 17 mm, 15 mm dan 10 mm. Dimana desain pada setiap variasi telah disesuaikan dengan ukuran lubang pada boring bar. Desain DVA dapat dilihat pada gambar 3.4. Adapun parameter DVA yang dianalisa pada penelitian ini antara lain sebagai berikut:

- **Parameter DVA dengan model dinamis sistem 2 DOF**

- Penentuan nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA ( $k_2$ )

Nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA didapatkan dengan simulasi menggunakan *Ansys Static Structural*. dengan meshing yang telah ditentukan sebelumnya, diberikan fixed support pada penampang bagian depan dimana hal ini menunjukkan bahwa DVA fixed dengan head boring bar. Serta diberikan *standart earth gravity* sehingga DVA mengalami defleksi statis. Dengan menggunakan rumus 3.31 maka didapatkan variasi nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA seperti pada tabel 3.4.

- Menentukan massa ekuivalen DVA ( $m_2$ )

Nilai massa ekuivalen DVA didapatkan dengan simulasi menggunakan *Ansys static structural*. Nilai massa ekuivalen didapatkan pada bagian properties tiap masing-masing variasi DVA.

- Menentukan konstanta redaman DVA ( $c_2$ )

Konstanta *equivalent damper* ditentukan dari jurnal Analisa Karakteristik getaran boring bar dengan variasi kekakuan (*stiffness*) *Dynamic Vibration Absorber* oleh Lie Li dkk. Dari jurnal tersebut untuk material *steel damping ratio* ( $\xi$ ) sebesar 0.005. Dengan persamaan 3.33 maka didapatkan nilai

konstanta redaman DVA pada setiap variasi seperti pada tabel 3.4.

Berikut merupakan tabel parameter penelitian DVA dengan model dinamis sistem 2 DOF

**Tabel 3. 4** parameter penelitian DVA dengan model dinamis sistem 2 DOF

simbol	k		Stiffness Equivalent	Massa Equivalent	Frekuensi natural	$\omega_n$	c2	$\xi$
	l (mm)	d (mm)	N/mm	kg	Hz	rad/s	Ns/m	
L21m21	17	6.5	3030563	0.12428	345	2167	6.1	0.005
L22m21	15	6.5	3550157	0.12376	365	2292	6.6	0.005
L23m21	10	6.5	5710143	0.12246	481	3021	8.4	0.005
L21m22	17	6.5	2450180	0.13427	303	1903	5.7	0.005
L22m22	15	6.5	2448956	0.13427	303	1903	5.7	0.005
L23m22	10	6.5	4560149	0.13245	415	2606	7.8	0.005
L21m23	17	6.5	2007287	0.14426	283	1777	5.4	0.005
L22m23	15	6.5	2338580	0.14374	297	1865	5.8	0.005
L23m23	10	6.5	3700325	0.14244	390	2449	7.3	0.005
L21m24	17	6.5	1664223	0.15425	250	1570	5.1	0.005
L22m24	15	6.5	1934660	0.15373	270	1696	5.5	0.005
L23m24	10	6.5	3040995	0.15242	339	2129	6.8	0.005
L21m25	17	6.5	1395679	0.16423	236	1482	4.8	0.005
L22m25	15	6.5	1619186	0.16371	247	1551	5.1	0.005
L23m25	10	6.5	2530670	0.16241	283	1777	6.4	0.005

- **Parameter DVA dengan model dinamis sistem 3 DOF**

- Penentuan nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA

Nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA didapatkan dengan simulasi menggunakan *Ansys Static Structural* untuk *cantilever beam* dan *mass block*. dengan meshing yang telah ditentukan sebelumnya, diberikan *fixed support* pada penampang bagian depan dimana hal ini menunjukkan bahwa *cantilever beam fixed* dengan *head boring bar* dan *mass block fixed* dengan *cantilever beam*. Serta diberikan *standart earth gravity* sehingga DVA mengalami defleksi statis. Dengan menggunakan rumus 3.31 maka didapatkan variasi nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA seperti pada tabel 3.5.

- Menentukan massa ekuivalen DVA  
 Nilai massa ekuivalen DVA didapatkan dengan simulasi menggunakan *Ansys static structural*. Nilai massa ekuivalen didapatkan pada bagian properties tiap masing-masing variasi panjang *cantilever beam* dan *mass block*. Maka didapatkan variasi massa ekuivalen DVA seperti pada tabel 3.5.
- Menentukan konstanta redaman DVA  
 Konstanta *equivalent damper* ditentukan dari jurnal Analisa Karakteristik getaran boring bar dengan variasi kekakuan (*stiffness*) *Dynamic Vibration Absorber* oleh Lie Li dkk. Dari jurnal tersebut untuk material *steel damping ratio* ( $\xi$ ) sebesar 0.005. Dengan persamaan 3.33 maka didapatkan nilai konstanta redaman DVA pada setiap variasi seperti pada tabel 3.5.

**Tabel 3. 5** Parameter penelitian DVA dengan sistem dinamis sistem 3 DOF

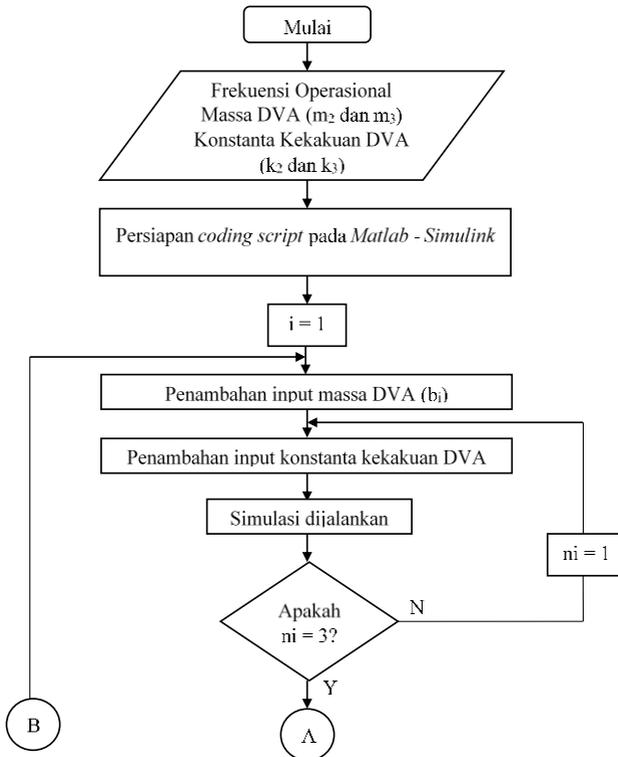
simbol	dimensi		stiffness	massa	C	$\zeta$
	L (mm)	d (dm)	N/mm	kg	N.s/mm	
L21	17	6.5	5822359437	0.00443	50.78	0.005
L22	15	6.5	9318320030	0.00391	60.34	0.005
L23	10	6.5	40351396947	0.00026	32.42	0.005
m21	60	18	300760596.2	0.11985	60.04	0.005
m22	65	18	219824706.9	0.12984	53.42	0.005
m23	70	18	164766961.3	0.13983	48.00	0.005
m24	75	18	125849877.4	0.14982	43.42	0.005
m25	80	18	97733705.4	0.15981	39.52	0.005

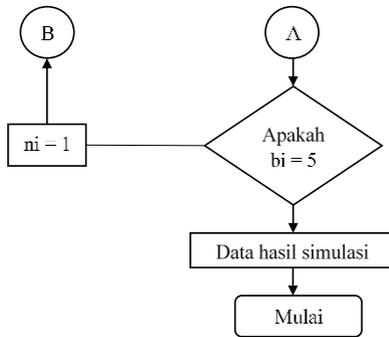
### 3.2.8 Simulasi

Proses simulasi diawali dengan membuat *Script Matlab* untuk mendapatkan grafik normalisasi dari penyelesaian persamaan matematis pemodelan sistem utama, dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 2 DOF dan dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 3 DOF. *Input* yang digunakan pada tahap simulasi adalah variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA.

Lalu *output* yang telah dihasilkan adalah perpindahan *boring bar* ( $X_1/X_{st}$ ), perpindahan massa DVA 1 ( $X_2/X_{st2}$ ) dan perpindahan massa DVA 2 ( $X_3/X_{st3}$ ).

### 3.2.8.1 Flowchart Simulasi





**Gambar 3. 15** *Flowchart Simulasi*

### 3.2.9 Reduksi Respon Getaran

Setelah dilakukan proses simulasi, maka telah didapatkan nilai reduksi respon getaran sistem utama. Hal ini kemudian diolah menjadi grafik reduksi getaran terhadap variasi yang dilakukan. Grafik yang didapatkan adalah berupa respon getaran sistem utama terhadap variasi massa DVA, grafik respon reduksi getaran sistem utama terhadap variasi konstanta kekakuan DVA, dan grafik optimalisasi DVA.

### 3.2.10 Analisa Hasil dan Optimalisasi

Setelah simulasi di jalankan pada tiap variasinya, maka telah didapatkan nilai respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo. Hal ini dikemudian diolah menjadi grafik reduksi respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo terhadap variasi frekuensi operasi, panjang *cantilever beam* dan panjang *mass block*. Optimalisasi dilakukan dengan mengolah data reduksi respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo pada masing-masing variasi sehingga didapatkan perpotongan yang merupakan desain optimum untuk boring bar L/D 8.

### **3.2.11 Kesimpulan**

Dari hasil analisa yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan dan saran dari simulasi yang telah dilakukan. Kesimpulan yang didapatkan yaitu berkaitan dengan poin-poin pembahasan dari hasil simulasi yang telah dilakukan serta menjawab dari rumusan masalah yang ada. Saran yang dibuat merupakan saran yang bersifat membangun agar penelitian ini berjalan dengan baik.

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Analisa Simulasi

Pemodelan yang dijalankan menggunakan program matlab dalam bentuk *Script* dengan menyelesaikan persamaan matematis pada pemodelan sistem utama, dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 2 DOF, dan dengan penambahan DVA pada sistem utama dengan model dinamis 3 DOF. *Input* yang diberikan adalah variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA. Lalu *output* yang telah dihasilkan dari simulasi adalah respon getaran sistem pada rasio amplitude ( $X_1/X_{st}$ ) terhadap rasio frekuensi ( $\omega/\omega_n$ ), respon getaran sistem pada rasio amplitude ( $X_2/X_{st2}$ ) terhadap rasio frekuensi ( $\omega/\omega_n$ ), dan respon getaran sistem pada rasio amplitude ( $X_3/X_{st3}$ ) terhadap rasio frekuensi ( $\omega/\omega_n$ ).

#### 4.1.1 Analisa Simulasi Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF

Analisa sistem utama pada penelitian ini dilakukan menggunakan 3 macam variasi yaitu variasi frekuensi operasi ( $\omega$ ), variasi konstanta kekakuan DVA ( $L_2$ ) dan variasi massa ekuivalen DVA ( $m_2$ ). Pada subbab ini, hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, yang menggambarkan respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 2 DOF pada rasio amplitude terhadap rasio frekuensi operasional.

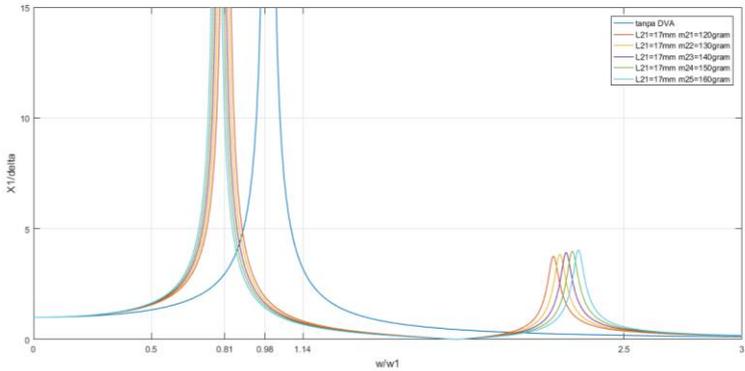
#### 4.1.1.1 Respon Getaran Sistem Utama Dengan Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L21=17mm.

Analisa respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 2 DOF pada rasio amplitudu terhadap rasio frekuensi operasional variasi massa DVA pada variasi L21=17 mm, dimana variasi massa DVA yaitu 0.12 kg, 0.13 kg, 0.14 kg, 0.15 kg dan 0.16 kg. dengan menggunakan variasi massa DVA tersebut didapatkan respon sistem utama dari analisa perhitungan *Matlab Script* sebagai berikut:

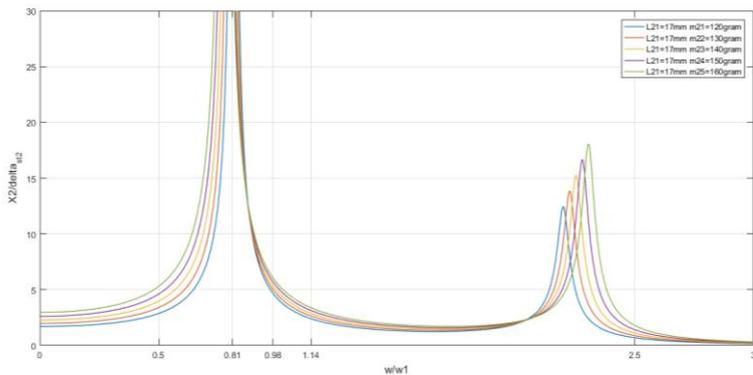
**Tabel 4. 1** Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L21=17mm

Variasi massa (m <sub>2</sub> )	$X_1/X_{st}$			Respon DVA (mm)		
	269 Hz	328 Hz	380 Hz	269 Hz	328 Hz	380 Hz
0.12	21.2	1.5225	0.636	4.537	0.322	0.132
0.13	13.2	1.405	0.5975	2.675	0.280	0.115
0.14	9.45	1.302	0.563	1.804	0.242	0.1
0.15	7.4	1.2134	0.5325	1.321	0.208	0.085
0.16	6	1.1365	0.505	0.985	0.176	0.070

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, untuk respon getaran sistem utama.



(a)



(b)

**Gambar 4.1** (a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi  $L_{21}=17\text{mm}$  dan (b) Respon Getaran Absorber Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi  $L_{21}=17\text{mm}$

Pada Gambar 4.1(a), merupakan hasil respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 2 DOF pada variasi  $L_{21}=17\text{mm}$ . Variasi massa DVA pada kondisi 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram yang berwarna

merah, kuning, ungu, hijau dan biru muda terjadi penurunan respon perpindahan yang signifikan, namun sistem jadi memiliki dua frekuensi natural yang berada diatas dan dibawah dari frekuensi awal sistem. Variasi massa DVA tidak meredam getaran pada *boring bar* pada rasio frekuensi 0.81 namun telah meredam getaran pada rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Dari gambar 4.1(a) terlihat semakin besar massa DVA grafik telah bergeser ke kanan. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA dapat menjadikan peredaman jauh lebih baik. Dapat dilihat juga untuk variasi L21 telah meredam getaran paling optimum di rasio frekuensi 1.5.

Pada gambar 4.1(b), merupakan hasil respon getaran absorber model dinamis sistem utama 2 DOF pada variasi L21=17mm. Variasi massa DVA pada kondisi 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram yang berwarna biru, merah, kuning, ungu dan hijau terjadi penurunan respon yang signifikan. Dari gambar 4.1(b) didapatkan nilai respon absorber untuk mencari respon absorber pada ujungnya, hal ini dilakukan untuk mengetahui apakah variasi tersebut aman digunakan. Variasi absorber dikatakan aman apabila nilai respon getaran pada ujung absorber lebih kecil dari 1.5 mm. Dari tabel 4.1 dapat diketahui variasi 120 gram, 130 gram, 140 gram dan 150 gram pada frekuensi operasi 269 Hz tidak aman dikarenakan memiliki respon lebih dari 1.5 mm, sedangkan untuk variasi massa DVA 160 gram aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Untuk frekuensi operasi 328 Hz dan 380 Hz semua variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram memiliki nilai respon ujung absorber kurang dari 1.5mm, maka dapat dikatakan aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Hal ini menunjukkan dengan penambahan besar massa DVA maka respon ujung absorber menjadi semakin kecil.

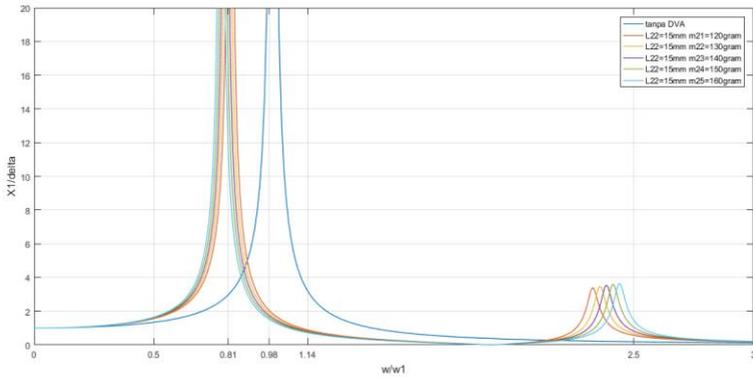
#### 4.1.1.2 Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L22=15mm.

Analisa respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 2 DOF pada rasio amplitodu terhadap rasio frequensi operasional variasi massa DVA pada variasi L22=15 mm, dimana variasi massa DVA yaitu 0.12 kg, 0.13 kg, 0.14 kg, 0.15 kg dan 0.16 kg. dengan menggunakan variasi massa DVA tersebut didapatkan respon sistem utama dari analisa perhitungan *Matlab Script* sebagai berikut:

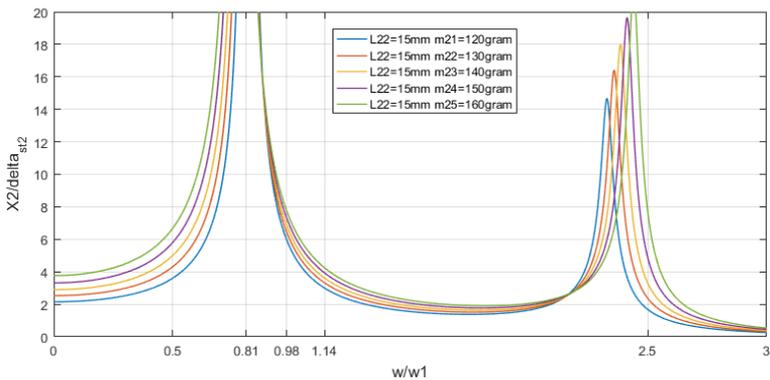
**Tabel 4. 2** Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L22=15mm

Variasi massa (m <sub>2</sub> )	$X_1/X_{st}$			Respon DVA (mm)		
	269 Hz	328 Hz	380 Hz	269 Hz	328 Hz	380 Hz
0.12	33.325	1.665	0.717	6.776	0.335	0.142
0.13	17.5	1.53	0.6725	3.324	0.285	0.122
0.14	11.925	1.425	0.636	2.165	0.253	0.109
0.15	8.85	1.328	0.6025	1.505	0.219	0.094
0.16	7	1.2425	0.5725	1.092	0.185	0.078

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, untuk respon getaran sistem utama.



(a)



(b)

**Gambar 4.2** (a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi  $L22=15\text{mm}$  dan (b) Respon Getaran Absorber Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi  $L22=15\text{mm}$

Pada Gambar 4.2(a), merupakan hasil respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 2 DOF pada variasi  $L22=15\text{mm}$ . Variasi massa DVA pada kondisi 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram yang berwarna

merah, kuning, ungu, hijau dan biru muda terjadi penurunan respon perpindahan yang signifikan, namun sistem jadi memiliki dua frekuensi natural yang berada diatas dan dibawah dari frekuensi awal sistem. Variasi massa DVA tidak meredam getaran pada *boring bar* pada rasio frekuensi 0.81 namun telah meredam getaran pada rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Dari gambar 4.2(a) terlihat semakin besar massa DVA grafik menjadi bergeser ke kanan. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA dapat menjadikan peredaman jauh lebih baik. Dapat dilihat juga untuk variasi L22 meredam getaran maksimal pada range frekuensi operasi 1.9.

Pada gambar 4.2(b), merupakan hasil respon getaran absorber model dinamis sistem utama 2 DOF pada variasi L22=15mm. Variasi massa DVA pada kondisi 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram yang berwarna biru, merah, kuning, ungu dan hijau terjadi penurunan respon yang signifikan. Dari gambar 4.2(b) didapatkan nilai respon absorber untuk mencari respon absorber pada ujungnya, hal ini dilakukan untuk mengetahui apakah variasi tersebut aman digunakan. Variasi absorber dikatakan aman apabila nilai respon getaran pada ujung absorber lebih kecil dari 1.5 mm. Dari tabel 4.2 dapat diketahui variasi 120 gram, 130 gram, 140 gram dan 150 gram pada frekuensi operasi 269 Hz tidak aman dikarenakan memiliki respon lebih dari 1.5 mm, sedangkan untuk variasi massa DVA 160 gram aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Untuk frekuensi operasi 328 Hz dan 380 Hz semua variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram memiliki nilai respon ujung absorber kurang dari 1.5mm, maka dapat dikatakan aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Hal ini menunjukkan dengan penambahan besar massa DVA maka respon ujung absorber menjadi semakin kecil.

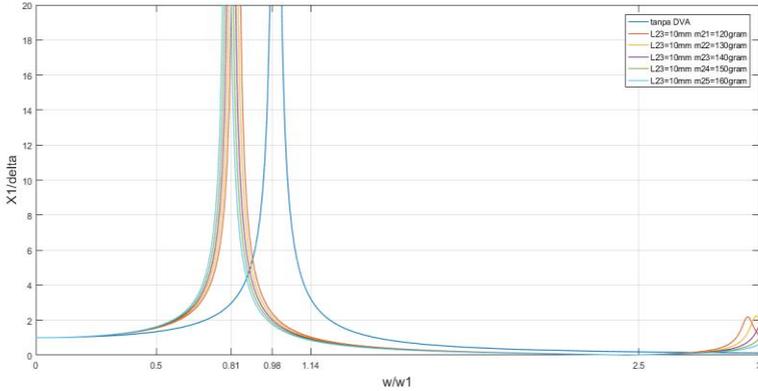
#### 4.1.1.3 Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L23=10mm.

Analisa respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 2 DOF pada rasio amplitodu terhadap rasio frekuensi operasional variasi massa DVA pada variasi L23=10 mm, dimana variasi massa DVA yaitu 0.12 kg, 0.13 kg, 0.14 kg, 0.15 kg dan 0.16 kg. dengan menggunakan variasi massa DVA tersebut didapatkan respon sistem utama dari analisa perhitungan *Matlab Script* sebagai berikut:

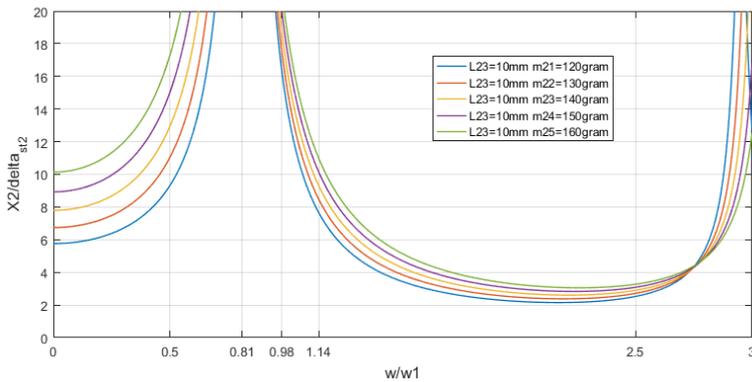
**Tabel 4. 3** Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L23=10mm

Variasi massa (m <sub>2</sub> )	$X_1/X_{st}$			Respon DVA (mm)		
	269 Hz	328 Hz	380 Hz	269 Hz	328 Hz	380 Hz
0.12	35.72	2.12	0.935	6.208	0.366	0.160
0.13	77.885	1.95	0.883	12.717	0.314	0.140
0.14	33.35	1.805	0.8365	5.039	0.268	0.121
0.15	18.3	1.68	0.795	2.517	0.225	0.102
0.16	12.5	1.57	0.76	1.505	0.181	0.082

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, untuk respon getaran sistem utama.



(a)



(b)

**Gambar 4.3** (a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi  $L_{23}=10\text{mm}$  dan (b) Respon Getaran Absorber Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Variasi  $L_{23}=10\text{mm}$

Pada Gambar 4.3(a), merupakan hasil respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 2 DOF pada variasi  $L_{23}=10\text{mm}$ . Variasi massa DVA pada kondisi 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram yang berwarna

merah, kuning, ungu, hijau dan biru muda terjadi penurunan respon perpindahan yang signifikan, namun sistem jadi memiliki dua frekuensi natural yang berada diatas dan dibawah dari frekuensi awal sistem. Variasi massa DVA tidak meredam getaran pada boring bar pada rasio frekuensi 0.81 namun telah meredam getaran pada rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Dari gambar 4.3(a) terlihat semakin besar massa DVA grafik menjadi bergeser ke kanan. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA dapat menjadikan peredaman jauh lebih baik. Dapat dilihat juga untuk variasi L23 meredam getaran maksimal pada range frekuensi operasi 2.4.

Pada gambar 4.3(b), merupakan hasil respon getaran absorber model dinamis sistem utama 2 DOF pada variasi L23=10mm. Variasi massa DVA pada kondisi 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram yang berwarna biru, merah, kuning, ungu dan hijau terjadi penurunan respon yang signifikan. Dari gambar 4.3(b) didapatkan nilai respon absorber untuk mencari respon absorber pada ujungnya, hal ini dilakukan untuk mengetahui apakah variasi tersebut aman digunakan. Variasi absorber dikatakan aman apabila nilai respon getaran pada ujung absorber lebih kecil dari 1.5 mm. Dari tabel 4.3 dapat diketahui variasi 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram pada frekuensi operasi 269 Hz tidak aman dikarenakan memiliki respon lebih dari 1.5 mm. Untuk frekuensi operasi 328 Hz dan 380 Hz semua variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram memiliki nilai respon ujung absorber kurang dari 1.5mm, maka dapat dikatakan aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Hal ini menunjukkan dengan penambahan besar massa DVA maka respon ujung absorber menjadi semakin kecil.

#### **4.1.2 Analisa Simulasi Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF**

Analisa sistem utama pada penelitian ini dilakukan menggunakan 3 macam variasi yaitu variasi frekuensi operasi ( $\omega$ ), variasi konstanta kekakuan DVA ( $k_2$ ) dan variasi massa ekuivalen DVA ( $m_2$ ). Pada subbab ini, hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, yang menggambarkan respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 3 DOF pada rasio amplitude terhadap rasio frekuensi operasional.

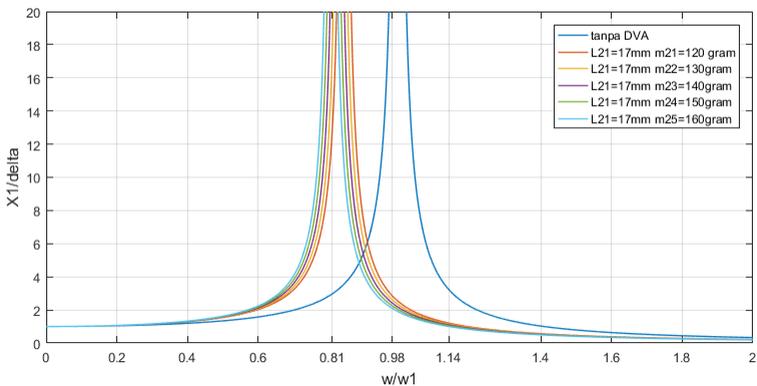
##### **4.1.2.1 Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L21=17mm.**

Analisa respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 3 DOF pada rasio amplitudu terhadap rasio frekuensi operasional variasi massa DVA pada variasi L21=17mm, dimana variasi massa DVA yaitu 0.12 kg, 0.13 kg, 0.14 kg, 0.15 kg dan 0.16 kg. dengan menggunakan variasi massa DVA tersebut didapatkan respon sistem utama dari analisa perhitungan *Matlab Script* sebagai berikut:

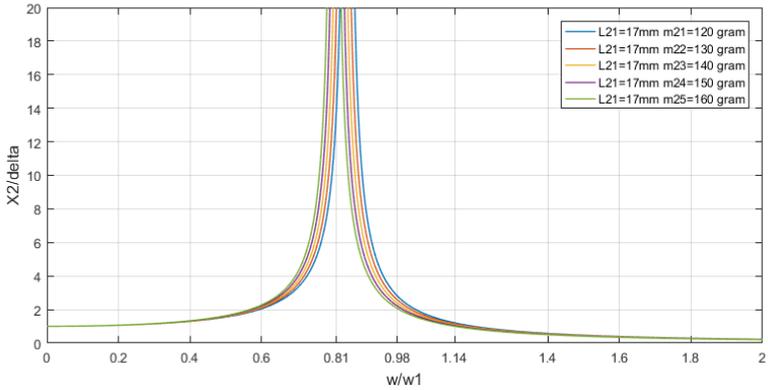
**Tabel 4. 4** Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L21=17mm

Variasi massa (m <sub>2</sub> )	$X_1/X_{st}$			Respon DVA (mm)		
	269 Hz	328 Hz	380 Hz	269 Hz	328 Hz	380 Hz
0.12	14.4	2.75	1.18	0.0008	0.00016	0.00019
0.13	21	2.525	1.125	0.0017	0.00019	0.00024
0.14	38	2.335	1.07	0.0040	0.00025	0.00029
0.15	116.34	2.17	1.02	0.0162	0.00031	0.00035
0.16	48	2.03	0.98	0.0006	0.00659	0.0103

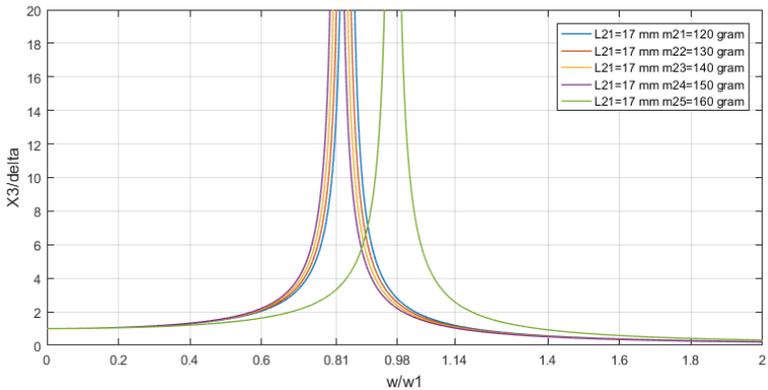
Pada respon getaran sistem secara keseluruhan memiliki 3 frekuensi natural. Namun, frekuensi natural tersebut tidak terlihat dikarenakan perbandingan rasio amplitude yang pertama, kedua dan ketiga sebanding Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, untuk respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 3 DOF.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 4.4** (a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi  $L_{21}=17\text{mm}$ , (b) Respon Getaran Absorber ( $X_2$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi  $L_{21}=17\text{mm}$  dan (c) Respon Getaran Absorber ( $X_3$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF  $L_{21}=17\text{mm}$

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi operasional 0.81, 0.98 dan 1.14. Gambar 4.4(a) merupakan hasil respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis 3 DOF

dengan variasi massa DVA. Dari gambar 4.4(a) terlihat bahwa warna biru, merupakan tanpa DVA sehingga pada kondisi resonansi dimana  $f = 1$  terjadi perpindahan (*displacement*) yang tak terhingga lalu setelah  $f > 1$  menjadi turun secara signifikan. Hal ini dikarenakan sistem utama tidak diberi DVA. Dari gambar 4.4(a) dapat dilihat juga masing-masing variasi massa DVA berwarna merah, kuning, ungu, hijau dan biru muda pada variasi rasio frekuensi operasional pada saat 0.81 belum meredam getaran dari sistem utama sedangkan saat 0.98 dan 1.14 dapat meredam getaran dari sistem utama. Dapat dilihat juga semakin besar massa DVA grafik menjadi semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan semakin turun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA maka mengakibatkan peredaman yang kurang baik saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan peredaman yang lebih baik saat frekuensi 0.98 dan 1.14.

Untuk gambar 4.4(b), merupakan hasil respon getaran sistem absorber model dinamis 3 DOF dengan variasi  $L_{21}=17\text{mm}$ . variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram ditunjukkan dengan warna biru, merah, kuning, ungu dan hijau. Dapat dilihat dari gambar 4.4(b) juga semakin besar massa DVA grafik menjadi semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan semakin menurun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan respon absorber ( $X_2$ ) semakin besar saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan respon absorber ( $X_2$ ) semakin kecil saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Respon absorber ( $X_2$ ) sendiri digunakan untuk mencari respon ujung absorber menggunakan extrapolasi linear. Nilai respon ujung absorber digunakan untuk menentukan apakah variasi DVA tersebut aman digunakan pada rasio frekuensi tersebut. Nilai respon ujung absorber dikatakan aman apabila kurang dari 1.5mm.

Untuk gambar 4.4(c), merupakan hasil respon getaran sistem absorber model dinamis 3 DOF dengan variasi  $L_{21}=17\text{mm}$ .

variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram ditunjukkan dengan warna biru, merah, kuning, ungu dan hijau. Dapat dilihat dari gambar 4.4(c) juga semakin besar massa DVA grafik semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan semakin menurun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan respon absorber ( $X_3$ ) semakin besar saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan respon absorber ( $X_3$ ) semakin kecil saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Respon absorber ( $X_3$ ) sendiri digunakan untuk mencari respon ujung absorber menggunakan extrapolasi linear. Nilai respon ujung absorber digunakan untuk menentukan apakah variasi DVA tersebut aman digunakan pada rasio frekuensi tersebut. Nilai respon ujung absorber dikatakan aman apabila kurang dari 1.5mm. Dari tabel 4.4 diketahui nilai respon ujung absorber untuk masing-masing variasinya. Dapat dilihat semua variasi massa DVA memiliki nilai respon ujung absorber yang kurang dari 1.5 mm. sehingga dapat dikatakan semua variasi massa DVA aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Hal ini menunjukkan dengan penambahan besar massa DVA maka respon ujung absorber semakin besar. Untuk respon ujung absorber saat rasio frekuensi 0.81 semakin besar sampai variasi massa DVA 150 gram lalu mengecil saat variasi massa DVA 160 gram. Hal ini dikarenakan rasio frekuensi 0.81 mendekati nilai frekuensi natural dari sistem utama.

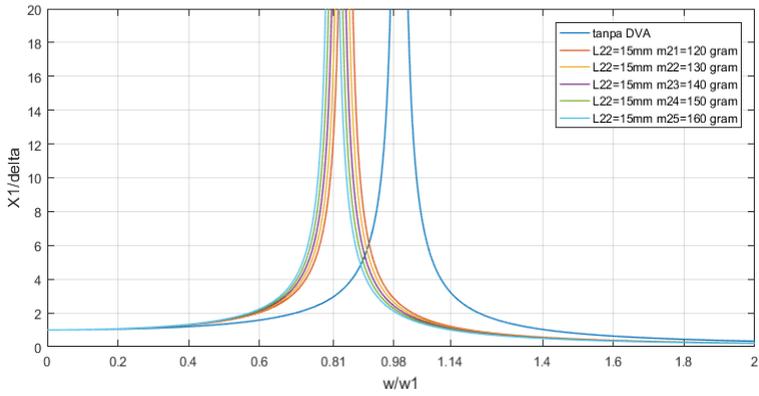
#### 4.1.2.2 Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L22=15mm.

Analisa respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 3 DOF pada rasio amplitudu terhadap rasio frekuensi operasional variasi massa DVA pada variasi L22=15mm, dimana variasi massa DVA yaitu 0.12 kg, 0.13 kg, 0.14 kg, 0.15 kg dan 0.16 kg. dengan menggunakan variasi massa DVA tersebut didapatkan respon sistem utama dari analisa perhitungan *Matlab Script* sebagai berikut:

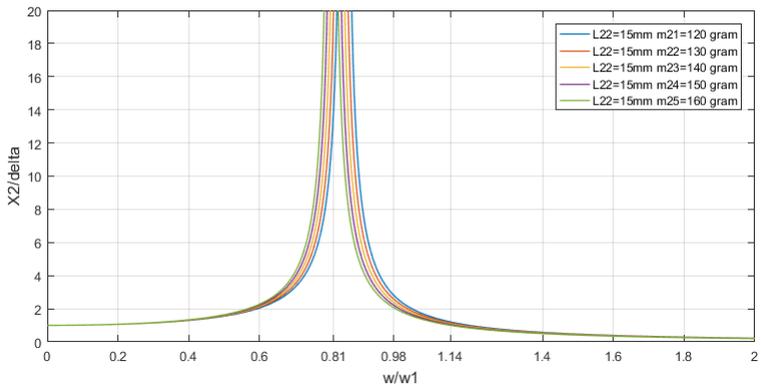
**Tabel 4. 5** Hasil Perhitungan Matlab Script variasi massa DVA pada variasi L22=15mm

Variasi massa (m <sub>2</sub> )	$X_1/X_{st}$			Respon DVA (mm)		
	269 Hz	328 Hz	380 Hz	269 Hz	328 Hz	380 Hz
0.12	14	2.76	1.185	0.0008	0.00016	0.00019
0.13	20.5	2.54	1.126	0.0016	0.00020	0.00024
0.14	36.65	2.343	1.073	0.0039	0.00025	0.00030
0.15	110.9	2.18	1.025	0.0157	0.00031	0.00035
0.16	50.35	2.035	0.98	0.00056	0.0070	0.0969

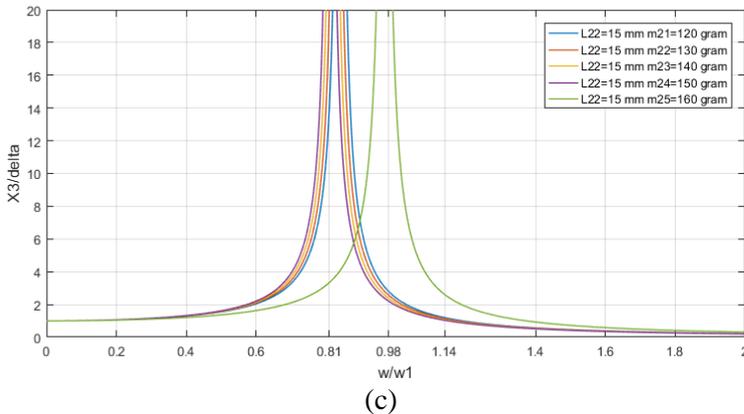
Pada respon getaran sistem secara keseluruhan memiliki 3 frekuensi natural. Namun, frekuensi natural tersebut tidak terlihat dikarenakan perbandingan rasio amplitude yang pertama, kedua dan ketiga sebanding Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, untuk respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 3 DOF.



(a)



(b)



**Gambar 4. 5** (a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L22=15mm, (b) Respon Getaran Absorber ( $X_2$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi L22=15mm dan (c) Respon Getaran Absorber ( $X_3$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF variasi L22=15mm

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi operasional 0.81, 0.98 dan 1.14. Gambar 4.5(a) merupakan hasil respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis 3 DOF dengan variasi massa DVA. Dari gambar 4.5(a) terlihat bahwa warna biru, merupakan tanpa DVA sehingga pada kondisi resonansi dimana  $f = 1$  terjadi perpindahan (*displacement*) yang tak terhingga lalu setelah  $f > 1$  telah turun secara signifikan. Hal ini dikarenakan sistem utama tidak diberi DVA. Dari gambar 4.5(a) dapat dilihat juga masing-masing variasi massa DVA berwarna merah, kuning, ungu, hijau dan biru muda pada variasi rasio frekuensi operasional pada saat 0.81 belum meredam getaran dari sistem utama sedangkan saat 0.98 dan 1.14 dapat meredam getaran dari sistem utama. Dapat dilihat juga semakin besar massa DVA grafik menjadi semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan semakin turun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA maka akan mengakibatkan peredaman yang kurang baik saat rasio frekuensi

0.81 dan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan peredaman yang lebih baik saat frekuensi 0.98 dan 1.14.

Untuk gambar 4.5(b), merupakan hasil respon getaran sistem absorber model dinamis 3 DOF dengan variasi  $L_{22}=15\text{mm}$ . variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram ditunjukkan dengan warna biru, merah, kuning, ungu dan hijau. Dapat dilihat dari gambar 4.5(b) juga semakin besar massa DVA grafik semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan semakin menurun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan respon absorber ( $X_2$ ) semakin besar saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA mengakibatkan respon absorber ( $X_2$ ) semakin kecil saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Respon absorber ( $X_2$ ) sendiri digunakan untuk mencari respon ujung absorber menggunakan ekstrapolasi linear. Nilai respon ujung absorber digunakan untuk menentukan apakah variasi DVA tersebut aman digunakan pada rasio frekuensi tersebut. Nilai respon ujung absorber dikatakan aman apabila kurang dari 1.5mm.

Untuk gambar 4.5(c), merupakan hasil respon getaran sistem absorber model dinamis 3 DOF dengan variasi  $L_{22}=15\text{mm}$ . variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram ditunjukkan dengan warna biru, merah, kuning, ungu dan hijau. Dapat dilihat dari gambar 4.5(c) juga semakin besar massa DVA grafik akan semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan akan semakin menurun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA akan mengakibatkan respon absorber ( $X_3$ ) semakin besar saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA akan mengakibatkan respon absorber ( $X_3$ ) semakin kecil saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Respon absorber ( $X_3$ ) sendiri digunakan untuk mencari respon ujung absorber menggunakan ekstrapolasi linear. Nilai respon ujung absorber digunakan untuk menentukan apakah variasi DVA tersebut aman digunakan pada rasio frekuensi tersebut. Nilai respon ujung absorber dikatakan aman apabila kurang dari 1.5mm. Dari tabel 4.4 diketahui nilai respon ujung

absorber untuk masing-masing variasinya. Dapat dilihat semua variasi massa DVA memiliki nilai respon ujung absorber yang kurang dari 1.5 mm. sehingga dapat dikatakan semua variasi massa DVA aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Hal ini menunjukkan dengan penambahan besar massa DVA maka respon ujung absorber akan semakin besar. Untuk respon ujung absorber saat rasio frekuensi 0.81 akan semakin besar sampai variasi massa DVA 150 gram lalu mengecil saat variasi massa DVA 160 gram. Hal ini dikarenakan rasio frekuensi 0.81 mendekati nilai frekuensi natural dari sistem utama.

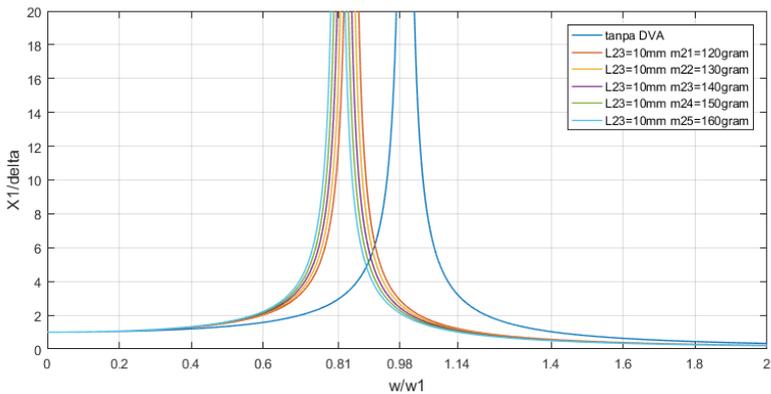
#### **4.1.2.3 Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Amplitude Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Variasi Massa DVA Pada Variasi L23=10 Mm**

Analisa respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 3 DOF pada rasio amplitudu terhadap rasio frekuensi operasional variasi massa DVA pada variasi L23=10mm, dimana variasi massa DVA yaitu 0.12 kg, 0.13 kg, 0.14 kg, 0.15 kg dan 0.16 kg. dengan menggunakan variasi massa DVA tersebut didapatkan respon sistem utama dari analisa perhitungan *Matlab Script* sebagai berikut:

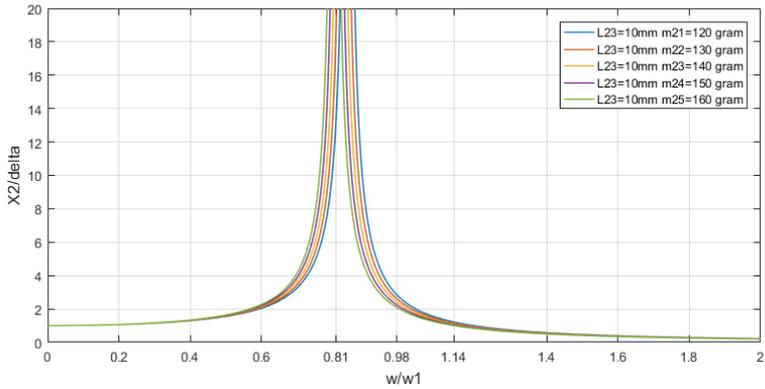
**Tabel 4. 6** Hasil Perhitungan *Matlab Script* variasi massa DVA pada variasi L23=10mm

Variasi massa (m <sub>2</sub> )	$X_1/X_{st}$			Respon DVA (mm)		
	269 Hz	328 Hz	380 Hz	269 Hz	328 Hz	380 Hz
kg						
0.12	13.5	2.796	1.193	0.0008	0.0002	0.0002
0.13	19.35	2.565	1.1335	0.0016	0.0002	0.00025
0.14	33.25	2.365	1.08	0.0037	0.0003	0.00031
0.15	94	2.2	1.03	0.0137	0.0003	0.00037
0.16	58	2.05	0.986	0.00061	0.0085	0.00834

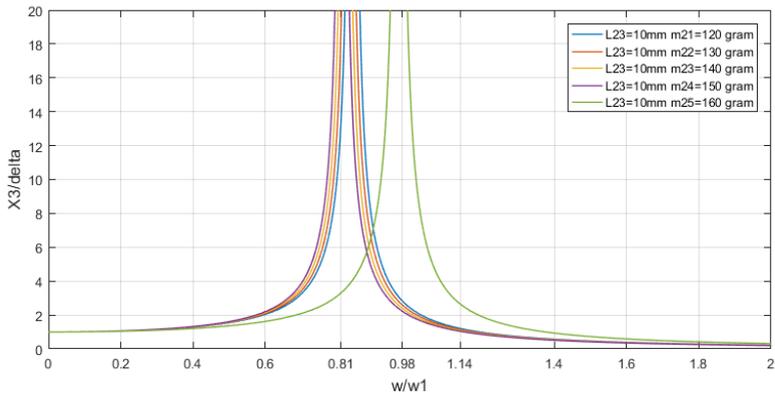
Pada respon getaran sistem secara keseluruhan memiliki 3 frekuensi natural. Namun, frekuensi natural tersebut tidak terlihat dikarenakan perbandingan rasio amplitude yang pertama, kedua dan ketiga sebanding Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, untuk respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis sistem utama 3 DOF.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 4. 6** (a) Respon Getaran Sistem Utama Dengan DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi  $L_{23}=15\text{mm}$ , (b) Respon Getaran Absorber ( $X_2$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Variasi  $L_{23}=10\text{mm}$  dan (c) Respon Getaran Absorber ( $X_3$ ) Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF variasi  $L_{23}=10\text{mm}$ .

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi operasional 0.81, 0.98 dan 1.14. Gambar 4.6(a) merupakan hasil respon getaran sistem utama dengan DVA model dinamis 3 DOF

dengan variasi massa DVA. Dari gambar 4.6(a) terlihat bahwa warna biru, merupakan tanpa DVA sehingga pada kondisi resonansi dimana  $f = 1$  terjadi perpindahan (displacement) yang tak terhingga lalu setelah  $f > 1$  akan turun secara signifikan. Hal ini dikarenakan sistem utama tidak diberi DVA. Dari gambar 4.6(a) dapat dilihat juga masing-masing variasi massa DVA berwarna merah, kuning, ungu, hijau dan biru muda pada variasi rasio frekuensi operasional pada saat 0.81 belum meredam getaran dari sistem utama sedangkan saat 0.98 dan 1.14 dapat meredam getaran dari sistem utama. Dapat dilihat juga semakin besar massa DVA grafik akan semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan akan semakin turun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA maka akan mengakibatkan peredaman yang kurang baik saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA akan mengakibatkan peredaman yang lebih baik saat frekuensi 0.98 dan 1.14.

Untuk gambar 4.6(b), merupakan hasil respon getaran sistem absorber model dinamis 3 DOF dengan variasi  $L_{23}=10\text{mm}$ . variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram ditunjukkan dengan warna biru, merah, kuning, ungu dan hijau. Dapat dilihat dari gambar 4.6(b) juga semakin besar massa DVA grafik akan semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan akan semakin menurun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA akan mengakibatkan respon absorber ( $X_2$ ) semakin besar saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA akan mengakibatkan respon absorber ( $X_2$ ) semakin kecil saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Respon absorber ( $X_2$ ) sendiri digunakan untuk mencari respon ujung absorber menggunakan *extrapolasi linear*. Nilai respon ujung absorber digunakan untuk menentukan apakah variasi DVA tersebut aman digunakan pada rasio frekuensi tersebut. Nilai respon ujung absorber dikatakan aman apabila kurang dari 1.5mm.

Untuk gambar 4.6(c), merupakan hasil respon getaran sistem absorber model dinamis 3 DOF dengan variasi  $L_{23}=10\text{mm}$ .

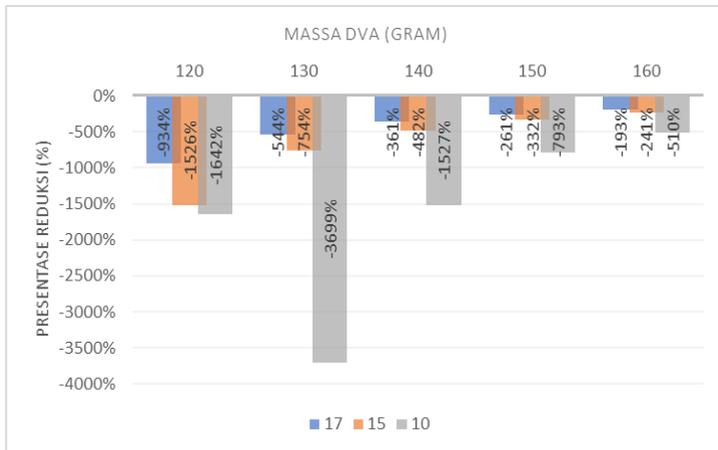
variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram ditunjukkan dengan warna biru, merah, kuning, ungu dan hijau. Dapat dilihat dari gambar 4.6(c) juga semakin besar massa DVA grafik akan semakin bergeser ke kiri saat rasio frekuensi 0.81 dan akan semakin menurun saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Hal ini menunjukkan dengan penambahan massa DVA akan mengakibatkan respon absorber ( $X_3$ ) semakin besar saat rasio frekuensi 0.81 dan dengan penambahan massa DVA akan mengakibatkan respon absorber ( $X_3$ ) semakin kecil saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14. Respon absorber ( $X_3$ ) sendiri digunakan untuk mencari respon ujung absorber menggunakan *extrapolasi linear*. Nilai respon ujung absorber digunakan untuk menentukan apakah variasi DVA tersebut aman digunakan pada rasio frekuensi tersebut. Nilai respon ujung absorber dikatakan aman apabila kurang dari 1.5mm. Dari tabel 4.4 diketahui nilai respon ujung absorber untuk masing-masing variasinya. Dapat dilihat semua variasi massa DVA memiliki nilai respon ujung absorber yang kurang dari 1.5 mm. sehingga dapat dikatakan semua variasi massa DVA aman digunakan untuk desain boring bar L/D 8. Hal ini menunjukkan dengan penambahan besar massa DVA maka respon ujung absorber akan semakin besar. Untuk respon ujung absorber saat rasio frekuensi 0.81 akan semakin besar sampai variasi massa DVA 150 gram lalu mengecil saat variasi massa DVA 160 gram. Hal ini dikarenakan rasio frekuensi 0.81 mendekati nilai frekuensi natural dari sistem utama

#### **4.2 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF**

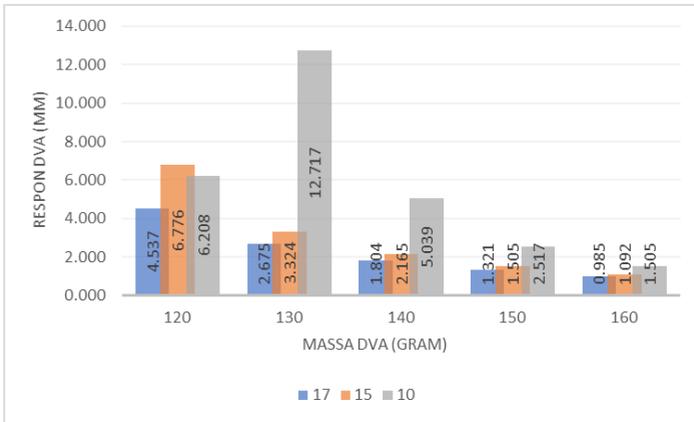
Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 2 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada setiap rasio frekuensi. Proses simulasi dengan *Script Matlab* dilakukan untuk mendapatkan respon getaran sistem utama dengan DVA 2DOF yang telah dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA.

#### 4.2.1 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Frekuensi 0.81

Analisa respon reduksi di analisa pada rasio frekuensi 0.81 dengan frekuensi operasi 269 Hz dan frekuensi natural 333,99 Hz. Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 2 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm. Juga berdasarkan variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram. Nilai respon getaran sistem utama dengan DVA 2 DOF telah dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA untuk mengetahui reduksi dari sistem utama tersebut.



(a)



(b)

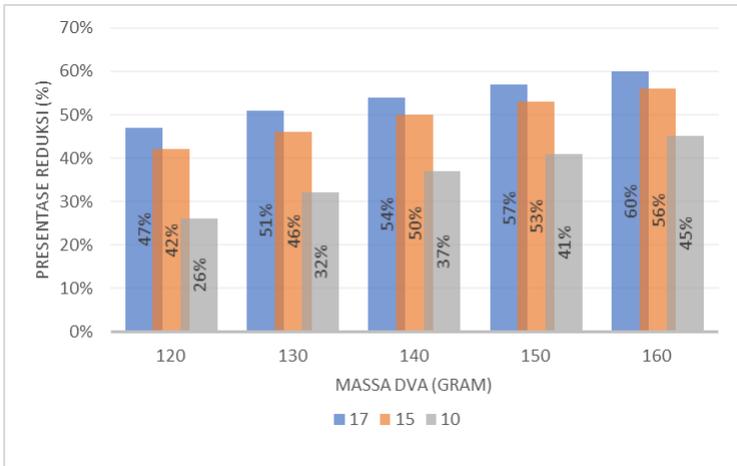
**Gambar 4.7** (a) Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.81 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.81

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi sama dengan 0.81. Gambar 4.7(a) merupakan grafik reduksi respon sistem utama model dinamis sistem utama 2 DOF. Dari gambar 4.7(a) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat apabila sistem utama dengan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada rasio frekuensi 0.81 tidak meredam sama sekali. Dari gambar 4.7(a) juga dapat dilihat untuk variasi konstanta kekakuan DVA 17mm dan 15 mm yang ditunjukkan dengan grafik biru dan orange dengan penambahan massa DVA maka reduksi yang dihasilkan akan semakin tinggi. Sedangkan untuk variasi konstanta kekakuan DVA 10 mm pada saat diberi massa DVA 120 gram dan 130 gram reduksi akan menurun lalu setelah diberi massa DVA 140 gram-160 gram reduksi akan naik. Dapat diambil kesimpulan variasi konstanta kekakuan DVA dan massa DVA tidak disarankan untuk dikerjakan pada rasio frekuensi 0.81.

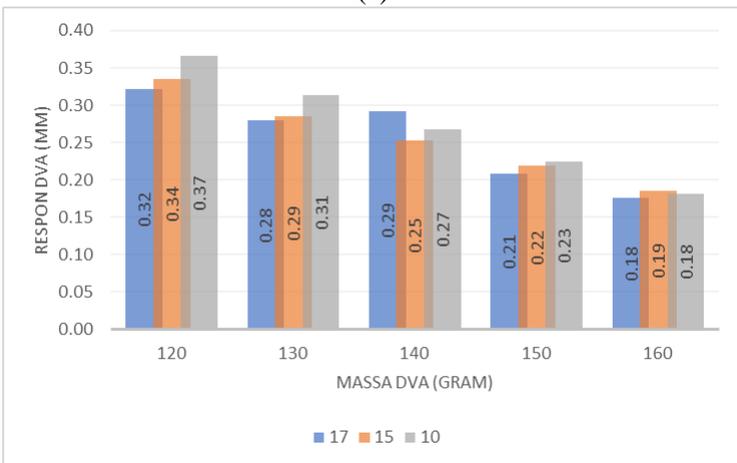
Gambar 4.7(b) merupakan grafik respon DVA model dinamis sistem utama 2 DOF. Respon DVA sendiri diberikan Batasan  $< 1.5$  mm dikarenakan dimensi lubang pada boring bar yang terbatas. . Dari gambar 4.7(b) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat *trend* grafik dengan penambahan konstanta kekakuan DVA respon DVA akan naik kecuali untuk variasi konstanta kekakuan DVA pada variasi massa DVA 120 gram. Hal ini dikarenakan nilai respon untuk rasio frekuensi 0.81 mendekati frekuensi natural dari setiap variasi. Dengan Batasan respon DVA  $< 1.5$  mm pada rasio frekuensi 0.81 hanya variasi L21= 17mm m24=150 gram, L21=17 mm m25=160 gram dan L22=15 mm m25=160 gram yang dapat dikatakan aman.

#### **4.2.2 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Frekuensi 0.98**

Analisa respon reduksi di analisa pada rasio frekuensi 0.98 dengan frekuensi operasi 328 Hz dan frekuensi natural 333,99 Hz. Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 2 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm. Juga berdasarkan variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram. Nilai respon getaran sistem utama dengan DVA 2 DOF telah dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA untuk mengetahui reduksi dari sistem utama tersebut.



(a)



(b)

**Gambar 4.8** (a) Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.98 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.98

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi sama dengan 0.98. Gambar 4.8(a) merupakan grafik reduksi respon

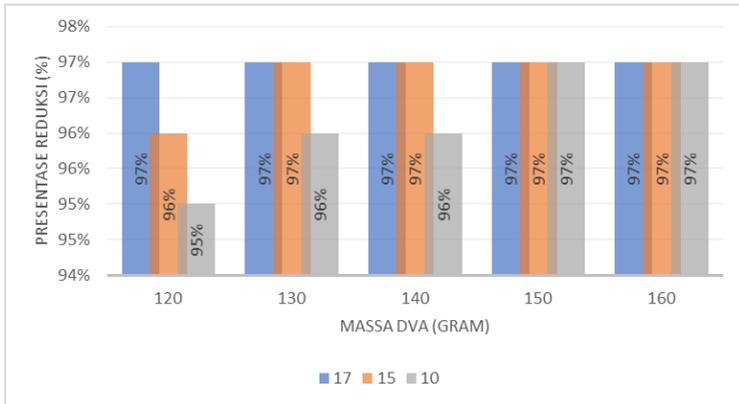
sistem utama model dinamis sistem utama 2 DOF. Dari gambar 4.8(a) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat apabila sistem utama dengan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada rasio frekuensi 0.98 meredam getaran dari sistem utama. Dari gambar 4.8(a) juga dapat dilihat untuk variasi konstanta kekakuan DVA 17mm, 15 mm dan 10 mm dengan penambahan massa DVA maka reduksi yang akan dihasilkan akan semakin tinggi. Dan untuk variasi massa DVA 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram dengan penambahan konstanta kekakuan reduksi yang dihasilkan akan semakin rendah. Dapat diambil kesimpulan nilai reduksi paling optimal pada rasio frekuensi 0.98 yaitu saat sistem utama diberi variasi DVA  $L_{21}=17$  mm  $m_{25}=160$  gram sebesar 60%.

Gambar 4.8(b) merupakan grafik respon DVA model dinamis sistem utama 2 DOF. Respon DVA sendiri diberikan Batasan  $< 1.5$  mm dikarenakan dimensi lubang pada boring bar yang terbatas. . Dari gambar 4.8(b) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat dengan penambahan massa DVA maka respon DVA akan semakin rendah, sedangkan dengan penambahan konstanta kekakuan DVA maka respon DVA akan cenderung naik. Dapat disimpulkan semua variasi konstanta kekakuan dan massa DVA dapat dikatakan aman.

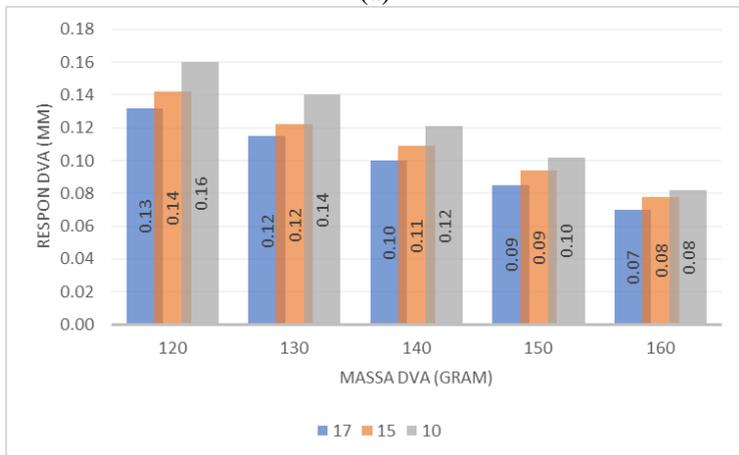
### **4.2.3 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF Pada Rasio Frekuensi 1.14**

Analisa respon reduksi di analisa pada rasio 1.14 dengan frekuensi operasi 380 Hz dan frekuensi natural 333,99 Hz .Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 2 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm. Juga berdasarkan variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram. Nilai

respon getaran sistem utama dengan DVA 2 DOF telah dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA untuk mengetahui reduksi dari sistem utama tersebut.



(a)



(b)

**Gambar 4.9** (a) Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 1.14 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 1.14

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi sama dengan 1.14. Gambar 4.9(a) merupakan grafik reduksi respon sistem utama model dinamis sistem utama 2 DOF. Dari gambar 4.9(a) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat apabila sistem utama dengan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada rasio frekuensi 1.14 meredam getaran dari sistem utama. Dari gambar 4.9(a) juga dapat dilihat untuk variasi konstanta kekakuan DVA 17mm, 15 mm dan 10 mm dengan penambahan massa DVA maka reduksi yang akan dihasilkan akan semakin tinggi atau tetap. Dan untuk variasi massa DVA 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram dengan penambahan konstanta kekakuan reduksi yang dihasilkan akan semakin rendah atau tetap. Dapat diambil kesimpulan nilai reduksi paling optimal pada rasio frekuensi 1.14 yaitu saat sistem utama diberi variasi DVA  $L_{21}=17$  mm dengan semua variasi massa DVA,  $L_{22}=15$ mm dengan variasi massa DVA 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram,  $L_{23}=10$  mm dengan  $m_{24}=150$  gram dan  $m_{25}=160$  gram sebesar 97%.

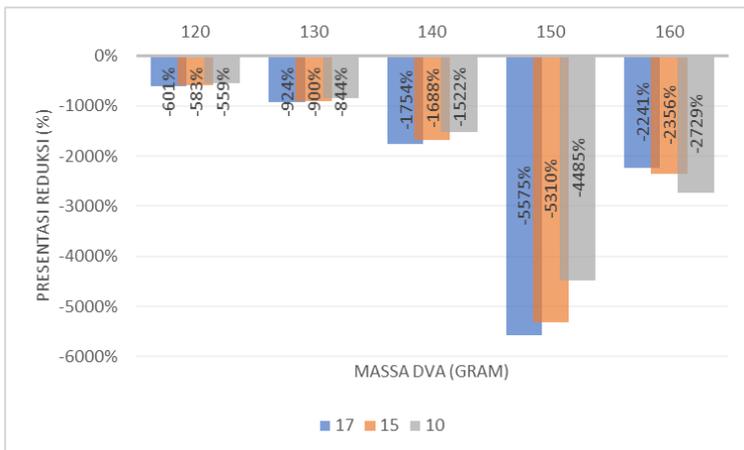
Gambar 4.9(b) merupakan grafik respon DVA model dinamis sistem utama 2 DOF. Respon DVA sendiri diberikan Batasan  $< 1.5$  mm dikarenakan dimensi lubang pada boring bar yang terbatas. . Dari gambar 4.9(b) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat dengan penambahan massa DVA maka respon DVA akan semakin rendah, sedangkan dengan penambahan konstanta kekakuan DVA maka respon DVA akan cenderung naik. Dapat disimpulkan semua variasi konstanta kekakuan dan massa DVA dapat dikatakan aman.

### 4.3 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF

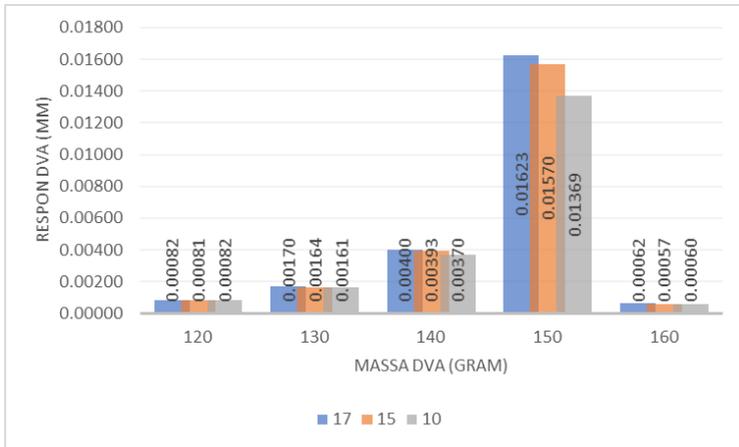
Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 3 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada setiap rasio frekuensi. Proses simulasi dengan *Script Matlab* dilakukan untuk mendapatkan respon getaran sistem utama dengan DVA 2DOF yang telah dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA.

#### 4.3.1 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF pada Rasio Frekuensi 0.81

Analisa respon reduksi di analisa pada rasio frekuensi 0.81 dengan frekuensi operasi 269 Hz dan frekuensi natural 333,99 Hz.. Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 3 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm. Juga berdasarkan variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram. Nilai respon getaran sistem utama dengan DVA 3 DOF telah dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA untuk mengetahui reduksi dari sistem utama tersebut.



(a)



(b)

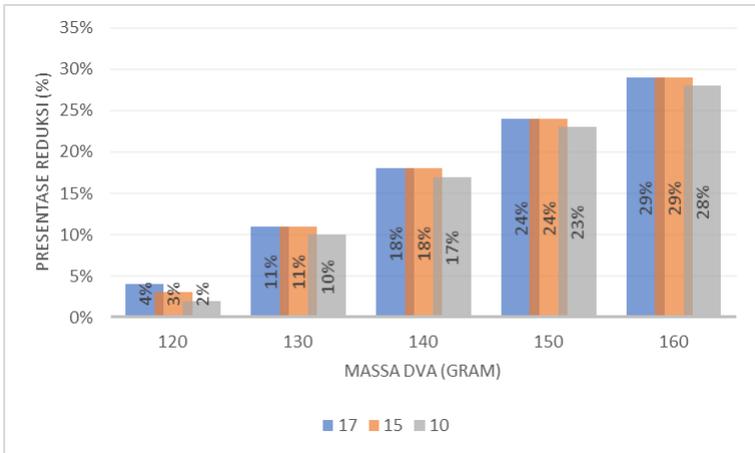
**Gambar 4. 10** (a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.81 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.81

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi sama dengan 0.81. Gambar 4.10(a) merupakan grafik reduksi respon sistem utama model dinamis sistem utama 3 DOF. Dari gambar 4.10(a) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat apabila sistem utama dengan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada rasio frekuensi 0.81 tidak meredam sama sekali. Dari gambar 4.10(a) juga dapat dilihat untuk variasi konstanta kekakuan DVA 17mm, 15 mm, dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik biru ,orange dan abu-abu dengan penambahan massa DVA maka reduksi yang dihasilkan akan semakin rendah. Sedangkan untuk variasi konstanta kekakuan pada saat diberi massa DVA 120 gram dan 160 gram reduksi akan naik Dapat diambil kesimpulan variasi konstanta kekakuan DVA dan massa DVA tidak disarankan untuk dikerjakan pada rasio frekuensi 0.81.

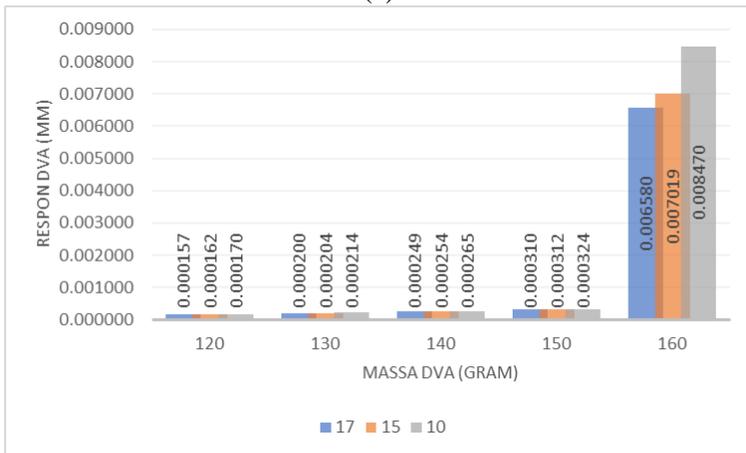
Gambar 4.10(b) merupakan grafik respon DVA model dinamis sistem utama 3 DOF. Respon DVA sendiri diberikan Batasan  $< 1.5$  mm dikarenakan dimensi lubang pada boring bar yang terbatas. . Dari gambar 4.10(b) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat trend grafik dengan penambahan konstanta kekakuan DVA respon DVA akan naik kecuali untuk variasi konstanta kekakuan DVA pada variasi massa DVA 160 gram reduksi akan rendah. Hal ini dikarenakan nilai respon untuk rasio frekuensi 0.81 mendekati frekuensi natural dari setiap variasi. Dapat disimpulkan semua variasi konstanta kekakuan dan massa DVA dapat dikatakan aman.

#### **4.3.2 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Frekuensi 0.98**

Analisa respon reduksi di analisa pada rasio frekuensi 0.98 dengan frekuensi operasi 328 Hz dan frekuensi natural 333,99 Hz. Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 3 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm. Juga berdasarkan variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram. Nilai respon getaran sistem utama dengan DVA 3 DOF telah dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA untuk mengetahui reduksi dari sistem utama tersebut.



(a)



(c)

**Gambar 4. 11** (a)Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 0.98 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 0.98

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi sama dengan 0.98. Gambar 4.11(a) merupakan grafik reduksi respon sistem utama model dinamis sistem utama 3 DOF. Dari gambar

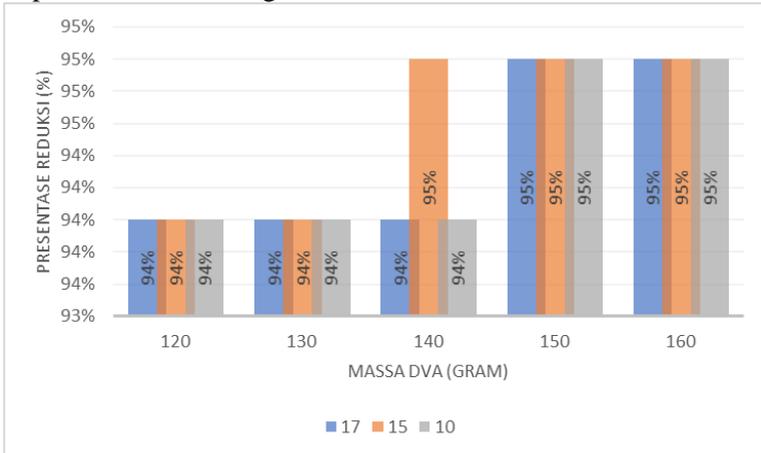
4.11(a) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat apabila sistem utama dengan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada rasio frekuensi 0.98 meredam getaran dari sistem utama. Dari gambar 4.11(a) juga dapat dilihat untuk variasi konstanta kekakuan DVA 17mm, 15 mm dan 10 mm dengan penambahan massa DVA maka reduksi yang akan dihasilkan akan semakin tinggi atau tetap. Dan untuk variasi massa DVA 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram dengan penambahan konstanta kekakuan reduksi yang dihasilkan akan semakin rendah atau tetap. Dapat diambil kesimpulan nilai reduksi paling optimal pada rasio frekuensi 0.98 yaitu saat sistem utama diberi variasi DVA  $L_{21}=17$  mm  $m_{25}=160$  gram dan  $L_{22}=15$  mm  $m_{25}=160$  gram sebesar 29%.

Gambar 4.11(b) merupakan grafik respon DVA model dinamis sistem utama 3 DOF. Respon DVA sendiri diberikan Batasan  $< 1.5$  mm dikarenakan dimensi lubang pada boring bar yang terbatas. Dari gambar 4.11(b) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat dengan penambahan massa DVA maka respon DVA akan semakin tinggi, sedangkan dengan penambahan konstanta kekakuan DVA maka respon DVA akan cenderung naik atau tetap. Dapat disimpulkan semua variasi konstanta kekakuan dan massa DVA dapat dikatakan aman.

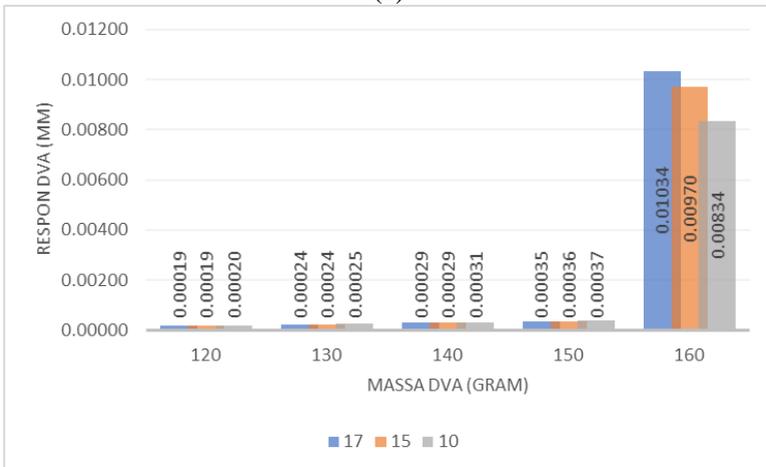
### **4.3.3 Analisa Respon Reduksi Getaran Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF Pada Rasio Frekuensi 1.14**

Analisa respon reduksi di analisa pada rasio frekuensi 1.14 dengan frekuensi operasi 380 Hz dan frekuensi natural 333,99 Hz. Analisa respon reduksi getaran model dinamis sistem utama 3 DOF dilakukan berdasarkan variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm. Juga berdasarkan variasi massa DVA yaitu 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram. Nilai respon getaran sistem utama dengan DVA 3 DOF telah

dibandingkan dengan hasil respon perpindahan sistem utama tanpa DVA untuk mengetahui reduksi dari sistem utama tersebut.



(a)



(b)

**Gambar 4. 12** (a) Grafik Reduksi Respon Sistem Utama pada rasio frekuensi 1.14 dan (b) Grafik Respon DVA pada rasio frekuensi 1.14

Pada pembahasan ini ditinjau saat rasio frekuensi sama dengan 1.14. Gambar 4.12(a) merupakan grafik reduksi respon sistem utama model dinamis sistem utama 3 DOF. Dari gambar 4.12(a) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat apabila sistem utama dengan variasi konstanta kekakuan DVA dan variasi massa DVA pada rasio frekuensi 1.14 meredam getaran dari sistem utama. Dari gambar 4.12(a) juga dapat dilihat untuk variasi konstanta kekakuan DVA 17mm, 15 mm dan 10 mm dengan penambahan massa DVA maka reduksi yang akan dihasilkan akan semakin tinggi atau tetap. Dan untuk variasi massa DVA 120 gram, 130 gram, 140 gram, 150 gram dan 160 gram dengan penambahan konstanta kekakuan reduksi yang dihasilkan akan tetap kecuali saat variasi massa DVA. Dapat diambil kesimpulan nilai reduksi paling optimal pada rasio frekuensi 1.14 yaitu saat sistem utama diberi variasi DVA  $L_{21}=17$  mm dengan semua variasi massa DVA 150 gram dan 160 gram,  $L_{22}=15$ mm dengan variasi massa DVA 140 gram, 150 gram dan 160 gram,  $L_{23}=10$  mm dengan  $m_{24}=150$  gram dan  $m_{25}=160$  gram sebesar 95%.

Gambar 4.12(b) merupakan grafik respon DVA model dinamis sistem utama 3 DOF. Respon DVA sendiri diberikan Batasan  $< 1.5$  mm dikarenakan dimensi lubang pada boring bar yang terbatas. Dari gambar 4.12(b) dapat dilihat variasi konstanta kekakuan DVA yaitu 17mm, 15 mm dan 10 mm yang ditunjukkan dengan grafik berwarna biru, orange dan abu-abu. Dari grafik dapat dilihat dengan penambahan massa DVA maka respon DVA akan semakin tinggi, sedangkan dengan penambahan konstanta kekakuan DVA maka respon DVA akan semakin tinggi. Dapat disimpulkan semua variasi konstanta kekakuan dan massa DVA dapat dikatakan aman.

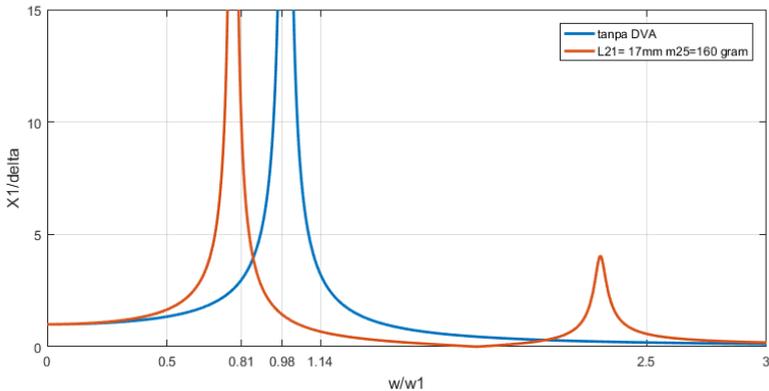
#### **4.4 Optimalisasi**

Optimalisasi dalam penelitian ini yaitu mencari desain yang memiliki reduksi paling besar dengan respon DVA paling rendah.

Hal ini dikarenakan semakin rendah respon DVA maka desain DVA tersebut semakin aman.

#### 4.4.1 Optimalisasi Model Dinamias Sistem Utama 2 DOF

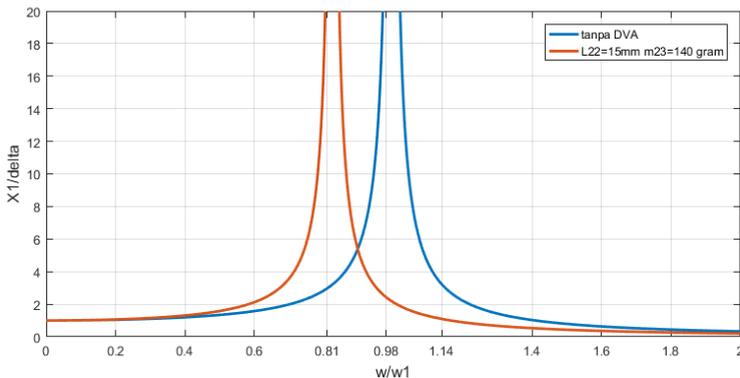
Dari sub bab 4.2 telah didapatkan trend nilai reduksi getaran sistem utama untuk setiap variasinya. Untuk desain model dinamis sistem utama 2 DOF sendiri akan paling meredam saat rasio frekuensi operasi 1.14. dari subbab 4.2 juga sudah didapatkan trend nilai respon DVA untuk setiap variasinya. Sehingga didapatkan nilai reduksi paling optimal yaitu 97% saat operasikan di rasio frekuensi 1.14. Namun terdapat beberapa variasi dengan reduksi 97%, maka dilakukanlah optimalisasi yaitu diantara dengan reduksi optimal dicari respon DVA yang paling kecil. Dengan begitu didapatkan variasi DVA  $L_{21}=17$  mm  $m_{25}=160$  gram yang memiliki reduksi sebesar 97% dengan respon DVA 0,07 mm. Gambar 4.13 merupakan grafik bode diagram untuk variasi  $L_{21}=17$  mm  $m_{25}=160$  gram.



**Gambar 4. 13** Grafik bode diagram variasi  $L_{21}=17$  mm  $m_{25}=160$  gram model dinamis 2 DOF

#### 4.4.2 Optimalisasi Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF

Dari sub bab 4.3 telah didapatkan trend nilai reduksi getaran sistem utama untuk setiap variasinya. Untuk desain model dinamis sistem utama 3 DOF sendiri akan paling meredam saat rasio frekuensi operasi 1.14. dari subbab 4.3 juga sudah didapatkan trend nilai respon DVA untuk setiap variasinya. Sehingga didapatkan nilai reduksi paling optimal yaitu 95% saat operasikan di rasio frekuensi 1.14. Namun terdapat beberapa variasi dengan reduksi 95%, maka dilakukanlah optimalisasi yaitu diantara dengan reduksi optimal dicari respon DVA yang paling kecil. Dengan begitu didapatkan variasi DVA  $L22=15$  mm  $m23=140$  gram yang memiliki reduksi sebesar 95% dengan respon DVA 0,00029 mm. Gambar 4.14 merupakan grafik bode diagram untuk variasi  $L22=15$  mm  $m23=140$  gram.



**Gambar 4. 14** Grafik bode diagram variasi  $L22=15$  mm  $m23=140$  gram model dinamis 3 DOF

**“ Halaman ini sengaja dikosongkan “**

## **BAB IV**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dirancang model dinamis sistem utama 2 DOF dan model dinamis sistem utama 3 DOF yang mepresentasikan model dinamis boring bar dengan DVA pada saat proses boring.
2. Telah diketahui reduksi respon getaran pada masing-masing variasi konstanta kekakuan DVA dan massa DVA. Diketahui bahwa dengan penambahan massa DVA maka nilai reduksi respon getaran akan semakin besar. Diketahui juga dengan variasi konstanta kekakuan DVA semakin besar konstanta kekakuan DVA reduksi respon getaran yang dihasilkan akan semakin kecil. Hal ini berlaku untuk model dinamis sistem utama 2 DOF dan model dinamis sistem utama 3 DOF saat rasio frekuensi 0.98 dan 1.14.
3. Rancangan model dinamis sistem utama 2 DOF saat dioperasikan pada frekuensi operasi 380 Hz dan gaya eksitasi 257,78 N dengan konstanta kekakuan 17 mm pada variasi massa DVA 160 gram menghasilkan reduksi respon getaran yang paling optimum dengan nilai reduksi getaran 97% dan respon DVA 0.07 mm saat rasio frekuensi 1.14. Sedangkan, untuk rancangan model dinamis sistem utama 3 DOF saat dioperasikan pada frekuensi 380 Hz dan gaya eksitasi 257,78 dengan konstanta kekakuan 15 mm pada variasi massa DVA 140 gram menghasilkan reduksi respon getaran yang paling optimum dengan nilai reduksi 95% dan respon DVA 0.00029 mm saat rasio frekuensi 1.14.

4. Diketahui untuk rancangan model dinamis sistem utama 2 DOF dan model dinamis 3 DOF akan mereduksi optimal saat rasio frekuensi 1.14 atau 380 Hz.

## **5.2 Saran**

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka didapatkan saran sebagai berikut:

1. Berdasarkan penelitian berbasis simulasi yang telah dilakukan, disarankan perhitungan parameter dilakukan lebih detail supaya hasil yang didapatkan lebih mendekati actual.
2. Penelitian dapat dilakukan dengan eksperimen guna memperoleh hasil yang lebih valid.

## DAFTAR PUSTAKA

- Anggitasari, D. 2019. **Validasi Mekanisme *Radial Vibration Damper* (RVD) pada poros panjang langsing yang dioperasikan di mesin bubut**. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
- Kalpakistan, S dan Steven R Schmid. 2009. **Manufacturing Engineering and Technology, Sixth Edition**. Chicago: *Pearson Education, Inc.*
- Kharizah Zulfyanti, P. 2019. **Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)**. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Li Lei dkk. 2019. Analysis of the vibration Characteristics of a boring bar with a variable stiffness dynamic vibration absorber. **Shock and Vibration** 11 (March): 5284194
- Liu Xianli dkk. 2017. Analysis of the vibration characteristics and adjustment method of boring bar with a variable stiffness vibration absorber. **Int J Adv Manuf Technol** 98:95-105
- Maulana F, Azmi. 2019. **Analisa Nilai Optimum Reduksi Respon Getaran Sistem Utaa Arah Translasi, *Rolling* Dan *Pitching* Serta Voltase Bangkitan Yang Dihasilkan Oleh Mekanisme Titik Optimum Dari Variasi Letak Posisi CPVA Dari Titik Tengah Massa Dan Jumlah *Cantilever Piezoelectric* Terhadap Karakteristik Reduksi Getaran Dari Sistem Dan Voltase Bangkitan Yang Dihasilkan CPVA**. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Obinna N, N dkk. 2017. Evaluation of chatter vibration frequency in cnc turning of 4340 alloy steel material. **International Journal of Scientific & Engineering Research**, Vol.8, Issue 2. **International Journal of Scientific & Engineering Research** ISSN 2229-5518.

Rao, PN.2002. **Manufacturing Technology Metal Cutting and Machine Tools.**

Rao, SS. 2011. **Mechanical Vibration Fifth Edition.**  
Amerika: Prentice Hall.

Salidek M.dkk.2015.Cutting Forces During Turning With Variable Depth Of Cut.**Perspectives in Science** 7, 357-363.

## LAMPIRAN

### 1. Matlab Script Respon Sistem Utama Model Dinamis 2 DOF Dengan $K_1=17$ Mm Dan Variasi Massa DVA.

```

Editor - D:\TA\matlab\coba1.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m* coba2.m coba3.m +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA1DOF Frekuensi 269 rad/s variasi kal
5
6 - m1=0.306;
7 - m2=[0.12428 0.13427 0.14426 0.15425 0.16423];
8 - k1=1346954;
9 - k2=[3030563 2450180 2007287 1664223 1395679];%variasi
10 - Z=0.005;
11 - zeta=0.005;
12 - w1=sqrt(k1/m1);
13 - w2=sqrt(k2/m2);
14 - h=w1/w2;
15 - miu=m2/m1;
16 - %g=w/w1;
17 - z=1;
18 - for i=1:size(m2,2)
19 -     for k=1:1001
20 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
21 -         A(z)=-h^2*g(k)^2+1;
22 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
23 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
24 -         D(z)=-((1+miu(i)+Z*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
25 -         X1(z)=sqrt((A(z)^2+B(z)^2)/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2));
26 -         X1tanpaDVA(k)=sqrt(1/((g(k)^2-1)+(2*Z*g(k))^2);
27 -         z=z+1;

```

script Ln 38 Col 119

```

Editor - D:\TA\matlab\coba1.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m +
18 - for i=1:size(m2,2)
19 -     for k=1:1001
20 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
21 -         A(z)=-h^2*g(k)^2+1;
22 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
23 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
24 -         D(z)=-((1+miu(i)+Z*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
25 -         x1(z)=sqrt((A(z)^2+B(z)^2)/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2));
26 -         xltanpaDVA(k)=sqrt(1/((g(k)^2-1)+(2*Z*g(k)))^2);
27 -         z=z+1;
28 -     end
29 - end
30 - figure(1)
31 - plot(g,xltanpaDVA(1:size(g,2)))
32 - hold on
33 - plot(g,x1(1:size(g,2)))
34 - plot(g,x1(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
35 - plot(g,x1(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
36 - plot(g,x1(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
37 - plot(g,x1(4*size(g,2)+1:5*size(g,2)))
38 - legend('tanpa DVA','kal=17mm ma1=120gram','kal=17mm ma2=130gram','kal=17mm ma3=140gram','kal=17mm ma4=150gram','kal=17mm ma5=160gram')
39 - hold off
40 - xlabel('w/w1','FontSize',12)
41 - ylabel('X1/delta','FontSize',12)
42 - axis([0 3 0 15])
43 - grid on
44
script Ln 13 Col 16

```

## 2. Matlab Script Respon $X_2$ Model Dinamis 2 DOF Dengan $Ka1=17$ Mm Dan Variasi Massa DVA.

```

Editor - D:\TA\matlab\2.m*
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA1DOF respon x2
5
6 - m1=0.306;
7 - m2=[0.12428 0.13427 0.14426 0.15425 0.16423];
8 - k1=1346954;
9 - k2=[3030563 2450180 2007287 1664223 1395679];
10 - Z=0.005;
11 - zeta=0.005;
12 - w1=sqrt(k1/m1);
13 - w2=sqrt(k2/m2);
14 - h=w1/w2;
15 - miu=m2/m1;
16 - %g=w/w1;
17 - w=380;
18 - z=1;
19 - for i=1:size(m2,2)
20 -     for k=1:1001
21 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22 -         A(z)=(2*zeta*miu(i)*1/h*g(k)^2+(miu(i)*(1/h)^2)^2);
23 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
25 -         D(z)=-((1+miu(i)+Z*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
26 -         x1(z)=sqrt((A(z)^2/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2)));
27 -         z=z+1;

```

script Ln 8 Col 11

```

Editor - D:\TA\matlab\v2.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2m x2ka2.m
16 %g=w/w1;
17 w=380;
18 z=1;
19 for i=1:size(m2,2)
20     for k=1:1001
21         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22         A(z)=(2*zeta*miu(i)*1/h*g(k)^2+(miu(i)*(1/h)^2)^2);
23         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*2*zeta*h)*g(k)^2+1;
25         D(z)=-((1+miu(i)+2*h/zeta)*g(k)^2+(1+2/zeta*h));
26         X1(z)=sqrt((A(z)^2/(C(z)^2+D(z)^2)*B(z)^2));
27         z=z+1;
28     end
29 end
30 figure(3)
31 plot(g,X1(1:size(g,2)))
32 hold on
33 plot(g,X1(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
34 plot(g,X1(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
35 plot(g,X1(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
36 plot(g,X1(4*size(g,2)+1:5*size(g,2)))
37 legend('kal=17mm ma1=120gram','kal=17mm ma2=130gram','kal=17mm ma3=140gram','kal=17mm ma4=150gram','kal=17mm ma5=160gram');
38 hold off
39
40 xlabel('w/w1','FontSize',12);
41 ylabel('X2/delta_s_t_2','FontSize',12);
42 grid on

```

script Ln 8 Col 11

### 3. Matlab Script Respon Sistem Utama Model Dinamis 2 DOF Dengan $Ka_2=15$ Mm Dan Variasi Massa DVA.

```

Editor - D:\TA\matlab\coba2.m*
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m* coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA1DOF Frekuensi 269 rad/s variasi ka2
5
6 - m1=0.306;
7 - m2=[0.12376 0.13427 0.14374 0.15373 0.16371];
8 - k1=1346954;
9 - k2=[3550157 2448956 2338580 1934660 1619186];
10 - Z=0.005;
11 - zeta=0.005;
12 - w1=sqrt(k1/m1);
13 - w2=sqrt(k2/m2);
14 - h=w1/w2;
15 - miu=m2/m1;
16 - %g=w/w1;
17 - w=380;
18 - z=1;
19 - for i=1:size(m2,2)
20 -     for k=1:1001
21 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22 -         A(z)=-h^2*g(k)^2+1;
23 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
25 -         D(z)=-((1+miu(i)+2*h/zeta)*g(k)^2+(1+2/zeta*h));
26 -         x1(z)=sqrt((A(z)^2+B(z)^2)/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2));
27 -         x1tanpaDVA(k)=sqrt(1/((g(k)^2-1)+(2*Z*g(k))^2));

```

```

Editor - D:\TA\matlab\coba2.m
def31.m x x23dof.m x x33dof.m x coba1.m x coba2.m x coba3.m x x2ka3.m x x2.m x x2ka2.m x +
18 - z=1;
19 - for i=1:size(m2,2)
20 -     for k=1:1001
21 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22 -         A(z)=-h^2*g(k)^2+1;
23 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*2*zeta*h)*g(k)^2+1;
25 -         D(z)=-((1+miu(i)+2*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
26 -         x1(z)=sqrt((A(z)^2+B(z)^2)/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2));
27 -         xltanpaDVA(z)=sqrt(1/((g(k)^2-1)+(2*Z*g(k))^2));
28 -         z=z+1;
29 -     end
30 - end
31 - figure(1)
32 - plot(g,xltanpaDVA(1:size(g,2)))
33 - hold on
34 - plot(g,x1(1:size(g,2)))
35 - plot(g,x1(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
36 - plot(g,x1(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
37 - plot(g,x1(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
38 - plot(g,x1(4*size(g,2)+1:5*size(g,2)))
39 - legend('tanpa DVA','ka2=15mm ma1=120gram','ka2=15mm ma2=130gram','ka2=15mm ma3=140gram','ka2=15mm ma4=150gram','ka2=15mm ma5=160gram');
40 - hold off
41
42 - xlabel ('w/w1','FontSize',12);
43 - ylabel ('X1/delta','FontSize',12);
44 - grid on
script Ln 8 Col 11

```

#### 4. Matlab Script Respon $X_2$ Model Dinamis 2 DOF Dengan $Ka1=15$ Mm Dan Variasi Massa DVA.

```

Editor - D:\TA\matlab\2ka2.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m cobs1.m cobs2.m cobs3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA1DOF respon x2
5
6 - m1=0.306;
7 - m2=[0.12376 0.13427 0.14374 0.15373 0.16371];
8 - k1=1346954;
9 - k2=[3850157 2448956 2338580 1934660 1619186];
10 - Z=0.005;
11 - zeta=0.005;
12 - w1=sqrt(k1/m1);
13 - w2=sqrt(k2/m2);
14 - h=w1/w2;
15 - miu=m2/m1;
16 - %g=w/w1;
17 - w=380;
18 - z=1;
19 - for i=1:size(m2,2)
20 -     for k=1:1001
21 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22 -         A(z)=(2*zeta*miu(i)*1/h*g(k)^2+(miu(i)*(1/h)^2)^2);
23 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24 -         C(z)=(h^2*g(k)^4-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
25 -         D(z)=-((1+miu(i)+Z*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
26 -         X1(z)=sqrt((A(z)^2/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2)));
27 -         z=z+1;

```

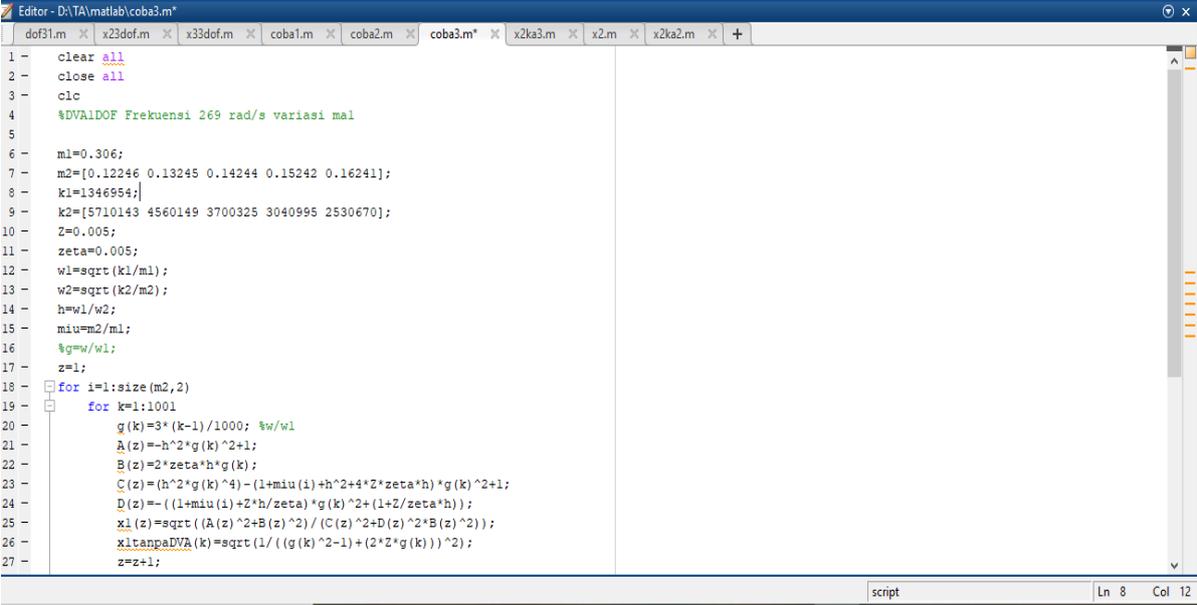
script Ln 8 Col 11

```

Editor - D:\TA\matlab\2ka2.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
17 - w=380;
18 - z=1;
19 - for i=1:size(m2,2)
20 -     for k=1:1001
21 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22 -         A(z)=((2*zeta*miu(i)*1/h*g(k)^2+(miu(i)*(1/h)^2)^2);
23 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
25 -         D(z)=-((1+miu(i)+2*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
26 -         X1(z)=sqrt((A(z)^2/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2)));
27 -         z=z+1;
28 -     end
29 - end
30 - figure(3)
31 - plot(g,x1(1:size(g,2)))
32 - hold on
33 - plot(g,x1(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
34 - plot(g,x1(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
35 - plot(g,x1(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
36 - plot(g,x1(4*size(g,2)+1:5*size(g,2)))
37 - legend('ka2=15mm ma1=120gram','ka2=15mm ma2=130gram','ka2=15mm ma3=140gram','ka2=15mm ma4=150gram','ka2=15mm ma5=160gram');
38 - hold off
39
40 - xlabel ('w/w1','FontSize',12);
41 - ylabel ('X2/delta_s_t_2','FontSize',12);
42
43 - grid on
script Ln 8 Col 11

```

## 5. Matlab Script Respon Sistem Utama Model Dinamis 2 DOF Dengan $Ka_3=10$ Mm Dan Variasi Massa DVA.



```

Editor - D:\TA\matlab\coba3.m*
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m* x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVAIDOF Frekuensi 269 rad/s variasi mal
5
6 - m1=0.306;
7 - m2=[0.12246 0.13245 0.14244 0.15242 0.16241];
8 - k1=1346954;
9 - k2=[5710143 4560149 3700325 3040995 2530670];
10 - Z=0.005;
11 - zeta=0.005;
12 - w1=sqrt(k1/m1);
13 - w2=sqrt(k2/m2);
14 - h=w1/w2;
15 - miu=m2/m1;
16 - %g=w/w1;
17 - z=1;
18 - for i=1:size(m2,2)
19 -     for k=1:1001
20 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
21 -         A(z)=-h^2*g(k)^2+1;
22 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
23 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
24 -         D(z)=-((1+miu(i)+2*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
25 -         x1(z)=sqrt((A(z)^2+B(z)^2)/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2));
26 -         x1tanpaDVA(k)=sqrt(1/((g(k)^2-1)+(2*Z*g(k))^2));
27 -         z=z+1;

```

script Ln 8 Col 12

```

Editor - D:\TA\matlab\coba3.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA1DOF Frekuensi 269 rad/s variasi mal
5
6 - m1=0.306;
7 - m2=[0.12246 0.13245 0.14244 0.15242 0.16241];
8 - k1=1346954;
9 - k2=[5710143 4560149 3700325 3040995 2530670];
10 - Z=0.005;
11 - zeta=0.005;
12 - w1=sqrt(k1/m1);
13 - w2=sqrt(k2/m2);
14 - h=w1/w2;
15 - miu=w2/m1;
16 - %g=w/w1;
17 - z=1;
18 - for i=1:size(m2,2)
19 -     for k=1:1001
20 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
21 -         A(z)=-h^2*g(k)^2+1;
22 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
23 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
24 -         D(z)=-((1+miu(i)+2*h/zeta)*g(k)^2+(1+z/zeta*h));
25 -         x1(z)=sqrt((A(z)^2+B(z)^2)/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2));
26 -         xltampaDVA(k)=sqrt(1/((g(k)^2-1)+(2*Z*g(k))^2));
27 -         z=z+1;

```

script Ln 8 Col 12

## 6. Matlab Script Respon $X_2$ Model Dinamis 2 DOF Dengan $Ka3=10$ Mm Dan Variasi Massa DVA.

```

Editor - D:\TA\matlab\w2ka3.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA1DOF respon x2
5
6 - m1=0.306;
7 - m2=[0.12246 0.13245 0.14244 0.15242 0.16241];
8 - k1=1346954;
9 - k2=[5710143 4560149 3700325 3040995 2530670];
10 - Z=0.005;
11 - zeta=0.005;
12 - w1=sqrt(k1/m1);
13 - w2=sqrt(k2/m2);
14 - h=w1/w2;
15 - miu=m2/m1;
16 - %g=w/w1;
17 - w=380;
18 - z=1;
19 - for i=1:size(m2,2)
20 -     for k=1:1001
21 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22 -         A(z)=(2*zeta*miu(i)*1/h*g(k)^2+(miu(i)*(1/h)^2)^2);
23 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24 -         C(z)=(h^2*g(k)^4-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
25 -         D(z)=-((1+miu(i)+Z*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
26 -         X1(z)=sqrt((A(z)^2/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2)));
27 -         z=z+1;

```

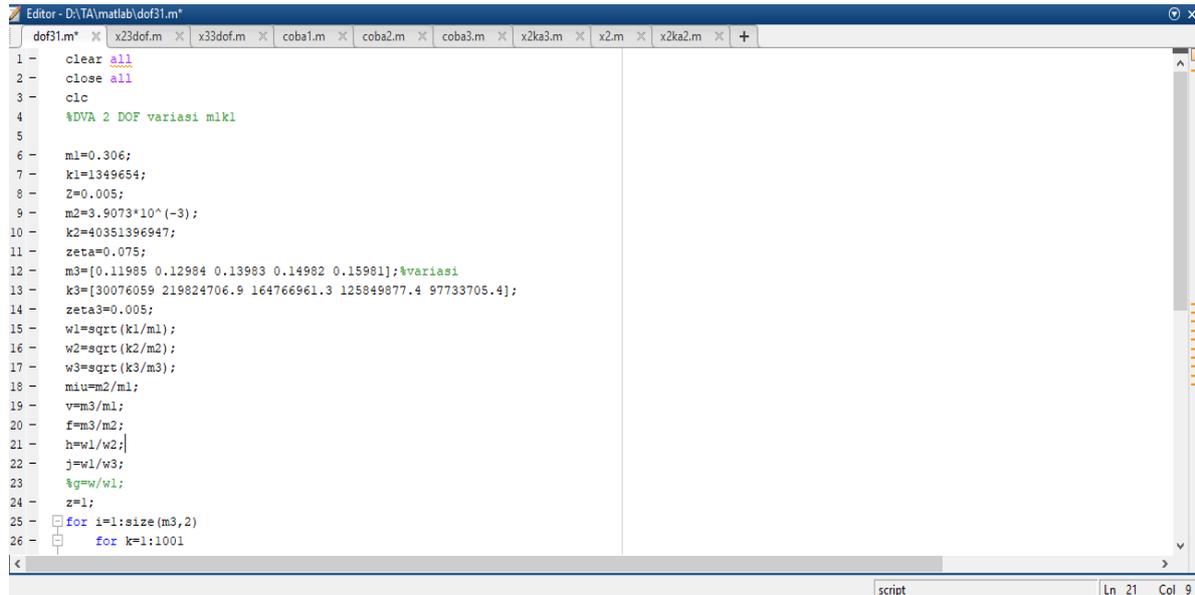
script Ln 8 Col 11

```

Editor - D:\TA\metlab\y2ka3.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
17 - w=380;
18 - z=1;
19 - for i=1:size(m2,2)
20 -     for k=1:1001
21 -         g(k)=3*(k-1)/1000; %w/w1
22 -         A(z)=(2*zeta*miu(i)*1/h*g(k)^2+(miu(i)*(1/h)^2)^2);
23 -         B(z)=2*zeta*h*g(k);
24 -         C(z)=(h^2*g(k)^4)-(1+miu(i)+h^2+4*Z*zeta*h)*g(k)^2+1;
25 -         D(z)=-((1+miu(i)+Z*h/zeta)*g(k)^2+(1+Z/zeta*h));
26 -         X1(z)=sqrt((A(z)^2/(C(z)^2+D(z)^2*B(z)^2)));
27 -         z=z+1;
28 -     end
29 - end
30 - figure(3)
31 - plot(g,x1(1:size(g,2)))
32 - hold on
33 - plot(g,x1(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
34 - plot(g,x1(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
35 - plot(g,x1(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
36 - plot(g,x1(4*size(g,2)+1:5*size(g,2)))
37 - legend('ka3=10mm ma1=120gram','ka3=10mm ma2=130gram','ka3=10mm ma3=140gram','ka3=10mm ma4=150gram','ka3=10mm ma5=160gram');
38 - hold off
39 -
40 - xlabel('w/w1','FontSize',12);
41 - ylabel('X2/delta_s_t_2','FontSize',12);
42 -
43 - grid on
script Ln 14 Col 9

```

## 7. Matlab Script Respon Sistem Utama Model Dinamis 3 DOF Dengan konstanta kekakuan DVA Dan Variasi Massa DVA.



```
Editor - D:\TA\matlab\dof31.m
dof31.m x x23dof.m x x33dof.m x coba1.m x coba2.m x coba3.m x x2ka3.m x x2.m x x2ka2.m x +
1 clear all
2 close all
3 clc
4 %DVA 2 DOF variasi mkl
5
6 m1=0.306;
7 k1=1349654;
8 Z=0.005;
9 m2=3.9073*10^(-3);
10 k2=40351396947;
11 zeta=0.075;
12 m3=[0.11985 0.12984 0.13983 0.14982 0.15981];%variasi
13 k3=[30076059 219824706.9 164766961.3 125849877.4 97733705.4];
14 zeta3=0.005;
15 w1=sqrt(k1/m1);
16 w2=sqrt(k2/m2);
17 w3=sqrt(k3/m3);
18 miu=m2/m1;
19 v=m3/m1;
20 f=m3/m2;
21 h=w1/w2;
22 j=w1/w3;
23 %g=w/w1;
24 z=1;
25 for i=1:size(m3,2)
26     for k=1:1001
script Ln 21 Col 9
```

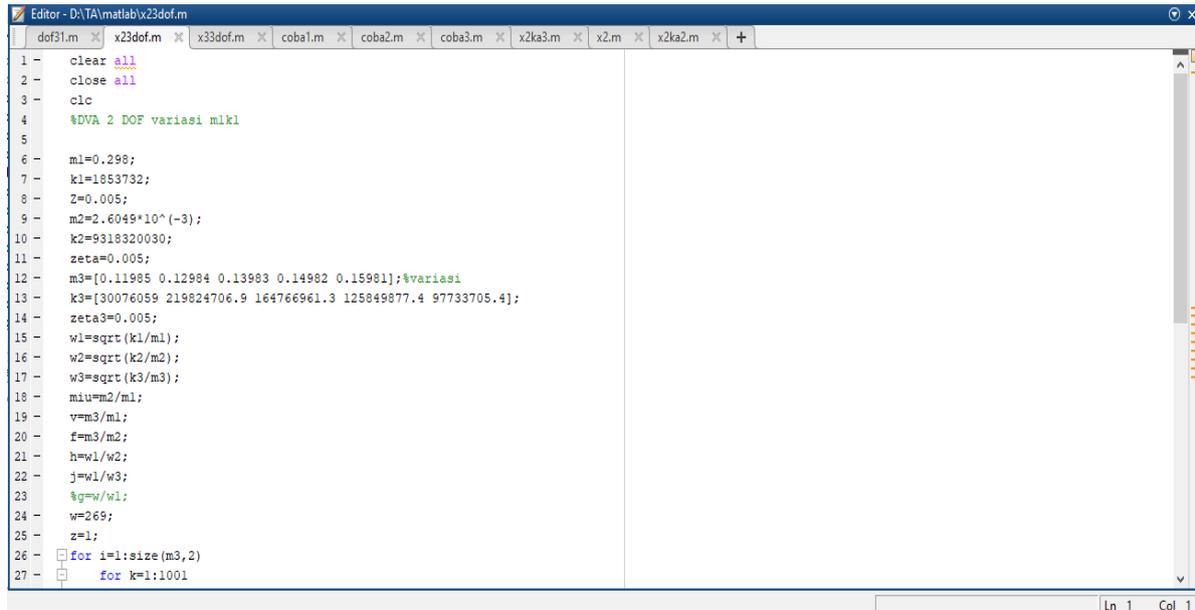
```

Editor - D:\TA\matlab\def31.m
def31.m x x23dof.m x x33dof.m x coba1.m x coba2.m x coba3.m x x2ka3.m x x2.m x x2ka2.m x +
22 j=w1/w3;
23 %g=w/w1;
24 z=1;
25 for i=1:size(m3,2)
26     for k=1:1001
27         g(k)=3*(k-1)/1000;%w/w1
28         A(z)=(h^2*j^2*g(k)^4)-(j^2)+(f(i)*h^2)+(4*zeta*zeta3*h^j)+(h^2))*g(k)^2+1;
29         B(z)=((2*zeta*h^j^2)+(2*zeta3*f(i)*j*h^2)+(2*zeta3*j*h^2))*g(k)^3-((2*zeta3*j)+(2*zeta*h))*g(k);
30         C(z)=-(h^2*j^2*g(k)^6)+((j^2)+(f(i)*h^2)+(4*zeta*zeta3*h^j)+(h^2)+(4*Z*zeta*h^j)+(4*f(i)*Z*zeta3*h^2*j)+(4*Z*zeta3*h^2*j)+(8*zeta*zeta3*miu*
31         D(z)=-(1+(4*Z*zeta3*j)+(4*Z*zeta*h)+(j^2)+(4*zeta*zeta3*h^j)+(h^2)+v(i)+miu))*g(k)^2+1;
32         E(z)=-(2*zeta*h^j^2)+(2*zeta3*f(i)*h^2*j)+(2*zeta*h^2*j)+(2*Z*h^2*j^2)+(2*zeta*miu*h^j^2))*g(k)^5;
33         F(z)=2*j*h*(1/h*(zeta3+zeta3*v(i)+zeta3*miu)+1/j*(zeta+zeta*v(i)+zeta*miu)+(2*h)/j*(f(i)+1)+(Z*j)/h+(4*Z*zeta*zeta3)+(zeta*j)+h*(zeta3+zeta3
34         G(z)=-(2^2)+(2*zeta3*j)+(2*zeta*h))*g(k);
35         xl(z)=sqrt((A(z)^2+B(z)^2)/((C(z)+D(z))^2+(E(z)+F(z)+G(z))^2));
36         xltampaDVA(z)=sqrt(1/((g(k)^2-1)+(2*Z*g(k))^2));
37         z=z+1;
38     end
39 end
40 figure(2)
41 plot(g,xltampaDVA(1:size(g,2)))
42 hold on
43 plot(g,xl(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
44 hold off
45 legend('Tampa DVA','m2k2=15 mm ma3ka3=140gram')
46
47 xlabel('w/w1','FontSize',12)

```

script Ln 21 Col 9

## 8. Matlab Script Respon $X_2$ Model Dinamis 3 DOF Dengan konstanta kekakuan DVA Dan Variasi Massa DVA.



```
Editor - D:\TA\matlab\23dof.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA 2 DOF variasi mkl
5
6 - m1=0.298;
7 - k1=1853732;
8 - Z=0.005;
9 - m2=2.6049*10^(-3);
10 - k2=9318320030;
11 - zeta=0.005;
12 - m3=[0.11985 0.12984 0.13983 0.14982 0.15981];%variasi
13 - k3=[30076059 219824706.9 164766961.3 125849877.4 97733705.4];
14 - zeta3=0.005;
15 - w1=sqrt(k1/m1);
16 - w2=sqrt(k2/m2);
17 - w3=sqrt(k3/m3);
18 - miu=m2/m1;
19 - v=m3/m1;
20 - f=m3/m2;
21 - h=w1/w2;
22 - j=w1/w3;
23 - %g=w/w1;
24 - w=269;
25 - z=1;
26 - for i=1:size(m3,2)
27 -     for k=1:1001
```

Ln 1 Col 1

```

Editor - D:\TA\matlab\w23dof.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2.m x2ka2.m +
20 - f=m3/m2;
21 - h=w1/w2;
22 - j=w1/w3;
23 - %g=w/w1;
24 - w=269;
25 - z=1;
26 - for i=1:size(m3,2)
27 -     for k=1:1001
28 -         g(k)=3*(k-1)/1000;%w/w1
29 -         H(z)=(-(4*zeta*zeta3^h*j)+(j^2))*g(k)^2+1;
30 -         I(z)=(-(2*zeta^h*j^2*g(k)^3)+(2*zeta^h)+(2*zeta3^j))*g(k);
31 -         C(z)=(-(h^2*j^2*g(k)^6)+(j^2)+(f(i)^h^2)+(4*zeta*zeta3^h*j)+(h^2)+(4*Z^zeta^h*j)+(4*f(i)^2*zeta3^h^2*j)+(4*Z^zeta3^h^2*j)+(8*zeta*zeta3^miu);
32 -         D(z)=-(1+(4*Z^zeta3^j)+(4*Z^zeta^h)+(j^2)+(4*zeta*zeta3^h*j)+(h^2)+v(i)+miu)*g(k)^2+1;
33 -         E(z)=-(2*zeta^h*j^2)+(2*zeta3*f(i)^h^2*j)+(2*zeta^h^2*j)+(2*Z^h^2*j^2)+(2*zeta^miu^h^j^2))*g(k)^5;
34 -         F(z)= 2*j^h*(1/h*(zeta3+zeta3^v(i)+zeta3^miu)+1/j*(zeta+zeta^v(i)+zeta^miu)+(2^h)/j*(f(i)+1)+(Z^j)/h+(4*Z^zeta^zeta3)+(zeta^j)+h*(zeta3+zeta3
35 -         G(z)=-(2^Z)+(2*zeta3^j)+(2*zeta^h))*g(k);
36 -         x2(z)=sqrt((H(z)^2+I(z)^2)/((C(z)+D(z))^2+(E(z)+F(z)+G(z))^2));
37 -         z=z+1;
38 -     end
39 - end
40 - figure(2)
41 - plot(g,x2(1:size(g,2)))
42 - hold on
43 - plot(g,x2(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
44 - plot(g,x2(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
45 - plot(g,x2(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
<
Ln 1 Col 1

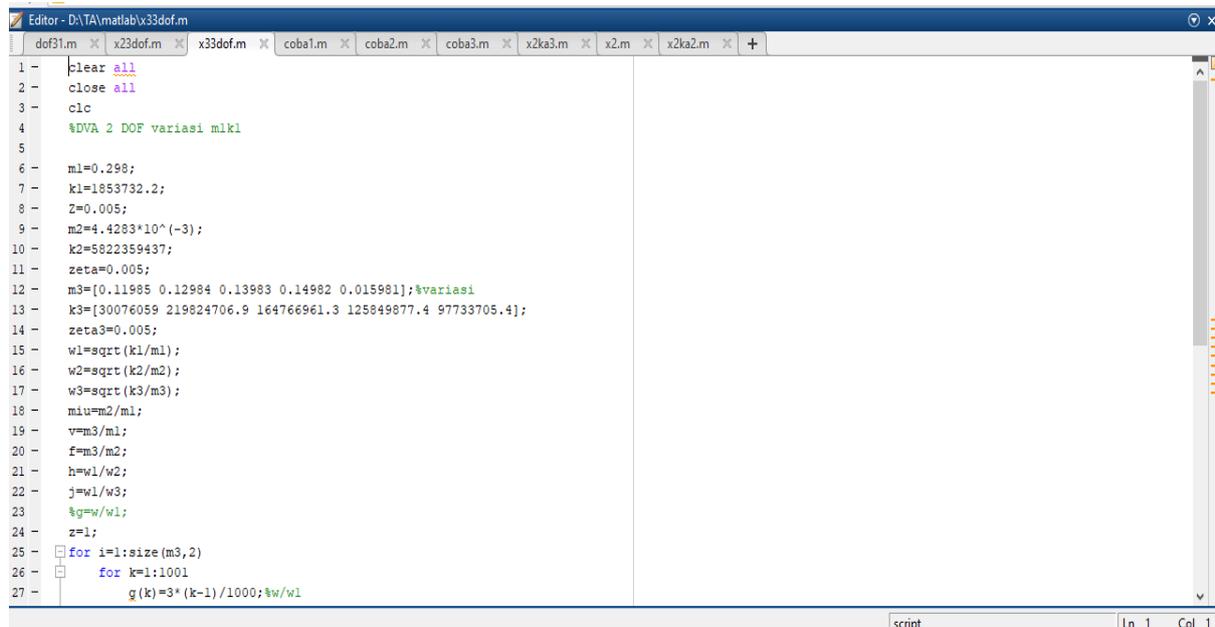
```

```

Editor - D:\TA\matlab\v23dof.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2m x2ka2.m +
29 - H(z) = -(4*zeta*zeta3*h*j) + (j^2) * g(k)^2 + 1;
30 - I(z) = -(2*zeta*h*j^2*g(k)^3) + (2*zeta*h) + (2*zeta3*j) * g(k);
31 - C(z) = -(h^2*j^2*g(k)^6) + (j^2) + (F(i)*h^2) + (4*zeta*zeta3*h*j) + (h^2) + (4*Z*zeta*h*j) + (4*F(i)*Z*zeta3*h^2*j) + (4*Z*zeta3*h^2*j) + (8*zeta*zeta3*miu*
32 - D(z) = -(1+(4*Z*zeta3*j) + (4*Z*zeta*h) + (j^2) + (4*zeta*zeta3*h*j) + (h^2) + v(i)+miu) * g(k)^2 + 1;
33 - E(z) = -(2*zeta*h*j^2) + (2*zeta3*F(i)*h^2*j) + (2*zeta*h^2*j) + (2*Z*h^2*j^2) + (2*zeta*miu*h*j^2) * g(k)^5;
34 - F(z) = 2*j*h*(1/h*(zeta3+zeta3*v(i)+zeta3*miu)+1/j*(zeta+zeta*v(i)+zeta*miu) + (Z*h)/j*(F(i)+1) + (Z*j)/h + (4*Z*zeta*zeta3) + (zeta*j) + h*(zeta3+zeta3
35 - G(z) = -(2*Z) + (2*zeta3*j) + (2*zeta*h) * g(k);
36 - X2(z) = sqrt((H(z)^2 + I(z)^2) / ((C(z)+D(z))^2 + (E(z)+F(z)+G(z))^2));
37 - z=z+1;
38 - end
39 - end
40 - figure(2)
41 - plot(g,x2(1:size(g,2)))
42 - hold on
43 - plot(g,x2(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
44 - plot(g,x2(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
45 - plot(g,x2(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
46 - plot(g,x2(4*size(g,2)+1:5*size(g,2)))
47 - legend('m3k3=10mm malkal=120gram', 'm3k3=10mm ma2ka2=130gram', 'm3k3=10mm ma3ka3=140gram', 'm3k3=10mm ma4ka4=150gram', 'm3k3=10mm ma5ka5=160gram');
48 - hold off
49 -
50 - xlabel('w/wl','FontSize',12)
51 - ylabel('X2/delta','FontSize',12)
52 - axis([0 2 0 20])
53 - grid on
54 -
Ln 1 Col 1

```

## 9. Matlab Script Respon $X_3$ Model Dinamis 3 DOF Dengan konstanta kekakuan DVA Dan Variasi Massa DVA.



```
Editor - D:\TA\matlab\33dof.m
dof31.m x x23dof.m x33dof.m x coba1.m x coba2.m x coba3.m x x2ka3.m x x2.m x x2ka2.m x +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %DVA 2 DOF variasi m1k1
5
6 - m1=0.298;
7 - k1=1853732.2;
8 - Z=0.005;
9 - m2=4.4283*10^(-3);
10 - k2=5822359437;
11 - zeta=0.005;
12 - m3=[0.11985 0.12984 0.13983 0.14982 0.015981];%variasi
13 - k3=[30076059 219824706.9 164766961.3 125849877.4 97733705.4];
14 - zeta3=0.005;
15 - w1=sqrt(k1/m1);
16 - w2=sqrt(k2/m2);
17 - w3=sqrt(k3/m3);
18 - miu=m2/m1;
19 - v=m3/m1;
20 - f=m3/m2;
21 - h=w1/w2;
22 - j=w1/w3;
23 - %g=w/w1;
24 - z=1;
25 - for i=1:size(m3,2)
26 -     for k=1:1001
27 -         g(k)=3*(k-1)/1000;%w/w1
```

script | Ln 1 Col 1



```

Editor - D:\TA\matlab\33dof.m
dof31.m x23dof.m x33dof.m coba1.m coba2.m coba3.m x2ka3.m x2m x2ka2.m +
27 - g(k)=3*(k-1)/1000;%w/w1
28 - J(z)=-(4*zeta*zeta3*h*j)+1;
29 - K(z)=-((2*zeta*h)+(2*zeta3*j))*g(k);
30 - C(z)=-((h^2*j^2*g(k)^6)+(j^2)+(f(i)*h^2)+(4*zeta*zeta3*h*j)+(h^2)+(4*2*zeta*h*j)+(4*f(i)*2*zeta3*h^2*j)+(4*2*zeta3*h^2*j)+(8*zeta*zeta3*miu*
31 - D(z)=-((1+(4*2*zeta3*j)+(4*2*zeta*h)+(j^2)+(4*zeta*zeta3*h*j)+(h^2)+v(i)+miu))*g(k)^2+1;
32 - E(z)=-((2*zeta*h*j^2)+(2*zeta3*f(i)*h^2*j)+(2*zeta*h^2*j)+(2*2*h^2*j^2)+(2*zeta*miu*h*j^2))*g(k)^5;
33 - F(z)= 2*j*h*(1/h*(zeta3+zeta3*v(i)+zeta3*miu)+1/j*(zeta+zeta*v(i)+zeta*miu)+(Z*h)/j*(f(i)+1)+(Z*j)/h+(4*2*zeta*zeta3)+(zeta*j)+h*(zeta3+zeta3
34 - G(z)=-((2^2)+(2*zeta3*j)+(2*zeta*h))*g(k);
35 - x3(z)=sqrt((J(z)^2+K(z)^2)/((C(z)+D(z))^2+(E(z)+F(z)+G(z))^2));
36 - z=z+1;
37 - end
38 - end
39 - figure(2)
40 - plot(g,x3(1:size(g,2)))
41 - hold on
42 - plot(g,x3(size(g,2)+1:2*size(g,2)))
43 - plot(g,x3(2*size(g,2)+1:3*size(g,2)))
44 - plot(g,x3(3*size(g,2)+1:4*size(g,2)))
45 - plot(g,x3(4*size(g,2)+1:5*size(g,2)))
46 - legend('m3k3=10mm malkal=120gram','m3k3=10mm ma2ka2=130gram','m3k3=10mm ma3ka3=140gram','m3k3=10mm ma4ka4=150gram','m3k3=10mm ma5ka5=160gram');
47 - hold off
48
49 - xlabel('w/w1','FontSize',12)
50 - ylabel('X3/delta','FontSize',12)
51
52 - grid on
script Ln 1 Col 1

```

### 10. Tabel Perhitungan Respon DVA Model Dinamis Sistem Utama 2 DOF

BORING BAR DENGAN DVA 1 DOF														
variasi	tanpa DVA	x1/xst1	reduksi	xst1	x1	x2/xst2	xst2	x2	a1		a2		xujung	keterangan
			(tanpaDVA-x1/xst)/tanpaDVA		mm			mm	z=0	z=L		z=L2		xujung<1.5 mm (aman)
ka1	ma1	21.2	-934%	0.13728	2.910	26.6	0.0032359	0.086	2.910336	29.2	-0.09672	77	4.537	tidak aman
	ma2	13.2	-544%		1.812	19.35	0.0040024	0.077	1.812096	31.7	-0.05472	82	2.675	tidak aman
	ma3	9.45	-361%		1.297	16	0.0048855	0.078	1.297296	34.2	-0.03565	87	1.804	tidak aman
	ma4	7.4	-261%		1.016	14.225	0.0058926	0.084	1.015872	36.7	-0.0254	92	1.321	aman
	ma5	6	-193%		0.824	13.2	0.0070264	0.093	0.82368	39.2	-0.01865	97	0.985	aman
ka2	ma1	33.325	-1526%		4.575	50.8	0.0027623	0.140	4.574856	29.3	-0.15135	75	6.776	tidak aman
	ma2	17.5	-754%		2.402	31.5	0.0040044	0.126	2.4024	31.8	-0.07158	80	3.324	tidak aman
	ma3	11.925	-482%		1.637	24.5	0.0041934	0.103	1.637064	34.3	-0.04473	85	2.165	tidak aman
	ma4	8.85	-332%		1.215	20.865	0.0050689	0.106	1.214928	36.7	-0.03022	90	1.505	tidak aman
	ma5	7	-241%		0.961	18.8	0.0060565	0.114	0.96096	39.2	-0.02161	95	1.092	aman
ka3	ma1	35.72	-1642%		4.904	128.5	0.0017174	0.221	4.9036416	29.5	-0.15874	70	6.208	tidak aman
	ma2	77.885	-3699%		10.692	327.5	0.0021505	0.704	10.6920528	32	-0.31212	75	12.717	tidak aman
	ma3	33.35	-1527%		4.578	162.5	0.0026502	0.431	4.578288	34.5	-0.12022	80	5.039	tidak aman
	ma4	18.3	-793%		2.512	102	0.0032248	0.329	2.512224	36.9	-0.05917	85	2.517	tidak aman
	ma5	12.5	-510%		1.716	79	0.0038751	0.306	1.716	39.4	-0.03578	90	1.505	tidak aman

269 rad/s  
= 0.81

BORING BAR DENGAN DVA 1 DOF														
variasi	tanpa DVA	x1/xst1	reduksi (tanpaDVA- x1/xst1)/tanp aDVA	xst1	x1	x2/xst2	xst2	x2	m	z=L	a2	z=L2	xujung	keterangan
					mm			mm	$(y2-y1)/(x2-x1)$					
ka1	ma1	1.5225	47%	0.13728	0.209	2.35	0.0032359	0.008	0.2090088	29.2	-0.0069	77	0.322	aman
	ma2	1.405	51%		0.193	2.54	0.0040024	0.010	0.1928784	31.7	-0.00576	82	0.280	aman
	ma3	1.302	54%		0.179	2.74	0.0048855	0.013	0.17873856	34.2	-0.00483	87	0.242	aman
	ma4	1.2134	57%		0.167	2.9	0.0058926	0.017	0.166575552	36.7	-0.00407	92	0.208	aman
	ma5	1.1365	60%		0.156	3.08	0.0070264	0.022	0.15601872	39.2	-0.00343	97	0.176	aman
ka2	ma1	1.665	42%		0.229	3.03	0.0027623	0.008	0.2285712	29.3	-0.00752	75	0.335	aman
	ma2	1.53	46%		0.210	3.27	0.0040044	0.013	0.2100384	31.8	-0.00619	80	0.285	aman
	ma3	1.425	50%		0.196	3.49	0.0041934	0.015	0.195624	34.3	-0.00528	85	0.253	aman
	ma4	1.328	53%		0.182	3.72	0.0050689	0.019	0.18230784	36.7	-0.00445	90	0.219	aman
	ma5	1.2425	56%		0.171	3.95	0.0060565	0.024	0.1705704	39.2	-0.00374	95	0.185	aman
ka3	ma1	2.12	26%		0.291	8.35	0.0017174	0.014	0.2910336	29.5	-0.00938	70	0.366	aman
	ma2	1.95	32%		0.268	8.985	0.0021505	0.019	0.267696	32	-0.00776	75	0.314	aman
	ma3	1.805	37%		0.248	9.6	0.0026502	0.025	0.2477904	34.5	-0.00644	80	0.268	aman
	ma4	1.68	41%		0.231	10.2	0.0032248	0.033	0.2306304	36.9	-0.00536	85	0.225	aman
	ma5	1.57	45%		0.216	10.85	0.0038751	0.042	0.2155296	39.4	-0.0044	90	0.181	aman

328 rad/s  
= 0.98

BORING BAR DENGAN DVA 1 DOF														
variasi	tanpa DVA	x1/xst1	reduksi	xst1	x1	x2/xst2	xst2	x2	m		a2		xujung	keterangan
			(tanpaDVA-x1/xst1)/tanpaDVA		mm			mm	(y2-y1)/(x2-x1)	z=L		z=L2		xujung<1.5 mm (aman)
ka1	ma1	1.5225	47%	0.13728	0.209	2.35	0.0032359	0.008	0.2090088	29.2	-0.0069	77	0.322	aman
	ma2	1.405	51%		0.193	2.54	0.0040024	0.010	0.1928784	31.7	-0.00576	82	0.280	aman
	ma3	1.302	54%		0.179	2.74	0.0048855	0.013	0.17873856	34.2	-0.00483	87	0.242	aman
	ma4	1.2134	57%		0.167	2.9	0.0058926	0.017	0.166575552	36.7	-0.00407	92	0.208	aman
	ma5	1.1365	60%		0.156	3.08	0.0070264	0.022	0.15601872	39.2	-0.00343	97	0.176	aman
ka2	ma1	1.665	42%		0.229	3.03	0.0027623	0.008	0.2285712	29.3	-0.00752	75	0.335	aman
	ma2	1.53	46%		0.210	3.27	0.0040044	0.013	0.2100384	31.8	-0.00619	80	0.285	aman
	ma3	1.425	50%		0.196	3.49	0.0041934	0.015	0.195624	34.3	-0.00528	85	0.253	aman
	ma4	1.328	53%		0.182	3.72	0.0050689	0.019	0.18230784	36.7	-0.00445	90	0.219	aman
	ma5	1.2425	56%		0.171	3.95	0.0060565	0.024	0.1705704	39.2	-0.00374	95	0.185	aman
ka3	ma1	2.12	26%		0.291	8.35	0.0017174	0.014	0.2910336	29.5	-0.00938	70	0.366	aman
	ma2	1.95	32%		0.268	8.985	0.0021505	0.019	0.267696	32	-0.00776	75	0.314	aman
	ma3	1.805	37%		0.248	9.6	0.0026502	0.025	0.2477904	34.5	-0.00644	80	0.268	aman
	ma4	1.68	41%		0.231	10.2	0.0032248	0.033	0.2306304	36.9	-0.00536	85	0.225	aman
	ma5	1.57	45%		0.216	10.85	0.0038751	0.042	0.2155296	39.4	-0.0044	90	0.181	aman

328 rad/s  
= 0.98

### 11. Tabel Perhitungan Respon DVA Model Dinamis Sistem Utama 3 DOF

BORING BAR DENGAN DVA 2 DOF																
variasi	tanpa DVA	x1/xst	reduksi (tanpaDV A- x1/xst)/t anpaDVA	x2/xst2	xst2	x2	x3/xst3	xst3	x3	a1	z=0	z=L	a2	z=L2	xujung	keterangan
																xujung<1.5mm
m1k1	ma1ka1	14.4	-602%	14.5	1.7E-06	2.44224E-05	14.4	0.00003261	0.000469584	2.44224E-05	38.5	1.15626E-05	68.5	0.000816463	aman	
	ma2ka2	21	-924%	21.1		3.55387E-05	21	0.00004461	0.00093681	3.55387E-05	41	2.19822E-05	73.5	0.001651232	aman	
	ma3ka3	38	-1754%	38.4		6.46771E-05	38	0.00005952	0.00226176	6.46771E-05	43.5	5.05077E-05	78.5	0.004029528	aman	
	ma4ka4	116.34	-5575%	117.4		0.000197737	116	0.00007792	0.00903872	0.000197737	46	0.000192195	83.5	0.016246043	aman	
	ma5ka5	48	-2241%	48.4		8.15201E-05	3.75	0.0001003	0.000376125	8.15201E-05	48.5	6.07433E-06	88.5	0.000619098	aman	
m2k2	ma1ka1	14	-583%	14	1.05E-06	1.44705E-05	14	0.00003261	0.00045654	1.44705E-05	37.5	1.17885E-05	67.5	0.000810196	aman	
	ma2ka2	20.5	-900%	20.7		2.05218E-05	20.5	0.00004461	0.000914505	2.05218E-05	40	2.23496E-05	72.5	0.001640866	aman	
	ma3ka3	36.65	-1688%	37		3.52554E-05	36.5	0.00005952	0.00217248	3.52554E-05	42.5	5.02876E-05	77.5	0.003932547	aman	
	ma4ka4	110.9	-5310%	112		0.000099978	110.5	0.00007792	0.00861016	0.000099978	45	0.000189115	82.5	0.015701978	aman	
	ma5ka5	50.35	-2356%	50.75		6.15654E-05	3.35	0.0001003	0.000336005	6.15654E-05	47.5	5.77768E-06	87.5	0.000567112	aman	
m3k3	ma1ka1	13.5	-559%	13.75	2.43E-07	3.34166E-06	13.6	0.00003261	0.000443496	3.34166E-06	35	1.25758E-05	65	0.000820771	aman	
	ma2ka2	19.35	-844%	19.5		4.73909E-06	19.4	0.00004461	0.000865434	4.73909E-06	37.5	2.29519E-05	70	0.00161137	aman	
	ma3ka3	33.25	-1522%	33.5		8.14151E-06	33.25	0.00005952	0.00197904	8.14151E-06	40	4.92725E-05	75	0.003708576	aman	
	ma4ka4	94	-4485%	95		2.30879E-05	93.5	0.00007792	0.00728552	2.30879E-05	42.5	0.000170881	80	0.013693548	aman	
	ma5ka5	58	-2729%	58.5		1.42173E-05	3.3	0.0001003	0.00033099	1.42173E-05	45	7.03939E-06	85	0.000612566	aman	

269 rad/s  
= 0.81

BORING BAR DENGAN DVA 2 DOF															
variasi	tanpa DVA	x1/xst	reduksi (tanpaDV A- x1/xst)/t anpaDVA	x2/xst2	xst2	x2	x3/xst3	xst3	x3	a1	a2	kujung	keterangan		
										z=0	z=L			z=L2	
m1k1	ma1ka1	2.75	4%	2.788	1.7E-06	4.69583E-06	2.77	0.00003261	9.03297E-05	4.69583E-06	38.5	2.22426E-06	68.5	0.000157057	aman
										4.31181E-06	41	2.65848E-06	73.5	0.00019971	aman
										3.98337E-06	43.5	3.12388E-06	78.5	0.000249208	aman
										3.70546E-06	46	3.62065E-06	83.5	0.000306029	aman
										3.46966E-06	48.5	7.43779E-05	88.5	0.006585918	aman
m2k2	ma1ka1	2.76	3%	2.8	1.05E-06	2.94672E-06	2.8	0.00003261	0.000091308	2.94672E-06	37.5	2.3563E-06	67.5	0.000161997	aman
										2.69941E-06	40	2.7764E-06	72.5	0.000203989	aman
										2.49945E-06	42.5	3.2463E-06	77.5	0.000254088	aman
										2.32475E-06	45	3.75776E-06	82.5	0.00031234	aman
										2.16794E-06	47.5	8.01944E-05	87.5	0.007019174	aman
m3k3	ma1ka1	2.796	2%	2.833	2.43E-07	6.88504E-07	2.815	0.00003261	9.17972E-05	6.88504E-07	35	2.6031E-06	65	0.00016989	aman
										6.31878E-07	37.5	3.05232E-06	70	0.000214294	aman
										5.83272E-07	40	3.53132E-06	75	0.000265432	aman
										5.41957E-07	42.5	4.04826E-06	80	0.000324402	aman
										5.05502E-07	44.7	4.68201E-05	85	0.008468214	aman

328 rad/s  
= 0.98

BORING BAR DENGAN DVA 2 DOF															
variasi	tanpa DVA	x1/xst	reduksi	x2/xst2	xst2	x2	x3/xst3	xst3	x3	a1		a2		xujung	keterangan
			(tanpaDV A- x1/xst)/t anpaDVA							z=0	z=L		z=L2		xujung<1.5mm
m1k1	ma1ka1	1.18	94%	1.203	1.7E-06	2.02621E-06	3.265	0.00003261	0.000106472	2.02621E-06	38.5	2.71287E-06	68.5	0.000187858	aman
	ma2ka2	1.125	94%	1.13		1.90326E-06	2.965	0.00004461	0.000132269	1.90326E-06	41	3.17964E-06	73.5	0.000235607	aman
	ma3ka3	1.07	95%	1.09		1.83589E-06	2.7167	0.00005952	0.000161698	1.83589E-06	43.5	3.67499E-06	78.5	0.000290323	aman
	ma4ka4	1.02	95%	1.04		1.75167E-06	2.5	0.00007792	0.0001948	1.75167E-06	46	4.1967E-06	83.5	0.000352176	aman
	ma5ka5	0.98	95%	0.995		1.67588E-06	56.5	0.0001003	0.00566695	1.67588E-06	48.5	0.00011681	88.5	0.010339341	aman
m2k2	ma1ka1	1.185	94%	1.205	1.05E-06	1.26814E-06	3.28	0.00003261	0.000106961	1.26814E-06	37.5	2.81847E-06	67.5	0.000191515	aman
	ma2ka2	1.126	94%	1.15		1.21026E-06	2.98	0.00004461	0.000132938	1.21026E-06	40	3.29319E-06	72.5	0.000239966	aman
	ma3ka3	1.073	95%	1.09		1.14712E-06	2.728	0.00005952	0.000162371	1.14712E-06	42.5	3.79349E-06	77.5	0.000295143	aman
	ma4ka4	1.025	95%	1.045		1.09976E-06	2.515	0.00007792	0.000195969	1.09976E-06	45	4.33042E-06	82.5	0.00035836	aman
	ma5ka5	0.98	95%	1		1.0524E-06	52.5	0.0001003	0.00526575	1.0524E-06	47.5	0.000110836	87.5	0.00969918	aman
m3k3	ma1ka1	1.193	94%	1.215	2.43E-07	2.95281E-07	3.325	0.00003261	0.000108428	2.95281E-07	35	3.08951E-06	65	0.000201114	aman
	ma2ka2	1.1335	94%	1.15		2.79485E-07	3.015	0.00004461	0.000134499	2.79485E-07	37.5	3.57919E-06	70	0.000250823	aman
	ma3ka3	1.08	94%	1.1		2.67333E-07	2.75	0.00005952	0.00016368	2.67333E-07	40	4.08532E-06	75	0.000306666	aman
	ma4ka4	1.03	95%	1.05		2.55182E-07	2.55	0.00007792	0.000198696	2.55182E-07	42.5	4.6692E-06	80	0.000373791	aman
	ma5ka5	0.986	95%	1		2.4303E-07	44	0.0001003	0.0044132	2.4303E-07	45	9.80657E-05	85	0.008335828	aman

380 rad/s  
=1.14

## BIODATA PENULIS



**Firda Ramadhanti** dilahirkan di Magetan, 8 Januari 1998. Menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTIRS, ITS pada tahun 2020. Penulis menempuh Pendidikan Tingkat Dasar sampai Sekolah Menengah Atas di Magetan, Jawa Timur. Terlahir dari pasangan Bambang Suryo dan Alm. Suparti serta memiliki 2 saudara kandung yang bernama Rizqika Mentari Fitria dan Fachreza Norrahma.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin. Penulis tergabung dalam organisasi DIMENSI dan mengikuti beberapa kepanitiaan *event* besar yaitu Kontes Mobil Hemat Energi ,Mechanical City, dan Red Euphoria Month 7 (FOG). Dalam kegiatan akademik, penulis aktif menjadi asisten laboratorium Mekanika Fluida khususnya untuk praktikum mata kuliah Mekanika Fluida I dan asisten laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis khususnya untuk praktikum mata kuliah Mekanika Getaran.

Motto hidup dari penulis adalah “*you can if you think you can*” sehingga menjadikan penulis memiliki semangat juang hingga saat ini dan masa depan. Komunikasi dengan penulis dapat melalui email : [ramadhantifirda801@gmail.com](mailto:ramadhantifirda801@gmail.com)

**“ Halaman ini sengaja dikosongkan”**