



TESIS - TM 185400

**ANALISIS SIMULASI DAN EKSPERIMEN REDUKSI  
GETARAN TRANSLASI PADA PROSES *DRILLING*  
AKIBAT PENAMBAHAN *MASS-RUBBER DYNAMIC*  
*VIBRATION ABSORBER (MR-DVA)***

**DIKA ANDINI SURYANDARI  
NRP 6007211031**

Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.  
NIP. 19700412 199703 2 003

Program Studi Magister  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
2022





TESIS - TM185400

**ANALISIS SIMULASI DAN EKSPERIMEN REDUKSI  
GETARAN TRANSLASI PADA PROSES *DRILLING*  
AKIBAT PENAMBAHAN *MASS-RUBBER DYNAMIC*  
*VIBRATION ABSORBER (MR-DVA)***

**Dika Andini Suryandari**

NRP 6007211031

Dosen Pembimbing

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

NIP. 19700412 199703 2 003

**Program Studi Magister**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022





**THESIS - TM185400**

**ANALYSIS OF SIMULATION AND EXPERIMENTAL  
OF TRANSLATIONAL VIBRATION REDUCTION  
RESPONSE ON DRILLING PROCESS DUE TO  
ADDITIONAL MASS-RUBBER DYNAMIC  
VIBRATION ABSORBER (MR-DVA)**

**Dika Andini Suryandari**

**NRP 6007211031**

*Advisor Lecturer*

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

**NIP. 19700412 199703 2 003**

***Study Program Master***

*Department of Mechanical Engineering*

*Faculty of Industrial Technology and System Engineering*

*Institut Teknologi Sepuluh Nopember*

*Surabaya*

**2022**



## LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
**Magister Teknik (M.T.)**

di

**Program Studi Magister Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**DIKA ANDINI SURYANDARI  
NRP. 6007211031**

Tanggal Ujian: 5 Juli 2022  
Periode Wisuda: September 2022

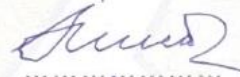

Disetujui oleh:  
**Pembimbing:**

1. Dr. Wiwiek Hendrowati S.T., M.T.  
NIP. 19700412199702003



**Penguji:**

1. Prof. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.  
NIP. 197505111999031001
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D.  
NIP. 195106051978031002
3. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.  
NIP. 197805102001121001



Kepala Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem



Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng. Sc.  
NIP. 196604021989031002





# ANALISIS SIMULASIDAN EKSPERIMEN REDUKSI GETARAN TRANSLASI PADA PROSES *DRILLING* AKIBAT PENAMBAHAN *MASS-RUBBER DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (MR-DVA)*

Nama Mahasiswa : Dika Andini Suryandari  
NRP : 6007211031  
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

## ABSTRAK

Penggunaan mesin perkakas pada pengerjaan logam memiliki peranan penting dalam industri manufaktur, salah satunya mesin *drill*. Getaran berlebih dari motor listrik pada mesin *drill* dapat tersalurkan oleh mata bor. Hal tersebut mempengaruhi kualitas permukaan lubang serta umur dari komponen mesin. Maka dibutuhkan sistem peredam getaran yaitu *dynamic vibration absorber (DVA)*.

Pada penelitian, proses *drilling* disimulasikan menggunakan *software ANSYS 2021 R20 Student Version* dan dieksperimenkan pada mesin *drill* putaran *spindle* 441 rpm sebagai validasi hasil. DVA pada penelitian ini menggunakan karet *natural* sebagai kekakuan pegasnya sehingga DVA merupakan jenis *mass-rubber dynamic vibration absorber (MR-DVA)*. MR-DVA meredam getaran sistem utama arah translasi sumbu y dengan frekuensi natural 1630,2 Hz. Material dari benda kerja adalah Aluminium Alloy 7075-T6 dengan variasi rasio ukuran  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ , dan  $\frac{5}{5}$  pada rentang frekuensi natural 1675 – 1700 Hz yang telah didapatkan dari analisa *Modal*. MR-DVA diletakkan secara bervariasi dengan rasio jarak peletakan dari lubang terhadap lubang ke *clamp*  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{2}{4}$ , dan  $\frac{3}{4}$ .

Hasil dari penelitian pengujian simulasi maupun eksperimen menyatakan bahwa untuk rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$  dan  $\frac{3}{5}$  reduksi terbesar dihasilkan saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$ . Luas daerah redaman berbanding terbalik dengan rasio dimensi benda kerja, dimana untuk rasio dimensi benda kerja  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  getaran cepat untuk beresonansi ketika MR-DVA diletakkan dekat dengan lubang *drill* sehingga reduksi terbesar pada peletakan  $\frac{2}{4}$ . Reduksi terbesar

terjadi pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$  saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  sebesar 92% untuk simulasi dan 93,9% untuk pengujian eksperimen, sedangkan reduksi terendah pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{3}{5}$  saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  sebesar 24% untuk simulasi dan 7,2% untuk pengujian eksperimen. Dari penelitian didapati bahwa MR-DVA dengan rasio massa  $\frac{1}{20}$  ini telah sesuai dengan teori bahwa dapat meredam getaran dengan baik.

**Kata Kunci:** *Drill, Drilling, Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA), Reduksi Getaran.*

**ANALYSIS OF SIMULATION AND EXPERIMENTAL OF  
TRANSLATIONAL VIBRATION REDUCTION RESPONSE ON  
DRILLING PROCESS DUE TO ADDITIONAL MASS-RUBBER  
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (MR-DVA)**

Name : Dika Andini Suryandari  
NRP : 6007211031  
Advisor Lecturer : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**ABSTRACT**

*The use of machine tools takes an important role in metalworking especially in manufacturing, one of tool is drill machine. the vibration from the machine's motor will accidentally transmitted thru a drill-bit. The vibration will affect the quality of the hole's surface and the age of the drill machine's components. There is device that can reduce the vibration namely a dynamic vibration absorber (DVA).*

*In this research, the drilling process simulated using ANSYS 2021 R20 Student Version and experimented on drill machine with spindle speed of 441 rpm as validation. Natural rubber used as the stiffness makes the DVA type is Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA) with natural frequency 1630.2 Hz to dampen translational vibration of main system in y-axis. The material of the workpieces is Aluminium Alloy 7075-T6 with various size ration of  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ , and  $\frac{5}{5}$  with natural frequency range 1675 to 1700 Hz that obtained from Modal analysis. The MR-DVA will be placed in various ways with the ratio of the distance of  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{2}{4}$ , dan  $\frac{3}{4}$ .*

*The result of this research shown that the workpieces dimension ratio of  $\frac{2}{5}$  and  $\frac{3}{5}$  have the largest reduction when the MR-DVA laying ratio was  $\frac{1}{4}$ . The damping area is inversely proportional to the ratio of the dimension of the workpiece, where the workpieces dimension ratio of  $\frac{4}{5}$  and  $\frac{5}{5}$  ease to resonate vibration when the MR-DVA is placed near the hole so the largest reduction is when*

laying ratio was  $2/4$ . The largest reduction for was found in the workpieces with size ratio  $2/5$  by laying ratio of MR-DVA  $1/4$  is 92% for simulation and 93.9% for experimental. While the lowest reduction was found in the workpieces dimension ratio  $3/5$  by laying ratio of MR-DVA  $3/4$  is 24% for simulation and 7.2% for experimental. From those results, it shown that the MR-DVA with a mass ratio of  $1/20$  is in accordance with the theory that it can well dampen vibration for machine tools.

**Key Words:** Drill, Drilling, Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA), Vibration Reduction.

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillahirobbil alamin segala puji bagi Allah SWT yang senantiasa telah melimpahkan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tesis berjudul “Analisis Simulasi dan Eksperimen Reduksi Getaran Translasi Pada Proses *Drilling* Akibat Penambahan *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA)*” ini. Penulis mengucapkan terimakasih atas segala bantuan dan dukungan kepada:

1. Bapak **Ir. Subowo, M.Sc. (Alm.)** selaku papa yang selalu memberikan dukungan terbaik hingga terwujud segala hal yang penulis impikan.
2. Ibu **Agung Wani Panca Andika, S.H.** selaku mama yang selalu mendoakan hingga segala urusan penulis dimudahkan Allah SWT.
3. **Agung Prabowo, S.E. (Alm.)** selaku kakak yang memberikan dukungan.
4. **Savira** dan **Avicenna** selaku keponakan yang selalu menghibur penulis.
5. Ibu **Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.** selaku dosen wali dan pembimbing yang memberikan ilmu serta doa selama pengerjaan Tesis.
6. Para dosen penguji, Bapak **Prof. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.**, Bapak **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D.**, dan Bapak **Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.** yang telah memberikan kritik dan saran sedari proposal Tesis hingga Sidang Tesis.
7. **Achmad Luthfi Muzakki, S.T.** yang selalu sabar mendampingi penulis sedari Sekolah Menengah Atas hingga Program Magister.
8. Seluruh sahabat yang selalu setia mendengarkan keluh kesah penulis.
9. Seluruh dosen, karyawan, dan civitas akademik Teknik Mesin FTIRS-ITS. Terimakasih yang tiada terkira atas pengalaman dan bantuannya.
10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuan dan doa baiknya.

Penulis menyadari bahwa dalam Laporan Tesis ini masih jauh dari kata sempurna. Besar harapan penulis laporan ini dapat memberikan kebermanfaatan dan kontribusi bagi pembaca, keluarga besar Teknik Mesin, dan civitas akademik ITS.

Surabaya, 5 Juli 2022

**Penulis**

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK</b> .....	<b>i</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>iii</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>v</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>vii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xxi</b>
<b>BAB I</b> .....	<b>1</b>
<b>PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1    Latar Belakang .....	1
1.2    Perumusan Masalah .....	2
1.3    Tujuan Penelitian .....	3
1.4    Batasan Masalah .....	3
1.5    Kontribusi Penelitian .....	4
<b>BAB II</b> .....	<b>5</b>
<b>DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>5</b>
2.1    Dasar Teori .....	5
2.1.1 Derajat Kebebasan ( <i>Degree of Freedom</i> ) .....	5
2.1.2 <i>The Harmonic Motion of Base</i> .....	7
2.1.3 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> .....	8
2.1.3.1 <i>Undamped Vibration Absorber</i> .....	9
2.1.3.2 <i>Damped Vibration Absorber</i> .....	11
2.1.4 <i>Mesin Drill</i> .....	13
2.1.4.1 Proses Pengeboran .....	15
2.1.4.2 Material Removal Rate (MRR) .....	15

2.1.4.3 Gaya Dorong dan Torsi.....	16
2.2 Tinjauan Pustaka .....	17
<b>BAB III .....</b>	<b>39</b>
<b>METODE PENELITIAN.....</b>	<b>39</b>
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	39
3.2 Metode Penelitian.....	41
3.2.1 Studi Literatur .....	41
3.2.2 Identifikasi Masalah .....	42
3.2.3 Perancangan Skema Penelitian.....	42
3.2.3.1 Mekanisme Sistem Utama .....	42
3.2.3.2 Mekanisme <i>Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber</i> (MR-DVA) .....	43
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis dan Penurunan Rumus Persamaan Gerak	44
3.2.4.1 Pemodelan Sistem Dinamis Sistem tanpa <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	44
3.2.4.1.1 Persamaan Gerak Sistem tanpa <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA).....	45
3.2.4.2 Pemodelan Sistem Dinamis Sistem dengan <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	47
3.2.4.2.1 Persamaan Gerak Sistem tanpa <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA).....	48
3.2.5 Perancangan Desain .....	52
3.2.5.1 Sistem Utama .....	53
3.2.5.2 <i>Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber</i> (MR-DVA) .....	53
3.2.6 Perancangan Parameter .....	55
3.2.6.1 <i>Cutting</i> Parameter .....	55
3.2.6.2 Parameter Sistem Utama .....	58



3.2.6.3	<i>Parameter Mass- Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA)</i>	62
3.2.7	Simulasi Penelitian	64
3.2.7.1	<i>Engineering Data</i>	65
3.2.7.2	<i>Geometry</i>	65
3.2.7.3	<i>Connection</i>	66
3.2.7.4	<i>Mesh</i>	67
3.2.7.5	<i>Force dan Fixed Support</i>	69
3.2.7.6	<i>Modal dan Harmonic Response</i>	69
3.2.8	Eksperimen Penelitian	71
3.2.8.1	Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan MR-DVA	71
3.2.8.2	Parameter Penelitian	72
3.2.8.3	Eksperimen	77
3.2.8.4	Peralatan Eksperimen	78
3.2.8.5	Data Hasil Eksperimen	79
3.2.8.6	Skema Eksperimen	81
3.2.9	Respon dari Getaran yang Tereduksi	82
3.2.10	Analisa Data dan Pembahasan	82
3.2.10.1	Validasi Hasil	82
3.2.11	Kesimpulan	84
<b>BAB IV</b>		<b>85</b>
<b>ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN</b>		<b>85</b>
4.1	Analisa Data	85
4.1.1	Analisa Simulasi Penelitian	85
4.1.1.1	Analisa Simulasi Respon Getaran Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA	86

4.1.1.2	Analisa Simulasi Respon Getaran Sistem Utama dengan Penambahan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA .....	91
4.1.1.2.1	Analisa Reduksi Getaran terhadap Variasi Peletakan MR-DVA terhadap Lubang <i>Drill</i> secara Simulasi .....	97
4.1.1.2.2	Analisa Defleksi terhadap Variasi Rasio Massa MR-DVA ..	101
4.1.2	Analisa Eksperimen Penelitian .....	102
4.1.2.1	Analisa Eksperimen Respon Getaran Sistem Utama .....	104
4.1.2.2	Analisa Eksperimen Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA ... ..	104
4.1.2.3	Analisa Eksperimen Sistem Utama dengan Penambahan MR-DVA .....	107
4.1.2.3.1	Analisa Eksperimen Respon Getaran Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA terhadap Lubang <i>Drill</i> .....	108
4.1.2.4	Analisa Reduksi Getaran terhadap Variasi Peletakan MR-DVA terhadap Lubang <i>Drill</i> secara Eksperimen.....	111
4.1.2.5	Analisa Permukaan Lubang <i>Drill</i> dan Diameter Material terhadap Penambahan MR-DVA.....	114
4.2	Komparasi antara Simulasi dengan Eksperimen Penelitian .....	120
4.2.1	Frekuensi Domain – <i>Fast Fourier Transform (FFT) Method</i> .....	120
4.2.2	Respon Getaran Simulasi dan Eksperimen .....	121
4.2.3	Perbandingan Hasil Penelitian Simulasi dengan Eksperimen .....	122
4.2.3.1	Validasi dengan Metode <i>Independent Sample T Test</i> .....	124
4.2.3.2	Validasi <i>Trendline</i> antara Simulasi dan Eksperimen .....	126
<b>BAB V</b>	.....	<b>129</b>
<b>KESIMPULAN DAN SARAN</b>	.....	<b>129</b>
5.1	Kesimpulan.....	129

5.2	Saran .....	130
	<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>131</b>
	<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>133</b>
	<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>141</b>

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b> Contoh dari <i>Multi Degree of Freedom</i> (a) dan Skema <i>Spring Mass Damper</i> (b) (Rao, 2011) .....	5
<b>Gambar 2.2</b> Eksitasi dari Dasar ( <i>base</i> ) dari Sistem Utama (Rao, 2011) .....	7
<b>Gambar 2.3</b> Grafik dari Hubungan Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi (a), dan <i>Phase Angle</i> terhadap Rasio Frekuensi (b) (Rao, 2011).....	8
<b>Gambar 2.4</b> Skema <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i> (Rao, 2011) .....	9
<b>Gambar 2.5</b> Efek <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i> terhadap Respon Sistem (Rao, 2011) .....	11
<b>Gambar 2.6</b> Skema <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i> (Rao, 2011) .....	11
<b>Gambar 2.7</b> Efek dari <i>Damped Vibration Absorber</i> terhadap Respon Getaran Sistem (Rao, 2011) .....	13
<b>Gambar 2.8</b> Mesin <i>Drill</i> dan Komponen Penyusunnya (Kalpakjian, 2009) .....	14
<b>Gambar 2.9</b> Proses Pengeboran (Kalpakjian, 2009) .....	15
<b>Gambar 2.10</b> Energi Spesifik Material pada Proses Pemotongan .....	16
<b>Gambar 2.11</b> Skema Benda Kerja dengan DVA (a) dan Model Dinamis dari Sistem (b) (S. Bolsunovsky, 2013) .....	17
<b>Gambar 2.12</b> Perbandingan Hasil Respon Sistem dengan Peredam dan Tanpa Peredam (S. Bolsunovsky, 2013) .....	17
<b>Gambar 2.13</b> Hasil Permukaan Benda Kerja tanpa DVA (S. Bolsunovsky, 2013) .....	18
<b>Gambar 2.14</b> Hasil Permukaan Benda Kerja dengan DVA.....	18
<b>Gambar 2.15</b> Skema Alat Eksperimen (a) dan Model Dinamis Eksperimen (b). 19	
<b>Gambar 2.16</b> Hasil Permukaan Benda tanpa dan dengan DVA.....	19
<b>Gambar 2.17</b> Model Dinamis Simulasi 2 DoF <i>damped DVA</i> (Pachpute, 2016). 20	
<b>Gambar 2.18</b> Grafik Respon Getaran Sistem dengan Penambahan <i>Damped DVA</i> .....	20
<b>Gambar 2.19</b> <i>Translational Mass Vibration Absorber</i> (TMVA) (Lestari, 2019) 21	
<b>Gambar 2.20</b> Skema Percobaan dari Pemesinan Bor dengan Penambahan <i>Translational Mass Vibration Absorber</i> (TMVA) (a) dan Model	

	Dinamis dari Sistem Utama dengan <i>Translational Mass Vibration Absorber</i> (TMVA) (b) (Lestari, 2019).....	21
<b>Gambar 2.21</b>	Permukaan Material Hasil <i>Drilling</i> tanpa TMVA (a) dan Dengan TMVA (b) (Lestari, 2019) .....	22
<b>Gambar 2.22</b>	Sistem Utama dengan Penambahan DVA (a) dan Model Dinamis Sistem Utama dengan Penambahan DVA (b) (Chasanah, 2019) .....	23
<b>Gambar 2.23</b>	Grafik dari Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu y dengan Variasi Diameter Mata Bor. (Chasanah, 2019) .....	23
<b>Gambar 2.24</b>	Grafik dari Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu x dengan Variasi Diameter Mata Bor. (Chasanah, 2019) .....	23
<b>Gambar 2.25</b>	Observasi <i>Lateral Chatter</i> pada Frekuensi 1100 Hz (Parsian, 2017) .....	24
<b>Gambar 2.26</b>	Amplitudo yang Terjadi selama Proses <i>Drilling</i> (Parsian, 2017) ..	25
<b>Gambar 2.27</b>	Desain DVA dengan Variasi Jumlah Karet <i>Absorber</i> .....	25
<b>Gambar 2.28</b>	Sistem Utama dan Model Dinamis Sistem (a) dan Gaya yang Berkerja pada Ujung <i>Boring Bar</i> (b) (Hendrowati, 2021).....	26
<b>Gambar 2.29</b>	<i>Cutting Parameter</i> Penelitian .....	26
<b>Gambar 2.30</b>	<i>Frequency Response Diagram</i> Penelitian dengan Sistem <i>Boring Bar</i> Desain <i>Customized</i> dengan penambahan DVA (Hendrowati, 2021)..	27
<b>Gambar 2.31</b>	Daerah Kerja Stabil dari <i>Customized Boring Bar</i> .....	27
<b>Gambar 2.32</b>	Model Dinamis Sistem tanpa DVA (a) dan Dengan DVA (b) (Kamran, 2015) .....	28
<b>Gambar 2.33</b>	<i>Frequency Response Diagram</i> untuk Komponen Penyusun Mesin tanpa DVA (Kamran, 2015) .....	28
<b>Gambar 2.34</b>	Hasil Analisa Metode Algoritma Genetik (Kamran, 2015) .....	29
<b>Gambar 2.35</b>	Amplitudo untuk Tiap Komponen dengan Penambahan DVA pada Alat Potong (Kamran, 2015).....	29
<b>Gambar 2.36</b>	Model Dinamis Sistem Utama Penelitian (Saadabad, 2014) .....	30
<b>Gambar 2.37</b>	Peletakan DVA pada Sistem Utama (a) dan Model Dinamis Sistem Utama dengan Penambahan DVA (b) (Saadabad, 2014) .....	30

<b>Gambar 2.38</b> Parameter Optimal DVA pada Mesin <i>Milling</i> (Saadabad, 2014)..	30
<b>Gambar 2.39</b> Grafik Indeks Reduksi Getaran setelah Penambahan DVA (Saadabad, 2014).....	31
<b>Gambar 2.40</b> Respon Getaran arah Sumbu x tanpa Penambahan DVA (a) dan Sesudah Penambahan DVA (b) (Saadabad, 2014).....	31
<b>Gambar 2.41</b> Peningkatan Efisiensi pada Mesin <i>Milling</i> setelah Penambahan DVA (Saadabad, 2014).....	31
<b>Gambar 2.42</b> Parameter DVA Penelitian dari Proses <i>Boring</i> (Brahadeeshwaran, 2017).....	32
<b>Gambar 2.43</b> Hasil Respon Getaran Sebelum Penambahan DVA (a) dan Sesudah Penambahan DVA (b) (Brahadeeshwaran, 2017) .....	32
<b>Gambar 2.44</b> Model Dinamis Sistem Utama Sebelum Penambahan CPVA (a) dan Sesudah Penambahan CPVA (b) (Hendrowati, 2018) .....	33
<b>Gambar 2.45</b> Grafik Respon dan Energi Listrik dengan Variasi <i>Piezoelectric Number</i> (Hendrowati, 2018) .....	34
<b>Gambar 2.46</b> Grafik <i>Piezoelectric Number</i> Optimum terhadap Defleksi <i>Piezoelectric</i> (Hendrowati, 2018) .....	34
<b>Gambar 2.47</b> <i>Piezoelectric Number</i> Optimum pada <i>Piezoelectric Power Generation</i> (Hendrowati, 2018) .....	35
<b>Gambar 2.48</b> Desain <i>Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber</i> .....	35
<b>Gambar 2.49</b> Desain Penelitian dari Variasi Jarak Peletakan DVA.....	36
<b>Gambar 2.50</b> Sistem Utama dan Model Dinamisnya tanpa Penambahan DVA (a) dan Dengan Penambahan DVA (b) (Suryandari, 2021).....	36
<b>Gambar 2.51</b> <i>Bodediagram</i> Respon Getaran Sistem tanpa dan Dengan Penambahan DVA pada Proses <i>Drilling</i> (Suryandari, 2021).....	37
<b>Gambar 2.52</b> Deformasi Sistem tanpa Penambahan DVA (a) dan.....	38
<b>Gambar 3.1</b> <i>Flowchart</i> Sistematika Penelitian .....	41
<b>Gambar 3.2</b> Skema Susunan Sistem dari Sistem Utama dan MR-DVA Penelitian .....	43
<b>Gambar 3.3</b> <i>Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber</i> (MR-DVA) .....	44
<b>Gambar 3.4</b> Model Dinamis Sistem Utama Proses <i>Drilling</i> tanpa Penambahan DVA.....	44

<b>Gambar 3.5</b> <i>Free Body Diagram</i> Sistem Utama tanpa DVA.....	45
<b>Gambar 3.6</b> Model Dinamis Sistem Utama Proses <i>Drilling</i> dengan Penambahan DVA.....	47
<b>Gambar 3.7</b> <i>Free Body Diagram</i> Sistem Utama dengan Penambahan DVA .....	48
<b>Gambar 3.8</b> <i>Free Body Diagram Massa Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) ..	49
<b>Gambar 3.9</b> Ukuran 2/5(a), 3/5 (b), 4/5 (c), dan 5/5 (d) dari Benda Kerja....	53
<b>Gambar 3.10</b> Kerangka Badan dari DVA .....	54
<b>Gambar 3.11</b> Koin Massa MR-DVA .....	54
<b>Gambar 3.12</b> <i>Natural Rubber</i> .....	55
<b>Gambar 3.13</b> <i>Free Body Diagram</i> Mata Bor .....	55
<b>Gambar 3.14</b> Mata Bor.....	56
<b>Gambar 3.15</b> Mata Bor <i>Straight Shank</i> (a) dan.....	58
<b>Gambar 3.16</b> Hasil Simulasi Benda Kerja dengan Defleksi Statis Arah Sumbu-y .....	59
<b>Gambar 3.17</b> Hasil Simulasi untuk Frekuensi Natural Sistem Utama .....	60
<b>Gambar 3.18</b> Rasio Ukuran 2/5(a), 3/5 (b), 4/5 (c), dan 5/5 d.....	61
<b>Gambar 3.19</b> Deformasi Statis <i>Natural Rubber</i> .....	63
<b>Gambar 3.20</b> Simulasi <i>Modal</i> MR-DVA dengan <i>Natural Rubber</i> .....	63
<b>Gambar 3.21</b> Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA dan 3 Variasi Rasio Peletakan MR-DVA.....	66
<b>Gambar 3.22</b> <i>Frcitional Connection</i> (a) dan <i>Bounded Connection</i> (b) pada Desain Penelitian .....	67
<b>Gambar 3.23</b> <i>Skewness</i> dan <i>Orthogonal Mesh Metric Spectrum</i> .....	68
<b>Gambar 3.24</b> <i>Mesh</i> dari Penelitian (a) dan Kualitas <i>Mesh</i> Sistem(b) .....	68
<b>Gambar 3.25</b> Permukaan Pembebanan <i>Force</i> (a) dan Permukaan untuk.....	69
<b>Gambar 3.26</b> <i>Modal</i> dan <i>Harmonic Response</i> Simulasi .....	70
<b>Gambar 3.27</b> <i>Frequency Response</i> pada Daerah Lubang <i>Drill</i> .....	70
<b>Gambar 3.28</b> Mesin <i>Drill</i> .....	72
<b>Gambar 3.29</b> Benda Kerja dengan Rasio Dimensi 2/5(a), 3/5(b), 4/5(c),.....	73
<b>Gambar 3.30</b> Hasil Timbangan Massa Benda Kerja Rasio Dimensi 2/5(a), 3/5(b), 4/5(c), dan 5/5(d) .....	73



<b>Gambar 3.31</b> Kerangka MR-DVA (a), Koin Logam Massa MR-DVA (b), dan Rubber Kekakuan Pegas MR-DVA (c).....	76
<b>Gambar 3.32</b> Pengujian <i>Durometer</i> pada <i>Natural Rubber</i> .....	76
<b>Gambar 3.33</b> <i>Flowchart</i> Eksperimen.....	78
<b>Gambar 3.34</b> Peralatan Eksperimen <i>Prober Accelerometer</i> (a), Kabel Penghubung (b), <i>Oscilloscope</i> (c), <i>Adaptor</i> (d), dan <i>Tachometer</i> (e).....	79
<b>Gambar 3.35</b> Skema Pengujian Sistem Utama tanpa MR-DVA.....	81
<b>Gambar 3.36</b> Skema Pengujian Sistem Utama dengan MR-DVA.....	81
<b>Gambar 4.1</b> Posisi Pencekaman <i>Clamp</i> pada Benda Kerja Rasio Dimensi 2/5(a), 3/5(b), 4/5(c), dan 5/5(d).....	87
<b>Gambar 4.2</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA pada Variasi Rasio Dimensi 2/5, 3/5, 4/5, dan 5/5.....	87
<b>Gambar 4.3</b> Respon Rasio Amplitudo Sistem Utama tanpa MR-DVA dengan Variasi Rasio Dimensi Benda Kerja.....	88
<b>Gambar 4.4</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Fenomena <i>Peak</i> Kedua untuk Sistem Utama .....	90
<b>Gambar 4.5</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 2/5 (a) dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA (b)..	92
<b>Gambar 4.6</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 3/5 dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA.....	93
<b>Gambar 4.7</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 4/5 dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA.....	94
<b>Gambar 4.8</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 5/5 dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA.....	95
<b>Gambar 4.9</b> Respon Rasio Amplitudo Sistem Utama Rasio dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA.....	96
<b>Gambar 4.10</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Sistem Utama dengan Rasio Dimensi 25 Sebelum dan Sesudah Penambahan MR-DVA.....	98
<b>Gambar 4.11</b> Persen Reduksi Simulasi Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA.....	100

<b>Gambar 4.12</b> Defleksi Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA (a) dan Sistem Utama Setelah Penambahan MR-DVA (b).....	101
<b>Gambar 4.13</b> Mata Bor (a), <i>Oscilloscope</i> (b), Kabel Penghubung (c), <i>Adaptor</i> (d), .....	102
<b>Gambar 4.14</b> Pelaksanaan Eksperimen .....	103
<b>Gambar 4.15</b> Hasil Bacaan pada <i>Oscilloscope</i> untuk Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA dengan Rasio Ukuran Benda Kerja 2/5a, 3/5b, 4/5c, dan 5/5d.....	105
<b>Gambar 4.16</b> Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> Grafik Respon Percepatan Getaran Sistem Utama tanpa MR-DVA untuk Benda Kerja dengan Rasio Dimensi 2/5(a), 3/5(b), 4/5(c), dan 5/5(d).....	106
<b>Gambar 4.17</b> Diagram Batang RMS dari Sistem Utama tanpa Penambahan ....	106
<b>Gambar 4.18</b> Contoh Penerapan Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA 14 pada Benda Kerja Rasio Dimensi 3/5 .....	108
<b>Gambar 4.19</b> Hasil Perbandingan Respon Percepatan Getaran Translasi Sumbu Y Sistem Utama Rasio Dimensi 2/5a, 3/5b, 4/5c, dan 5/5d dengan Penambahan MR-DVA.....	109
<b>Gambar 4.20</b> Diagram Batang RMS dari Sistem Utama dengan Penambahan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA.....	110
<b>Gambar 4.21</b> Perbandingan Respon Percepatan Getaran untuk Benda Kerja Rasio Dimensi 2/5 terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA.....	111
<b>Gambar 4.22</b> Persen Reduksi Eksperimen Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA .....	113
<b>Gambar 4.23</b> Hasil Metode <i>Fast Fourier Transform</i> (FFT) dengan <i>MATLAB</i> pada Rasio Dimensi Benda kerja 2/5.....	120
<b>Gambar 4.24</b> <i>Frequency Response Diagram</i> Simulasi dan Eksperimen pada Benda Kerja dengan Rasio Dimensi 2/5 (a) dan Detail Data pada Frekuensi <i>Chatter</i> (b) .....	121
<b>Gambar 4.25</b> Permukaan Lubang pada <i>Chatter Frequency</i> pada Rasio Dimensi Benda Kerja 5/5.....	122
<b>Gambar 4.26</b> Kurva Distribusi Normal <i>Two-Tailed Test</i> $v = 4$ ; $\alpha = 0,05$ .....	125

**Gambar 4.27** *Trendline* Variasi Rasio Dimensi Benda Kerja terhadap Variasi Rasio  
Peletakan MR-DVA..... 126

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> <i>Cutting Parameter</i> Penelitian (Hendrowati, 2021) .....	26
<b>Tabel 3.1</b> Parameter Mata Bor .....	56
<b>Tabel 3.2</b> <i>Cutting Parameter</i> , Gaya dan Frekuensi Eksitasi Pemesinan .....	58
<b>Tabel 3.3</b> Parameter Sistem Utama .....	62
<b>Tabel 3.4</b> Parameter <i>Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber</i> .....	64
<b>Tabel 3.5</b> <i>Properties</i> dari Material .....	65
<b>Tabel 3.6</b> Perbandingan Properti Benda kerja Simulasi dengan Eksperimen .....	75
<b>Tabel 4.1</b> Kekakuan Ekuivalen Sistem Utama .....	89
<b>Tabel 4.2</b> Respon Rasio Amplitudo serta Persen Reduksi Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA .....	99
<b>Tabel 4.3</b> Respon RMS Percepatan serta Persen Reduksi Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA .....	112
<b>Tabel 4.4</b> Hasil Permukaan Lubang dengan Foto <i>Microscope Digital</i> .....	114
<b>Tabel 4.5</b> Hasil Permukaan Lubang dengan Foto <i>Optical Microscope</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 2/5 .....	115
<b>Tabel 4.6</b> Hasil Permukaan Lubang dengan Foto <i>Optical Microscope</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 3/5 .....	116
<b>Tabel 4.7</b> Hasil Permukaan Lubang dengan Foto <i>Optical Microscope</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 4/5 .....	117
<b>Tabel 4.8</b> Hasil Permukaan Lubang dengan Foto <i>Optical Microscope</i> Sistem Utama Rasio Dimensi 5/5 .....	118
<b>Tabel 4.9</b> Perbandingan Diameter dari Lubang <i>Drill</i> Sistem Utama .....	119
<b>Tabel 4.10</b> Perbandingan Persen Reduksi Hasil Simulasi dan Eksperimen terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA .....	123
<b>Tabel 4.11</b> Hasil Perbandingan Pengujian Simulasi dan Eksperimen dengan Metode <i>Independent Sample T Test</i> .....	125
<b>Tabel 4.12</b> Perbandingan Desain <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	127

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

# BABI

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi terus berkembang seiring dengan kemajuan zaman. Teknologi pada bidang industri manufaktur di Indonesia adalah salah satu bidang yang cukup tertinggal, khususnya dalam pengolahan bahan baku manufaktur logam. Dalam mengolah bahan baku logam dapat dilakukan dengan proses pemesinan menggunakan mesin perkakas. Salah satu mesin perkakas yang banyak dijumpai dalam manufaktur bahan baku logam adalah mesin *drilling*. Pada mesin *drilling* terdapat motor yang dapat menghasilkan getaran, serta ketika mata bor dari mesin *drill* mulai menyentuh permukaan benda kerja. Hal tersebut dipengaruhi oleh berbagai faktor diantaranya jenis material benda kerja, ukuran dan kondisi dari mata bor, dan kecepatan maupun kondisi mesin. Apabila getaran dibiarkan secara terus menerus maka akan menimbulkan amplitudo getaran yang tinggi. Hal tersebut akan berdampak pada kerusakan komponen yang menyusun mesin yang mana dapat mengurangi produktifitas pemesinan. Dari uraian tersebut, sebuah alat didesain sedemikian rupa untuk dapat membantu mereduksi getaran yaitu *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Sistem utama dari DVA tersusun atas massa peredam dan kekakuan pegas dari karet.

Penelitian terkait serupa dengan memvariasikan jarak lubang terhadap MR-DVA, diameter mata bor, jenis karet pada MR-DVA, dan rasio massa MR-DVA terhadap sistem utama dilakukan oleh (Suryandari, 2021). Dari penelitian tersebut diketahui bahwasanya dengan berbagai macam variasi yang dilakukan secara bersamaan akan menghasilkan analisa yang kurang fokus dan tajam. Dimana dari penelitian tersebut terlihat yang paling mempengaruhi adalah variasi jarak lubang *drill* terhadap MR-DVA. Serta hanya dilakukan untuk satu kondisi sistem utama. Selain itu, penelitian terkait lainnya adalah oleh (Lestari, 2019) mengenai studi eksperimen dan analisis reduksi respon getaran translasi pada proses *drilling* material aluminium (al) menggunakan sistem *translational mass vibration absorber* (TMVA). TMVA adalah salah satu jenis DVA yang gerakannya hanya secara translasi arah vertikal. TMVA didesain sedemikian rupa dengan bentuk

selongsong silinder berbahan *acrylic* dimana terdiri atas koin besi sebagai massa peredam dan pegas baja dibawahnya. Alas TMVA berukuran 100 mm x 100 mm dan diameter selongsong 45 mm. Penelitian ini dilakukan pada sistem utama pada permesinan *drilling* yang diberikan TMVA pada permukaan benda kerjanya, dengan memvariasikan rasio massa dari TMVA 1/40, 2/40, dan 3/40, serta variasi diameter mata bor 8 mm, 10 mm, dan 12 mm. Sehingga didapatkan besar reduksi getaran yang berbeda dan efek *chatter* pada benda kerja.

Studi penelitian ini berfokus pada penambahan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) jenis *mass-rubber* DVA (MR-DVA) sebagai pereduksi getaran translasi pada mesin *drill* arah sumbu y. Sistem utama yang akan dianalisa pada penelitian ini merupakan benda kerja. MR-DVA pada penelitian ini adalah pengembangan dari DVA pada penelitian terdahulu dengan menyederhanakan dimensi dan mengganti material dari pegas DVA tersebut. Gerak dari MR-DVA dibatasi dengan selongsong sebagai pembatas gerak vertikal. Posisi dari MR-DVA beradap di atas permukaan benda kerja. Penelitian ini akan dilakukan dengan eksperiman dan simulasi menggunakan perangkat lunak *ANSYS 2021 R20 Student Version* dengan material benda kerja adalah aluminium alloy 7075-T6 (Al). Mesin *drill* yang dijadikan sebagai parameter penelitian adalah *Kao Ming Machinery Industrial Co., Ltd model KMR-700DS*. MR-DVA telah didesain dengan kecepatan konstanta elastisitas yang disesuaikan dengan kecepatan operasional mesin. Variasi yang digunakan adalah normalisasi dari jarak pusat peletakan massa MR-DVA terhadap titik lubang *drilling*. Sehingga, penelitian ini diharapkan dapat menghasilkan reduksi dari respon getaran sistem utama akibat penambahan MR-DVA.

## 1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang di atas, maka didapatkan beberapa rumusan masalah pada penelitian tesis ini sebagai berikut:

1. Bagaimana model dinamis sistem utama dan MR-DVA yang merepresntasikan getaran saat proses *drilling* berlangsung?
2. Bagaimana pengaruh variasi rasio ukuran sistem utama dengan posisi cekam pada sisi lebar terhadap respon reduksi dari getaran yang dihasilkan?



3. Bagaimana pengaruh rasio posisi peletakan MR-DVA dengan lubang *drilling* dan pencekaman terhadap respon reduksi dari getaran yang dihasilkan?
4. Bagaimana menormalisasi penggunaan MR-DVA pada berbagai macam rasio ukuran sistem utama untuk rentang frekuensi natural yang sama?

### 1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan uraian rumusan masalah yang ada, maka didapatkan tujuan dari penelitian tesis ini sebagai berikut:

1. Mengetahui model dinamis sistem utama dan MR-DVA yang merepresntasikan getaran saat proses *drilling* berlangsung.
2. Mengetahui pengaruh variasi rasio ukuran sistem utama dengan posisi cekam pada sisi lebar terhadap respon reduksi dari getaran yang dihasilkan.
3. Mengetahui pengaruh rasio posisi peletakan MR-DVA dengan lubang *drilling* dan pencekaman terhadap respon reduksi dari getaran yang dihasilkan.
4. Mengetahui cara menormalisasi penggunaan MR-DVA pada berbagai macam rasio ukuran sistem utama untuk rentang frekuensi natural yang sama.

### 1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dari penelitian tesis ini diantaranya sebagai berikut:

1. Analisa getaran translasi yang dilakukan hanya saat proses *drilling* arah vertikal berlangsung
2. Benda kerja penelitian bersifat *rigid* dengan material aluminium alloy (Al) 7075-T6
3. *Chatter frequency* berasal dari penelitian terdahulu
4. Simulasi dilakukan menggunakan *software ANSYS 2021 R20 Student Version Workbench*
5. Eksperimen dilakukan dengan mesin Kao Ming Machinery Industrial Co., Ltd model KMR-700DS

6. Massa dari kerangka MR-DVA diabaikan
7. Tidak ada slip yang terjadi antara benda kerja dengan *clamp*
8. Penelitian dititik beratkan terhadap pengaruh alat pereduksi getaran *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA) yang dianalisa pada daerah sekitar lubang *drilling*
9. Gaya eksitasi hanya berasal dari mesin *drill* melalui mata bor
10. Mata bor yang digunakan tidak mengalami keausan
11. Mesin *drilling* hanya dioperasikan pada kecepatan tertentu.

### **1.5 Kontribusi Penelitian**

Penelitian tesis ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Penerapan ilmu pengetahuan pada bidang industri manufaktur khususnya dalam reduksi getaran dengan *dynamic vibration absorber* (DVA).
2. Desain DVA beroperasi semi *self-tuning* dimana dapat meredam saat posisi cekam sisi pendek dengan berbagai ukuran sistem utama pada rentan frekuensi natural tertentu.
3. Menghadirkan DVA dengan ukuran sederhana untuk memudahkan pengoperasian sebagai reduktor *chatter* pada proses *drilling*.

## BAB II

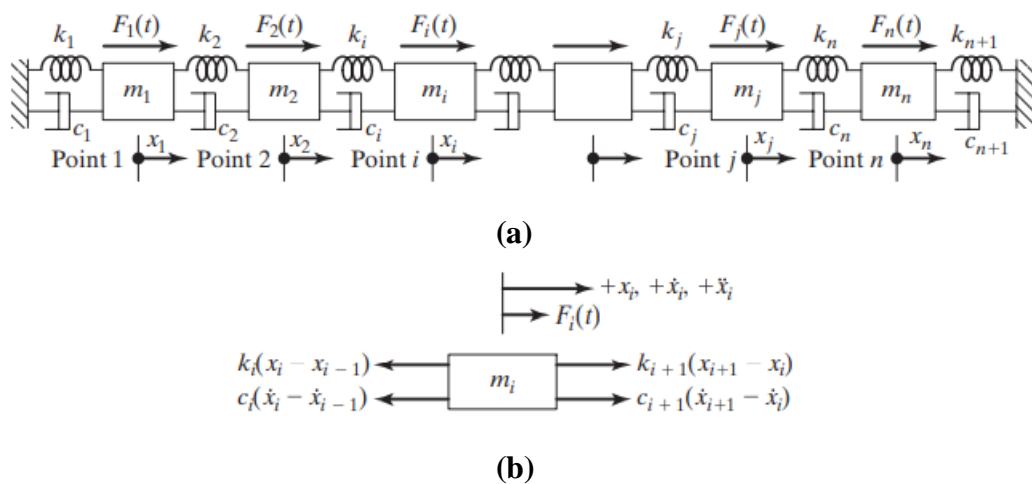
### DASAR TEORIDAN TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Dasar Teori

Setiap komponen yang bersinggungan pada mesin akan menghasilkan getaran. Getaran merupakan gerakan bolak-balik pada interval waktu tertentu. Hal tersebut dikarenakan komponen saling bersinggungan dan bergetar akan cenderung tidak pada sumbunya. Setiap sistem tersusun atas massa dan pegas dan memiliki frekuensi natural. Respon getaran dari sistem berasal dari frekuensi naturalnya. Studi analisa penelitian ini didasari oleh teori mekanika getaran. Adapun diantara teori tersebut adalah derajat kebebasan, the *harmonic motion of base*, dan *dynamic vibration absorber*. Serta mengenai mesin perkakas *drill* yang akan diteliti.

##### 2.1.1 Derajat Kebebasan (*Degree of Freedom*)

Derajat kebebasan (*degree of freedom*) merupakan koordinat bebas minimum dari posisi suatu sistem setiap waktu. Terdapat dua jenis dari derajat kebebasan, yaitu satu derajat kebebasan (*single degree of freedom*) dan lebih dari satu derajat kebebasan (*multi degree of freedom*). *Multi degree of freedom* menyatakan posisi dari sistem yang bergerak atau berpindah lebih dari satu arah. Dimana tiap derajat kebebasan mempunyai frekuensi naturalnya.



**Gambar 2.1** Contoh dari *Multi Degree of Freedom* (a) dan Skema *Spring Mass Damper* (b) (Rao, 2011)

Persamaan gerak sistem *multi degree of freedom* menggunakan matriks untuk menjelaskan sistem untuk menyelesaikan aljabar yang kompleks dengan menurunkan Hukum Newton II yang diberikan setiap massa sebagai berikut:

$$\sum f = m \cdot a$$

Dimana untuk setiap massa menjadi:

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i + c_i \dot{x}_i = \sum_j F_{ij} \quad (2.1)$$

Kemudian diturunkan sebagai  $m_1$  dan  $m_n$  menjadi persamaan 2.2.

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

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

Persamaan (2.1) dan (2.2) dapat digambarkan sebagai matriks berikut:

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

dimana  $[m]$ ,  $[k]$ , dan  $[c]$  merupakan matriks dari massa, kekakuan pegas, dan peredam berikut:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_n & (c_n + c_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

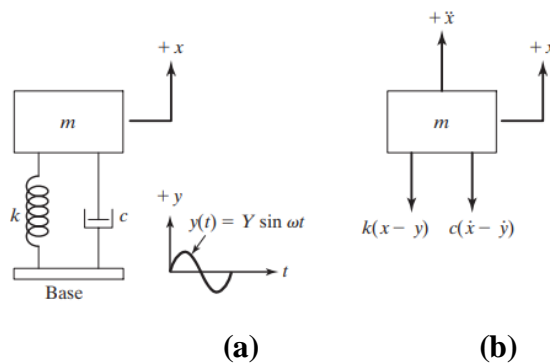
$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_n & (k_n + k_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

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

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \vec{F} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{Bmatrix} \quad (2.8)$$

### 2.1.2 The Harmonic Motion of Base

Pada dasar (*base*) dari sistem utama menjadi penopang *spring mass damper* akan menghasilkan getaran harmonik yang tergambar sebagai Gambar 2.2. Pada gambar,  $y(t)$  merupakan perpindahan dari *base*, sedangkan  $x(t)$  adalah perpindahan massa dari titik keseimbangan statis saat waktu  $t$ . Sehingga, total simpangan pegas merupakan  $(x - y)$  dan kecepatan relatif dari peredam adalah  $(\dot{x} - \dot{y})$ .



**Gambar 2.2** Eksitasi dari Dasar (*base*) dari Sistem Utama (Rao, 2011)

Berdasarkan *free body diagram* gambar di atas didapatkan persamaan gerak 2.9.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.9)$$

Apabila  $y(t) = Y \sin \omega t$ , maka persamaan (2.9) menjadi

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} \\ &= kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t = A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.10)$$

untuk  $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$  dan  $\alpha = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k} \right]$ . Sehingga, persamaan respon dari massa,  $x_p(t)$  menjadi

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{((k - (m\omega)^2)^2 + m\omega^2)}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.11)$$

dimana:

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (2.12)$$

Dengan menggunakan identitas trigonometri, persamaan (2.11) dapat disederhanakan menjadi

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.13)$$

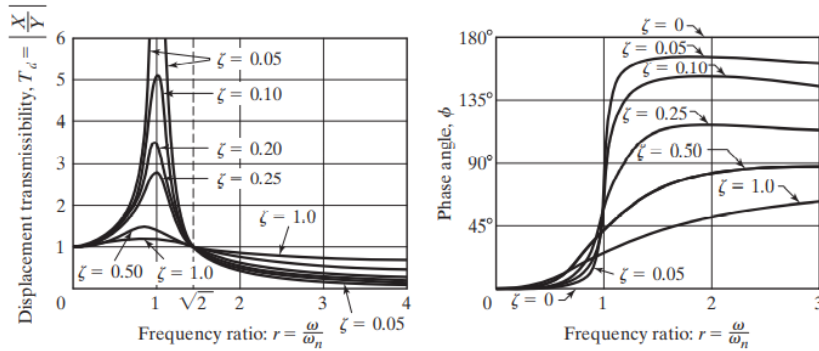
Nilai X dan  $\phi_1$  akan didapatkan dari

$$\frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{((k - (m\omega)^2)^2 + m\omega^2)}} \quad (2.14)$$

dan

$$\phi_1 = \tan^{-1} \frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + c\omega^2} \quad (2.15)$$

Dimana  $\frac{X}{Y}$  adalah kemampuan transmisi perpindahan (*displacement transmissibility*).



(a)

(b)

**Gambar 2.3** Grafik dari Hubungan Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi (a), dan *Phase Angle* terhadap Rasio Frekuensi (b) (Rao, 2011)

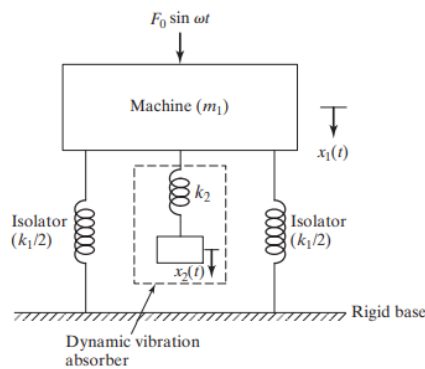
### 2.1.3 Dynamic Vibration Absorber

*Dynamic vibration absorber* (DVA) atau *vibration absorber* merupakan alat yang pereduksi dari getaran yang tidak diinginkan. DVA tersusun atas massa dan kekakuan pegas yang diletakkan pada massa sistem utama. Penambahan DVA akan menyebabkan sistem menjadi 1 atau lebih *degree of freedom*, yaitu memiliki

sejumlah frekuensi natural. DVA sering didapati pada mesin yang dioperasikan pada kecepatan konstan secara kontinu. Hal tersebut dikarenakan DVA lebih efektif berkerja pada mesin dengan rentang frekuensi yang kecil. Pada kenyataannya, DVA menjadi sangat membantu dalam meningkatkan efisiensi pada sistem utama dengan meredam getaran yang tidak diinginkan tersebut. DVA terbagi atas 2 jenis, diantaranya adalah *undamped* (tidak teredam) dan *damped* (teredam) *dynamic vibration absorber*.

### 2.1.3.1 Undamped Vibration Absorber

Massa  $m_2$  dari DVA diletakkan pada massa mesin atau benda kerja  $m_1$  dengan pegas terpasang  $k_2$ , sehingga skema dari sistem *undamped DVA* seperti gambar 2.4.



**Gambar 2.4** Skema *Undamped Dynamic Vibration Absorber* (Rao, 2011)

Dari Gambar 2.4 didapatkan persamaan gerak untuk sistem  $m_1$  terhadap  $m_2$  sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.16)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.17)$$

dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik  $x_j(t) = X_j \sin \omega t$  dan  $j = 1, 2$ .

Maka akan didapatkan amplitudo keadaan tunak oleh massa  $m_1$  dan  $m_2$  berikut:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.18)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.19)$$

Untuk mereduksi besar dari amplitudo mesin ( $X_1$ ) untuk menjadi bernilai nol, maka pembilang dari persamaan (2.18) harus bernilai nol dan menjadikan persamaan diatas menjadi

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2}$$

Massa utama dari mesin  $m_1$  tanpa penggunaan DVA akan memiliki resonansi natural mendekati  $\omega^2 \simeq \omega_1^2 = k_1/m_1$ . Maka persamaan dari desain *absorber* (peredam) tersebut menjadi

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.20)$$

Amplitudo dari getaran mesin ketika beroperasi dengan frekuensi resonansi asli akan menjadi nol dan kemudian didefinisikan sebagai berikut:

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}; \omega_1 = \left(\frac{K_1}{m_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.21)$$

Didapatkan persamaan frekuensi natural sistem utama menjadi

$$\omega_2 = \left(\frac{K_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.22)$$

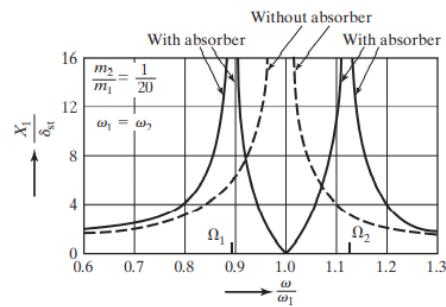
Maka, persamaan frekuensi natural dari peredam atau DVA dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.23)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.24)$$

Penggunaan DVA tersebut tentunya akan mempengaruhi respon getaran yang tereduksi dari sistem utama. Pengaplikasian DVA ini tentunya akan mereduksi dan membagi rasio dari frekuensi natural sistem tersebut menjadi 2 bagian yang berbeda. Dapat dilihat seperti pada skema dari penggunaan DVA dengan rasio aplitudo respon terhadap rasio frekuensi natural dari sistem berikut:





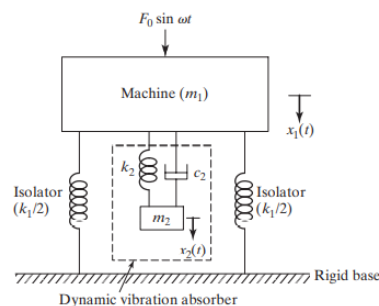
**Gambar 2.5** Efek *Undamped Dynamic Vibration Absorber* terhadap Respon Sistem (Rao, 2011)

Dari Gambar 2.5 diketahui variasi dari amplitudo getaran dari massa sistem utama ( $\frac{X_1}{\delta_{st}}$ ) dengan kecepatan sudut ( $\frac{\omega}{\omega_1}$ ). Untuk  $X_1 = 0$  pada  $\omega = \omega_1$ , maka  $\omega_2 = \left(\frac{K_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}}$ . Hal tersebut menandakan bahwa pegas memberikan gaya berlawanan dengan gaya eksitasi dan meniadakan gaya eksitasi di  $X_1$ , yang mana menyebabkan  $X_1$  tereduksi hingga mendekati nilai nol. Sehingga, didapatkan parameter untuk sistem DVA berikut:

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.25)$$

### 2.1.3.2 *Damped Vibration Absorber*

Dari penjelasan pada sub-sub bab sebelumnya, diketahui bahwa *undamped dynamic vibration absorber* meniadakan puncak resonansi awal dan terbagi menjadi dua bagian baru. Namun, nilai amplitudo yang dihasilkan masih sangat besar. *Damped dynamic vibration absorber* dapat lebih mereduksi amplitudo sistem. Skema dari *damped DVA* tersusun oleh massa, pegas, dan *damper absorber* seperti gambar 2.6.



**Gambar 2.6** Skema *Damped Dynamic Vibration Absorber* (Rao, 2011)

Dari Gambar 2.6 didapatkan persamaan gerak *damped DVA* dengan massa  $m_1$  dan  $m_2$  sebagai persamaan 2.26.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= 0 \end{aligned} \quad (2.26)$$

Diasumsikan penyelesaian harmonik sistem adalah  $x_j(t) = X_j e^{i\omega t}$  dan  $j = 1, 2$ . Maka, penyelesaian untuk keadaan tunak menjadi:

$$X_1 = \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.27)$$

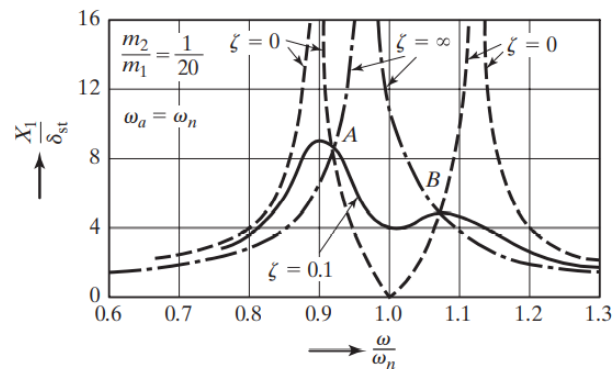
$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i \omega c_2)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2)} \quad (2.28)$$

Persamaan (2.27) dan (2.28) diatas merupakan nilai  $X_1$  dan  $X_2$  yang dapat dinyatakan pada persamaan 2.29 dan 2.30.

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 \cdot (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.29)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 \cdot (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.30)$$

Persamaan (2.29) adalah amplitudo dari massa utama merupakan fungsi  $\mu, f, g,$  dan  $\zeta$ . Grafik  $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$  terhadap *forced frequency ratio* ( $g = \omega/\omega_n$ ) digambarkan pada Gambar 2.7 untuk  $f = 1$  dan  $\mu = 1/20$  dengan beberapa nilai rasio peredaman ( $\zeta$ ) yang berbeda. Pada gambar 2.7 menggambarkan keadaan redaman bernilai nol ( $c_2 = \zeta = 0$ ), maka resonansinya pada dua frekuensi natural dengan sistem yang tidak teredam. Kemudian redaman bernilai takberhingga ( $\zeta = \infty$ ) akan tergambar bahwa kedua grafik massa  $m_1$  dan  $m_2$  saling mengapit menjadikan sistem *single degree of freedom* dengan massa  $(m_1 + m_2) = (21/20)$  dan pegas  $k_1$ . Sedangkan untuk redaman ( $\zeta = 0.1$ ) memiliki puncak minimum dari  $X_1$ .



**Gambar 2.7** Efek dari *Damped Vibration Absorber* terhadap Respon Getaran Sistem (Rao, 2011)

Keterangan:

$\mu$  :  $m_2/m_1 =$  Rasio massa = Massa peredam

$\delta_{st}$  :  $F_0/k_1 =$  Defleksi statis sistem

$\omega_a^2$  :  $k_2/m_2 =$  Kuadrat dari frekuensi natural peredam

$\omega_n^2$  :  $k_1/m_1 =$  Kuadrat dari frekuensi natural sistem

$f$  :  $\frac{\omega_a}{\omega_n} =$  Rasio dari frekuensi natural

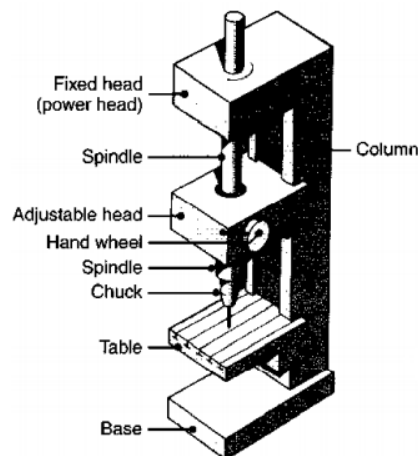
$g$  :  $\omega/\omega_n =$  forced frequency ratio

$c$  :  $2m\omega_n =$  Critical damping ratio

$\zeta$  :  $\frac{c_2}{c_c} =$  Rasio peredaman

#### 2.1.4 Mesin Drill

Mesin *drill* merupakan salah satu jenis mesin perkakas yang digunakan untuk membuat lubang pada material benda kerja sesuai dengan diameter yang diinginkan. Proses *drilling* merupakan bagian penting dalam proses manufaktur, dimana mesin *drill* adalah alat pembuat lubang yang paling sering digunakan. Lubang tersebut digunakan untuk perakitan yang membutuhkan pengencang seperti tempat baut, sekrup, dan paku keling. Serta digunakan untuk keperluan desain seperti mengurangi beban, ventilasi, dan ruang akses bagian dalam sebuah komponen, ataupun hanya membuat sekedar profil pada benda kerja.



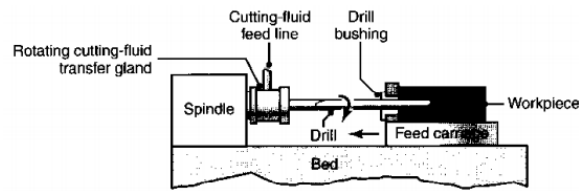
**Gambar 2.8** Mesin *Drill* dan Komponen Penyusunnya (Kalpakjian, 2009)

Dari Gambar 2.8 diketahui komponen utama yang menyusun mesin *drill* beserta fungsinya sebagai berikut:

1. *Base* berfungsi menopang seluruh komponen dari mesin bor dan berada dibagian dasar mesin untuk mereduksi getaran yang dapat mengurangi akurasi pengeboran.
2. *Table* (Meja) berfungsi sebagai dudukan dari benda kerja dan dilengkapi dengan ragum untuk menjepit benda kerja. Meja bergerak ke arah kanan dan kiri terhadap sumbu pada *column* (tiang).
3. *Column* (tiang) berupa poros sebagai jalur pergerakan arah vertikal dari meja bor dan menyangga komponen mesin bor.
4. *Chuck* (pencekam) berfungsi untuk mencekam mata bor.
5. *Spindle* berfungsi untuk mengarahkan gerak *chuck* (pencekam).
6. *Hand Wheel* ini digunakan untuk menggerakkan mata bor secara manual.

Seiring dengan kemajuan teknologi, saat ini *spindle* mesin sudah dapat digantikan oleh *numerical-control turret drilling machines*, sehingga memungkinkan proses *drilling* yang lebih efektif dan efisien karena menggunakan computer secara otomatis.

### 2.1.4.1 Proses Pengeboran



**Gambar 2.9** Proses Pengeboran (Kalpakjian, 2009)

Kecepatan pada proses pemotongan dipertahankan dengan menyesuaikan kecepatan dari *spindle* terhadap ukuran mata bor yang digunakan. Kemudian didapatkan kecepatan pemotongan yang tepat sehingga mesin berkerja dengan baik. Mesin *drill* dengan *spindle* banyak, biasa digunakan untuk kebutuhan produksi massal, dimana mesin *drill* ini mampu membuat 50 lubang dalam satu siklus dengan ukuran, kedalaman, dan lokasi yang beragam.

### 2.1.4.2 Material Removal Rate (MRR)

Material removal rate (MRR) ialah volum material yang terbuang dari proses pengeboran per satuan waktu dapat dihitung dengan persamaan 2.31.

$$\begin{aligned} \text{Material Removal Rate (MRR)} \\ = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) f \cdot N \quad (\text{mm}^3/\text{min}) \end{aligned} \quad (2.31)$$

keterangan:

- D : Diameter dari mata bor (mm)
- f : Kecepatan pemakanan ( $\text{mm}/\text{rev}$ )
- N : Kecepatan dari putaran mesin ( $\text{rev}/\text{min}$ )

Sedangkan untuk menentukan kecepatan putaran dari mesin yang sesuai terhadap diameter mata bor akan didapat dari persamaan 2.32.

$$N = \left( \frac{V}{\pi \cdot D} \right) \quad (\text{rev}/\text{min}) \quad (2.32)$$

keterangan:

- V : Kecepatan potong mesin ( $\text{m}/\text{min}$ )
- D : Diameter dari mata bor (m)

### 2.1.4.3 Gaya Dorong dan Torsi

Saat proses *drilling* berlangsung, gaya dorong muncul dengan arah tegak lurus terhadap sumbu lubang yang mana harus diperhatikan. Besar gaya dorong yang berlebihan dapat menyebabkan kerusakan pada mata bor. Besarnya gaya dorong akan disesuaikan dengan jenis benda kerja, *feeding*, kecepatan dari putaran mesin, dan diameter mata bor.

Penting untuk memperhatikan besar nilai torsi untuk mempertimbangkan besar daya yang dibutuhkan mesin bor untuk mengerjakan suatu material. Untuk mendapatkan besar torsi yang dibutuhkan digunakan persamaan 2.33.

$$Torsi (T) = \frac{P}{N} \quad (N.m) \quad (2.33)$$

keterangan:

P : Daya listrik (Watt)

N : Kecepatan putaran mesin (rad/s)

Untuk mendapatkan besar daya listrik yang dibutuhkan tersebut, maka perlu diketahui perkiraan *Specific Energy* (Energi Spesifik) dari material benda kerja yang terdapat pada Tabel 2.1 dan nilai *Material Removal Rate* (MRR) material terlebih dahulu. (Kalpakjian, 2009)

**Gambar 2.10** Energi Spesifik Material pada Proses Pemotongan

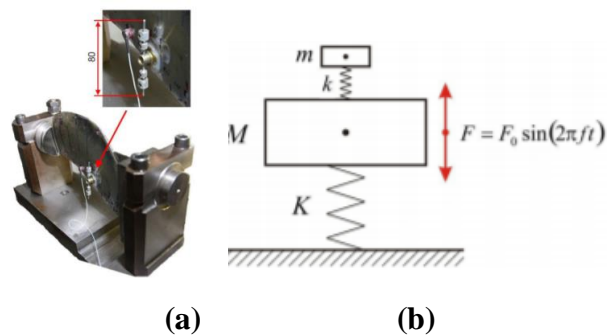
<i>Material</i>	<i>Specific Energy</i> (W.s/mm <sup>3</sup> )
Aluminum alloys	0.4 – 1
Cast irons	1.1 – 5.4
Copper alloys	1.4 – 3.2
High-temperature alloys	3.2 – 8
Magnesium alloys	0.3 – 0.6
Nickel alloys	4.8 – 6.7
Refractory steels	3 – 9
Stainless steels	2 – 5
Steels	2 – 9
Titanium alloys	2 – 5

Sehingga besar daya yang dibutuhkan berasal dari persamaan 2.24.

$$\text{Daya } (P) = \text{Specific Energy} \times \text{MRR} \quad (\text{Watt}) \quad (2.34)$$

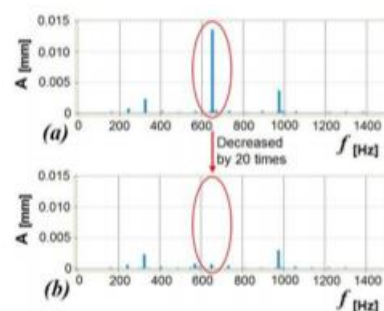
## 2.2 Tinjauan Pustaka

Dalam menyelesaikan Tesis ini, penulis menggunakan beberapa penelitian lain yang memiliki fokus serupa terhadap *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada mesin perkakas sebagai referensi pengerjaan. Penelitian “*Reduction of Flexible Workpiece Vibrations with Dynamic Support Realized as Tuned Mass Damper*” oleh (S. Bolsunovsky, 2013). Peneliti membuat prototipe *tuned mass damper* yang berfungsi untuk meredam getaran berlebih dari sistem utama, mesin *milling*.



**Gambar 2.11** Skema Benda Kerja dengan DVA (a) dan Model Dinamis dari Sistem (b) (S. Bolsunovsky, 2013)

DVA terbuat dari batang baja kecil dengan panjang 80 mm dan sepasang massa yang melingkari kedua ujung batang. Percobaan dilakukan dengan memberi gaya eksitasi sinusoidal dari pahat kepada mesin *milling* sebesar  $F$ . Massa dari DVA sebesar 2% dari massa benda kerja.



**Gambar 2.12** Perbandingan Hasil Respon Sistem dengan Peredam dan Tanpa Peredam (S. Bolsunovsky, 2013)

Dari hasil diatas dapat diketahui bahwa penggunaan DVA dapat mereduksi getaran hingga 20 kali lebih rendah dari sistem utama tanpa DVA. Frekuensi eksitasi sebesar 650 Hz dengan putaran *spindle* sebesar 4875 rpm. Penggunaan DVA juga memberikan pengaruh terhadap hasil akhir benda kerja. Pada gambar 2.12 untuk pengerjaan benda kerja tanpa DVA memberikan hasil dengan *noise* akibat adanya getaran, yang mana bersifat kasar dan kurang baik karena terjadi *heavy overcut*.



**Gambar 2.13** Hasil Permukaan Benda Kerja tanpa DVA (S. Bolsunovsky, 2013)

Sedangkan pada gambar 2.13 benda kerja yang dihasilkan lebih baik, karena *noise* yang ada telah berkurang. Sehingga permukaan benda kerja lebih rata dan pengukuran lebih akurat.

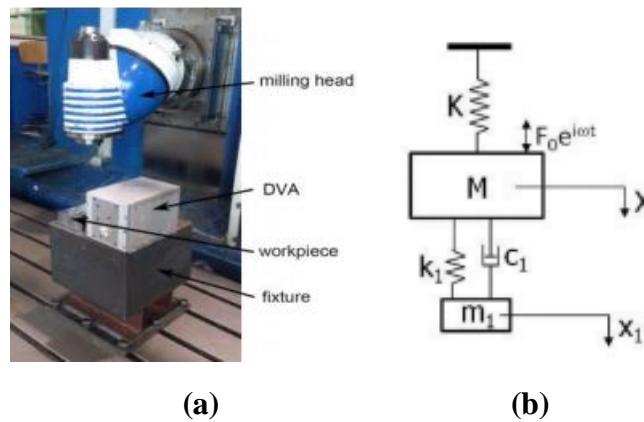


**Gambar 2.14** Hasil Permukaan Benda Kerja dengan DVA  
(S. Bolsunovsky, 2013)

Penelitian serupa juga dilakukan pada tahun 2013 oleh Gorka Aguirre dengan judul “*Self-Tuning Dynamic Vibration Absorber for Machine Tool Chatter Supression*” oleh (Gorka Aguirre, 2013) membahas mengenai eksperimen dari *self-tunning dynamic vibration absorber* (DVA) di mesin perkakas. Hal ini dilakukan untuk mengurangi getaran yang muncul akibat gesekan antara *cutting tool* dan benda kerja, sehingga menimbulkan kedalaman potong dan efektifitas kerja dari mesin akan meningkat. Karena DVA ini berjenis *self-tunning* maka memiliki sistem otomatis yang dapat menyesuaikan redaman dan kecepatan putar dari *cutting tools*.

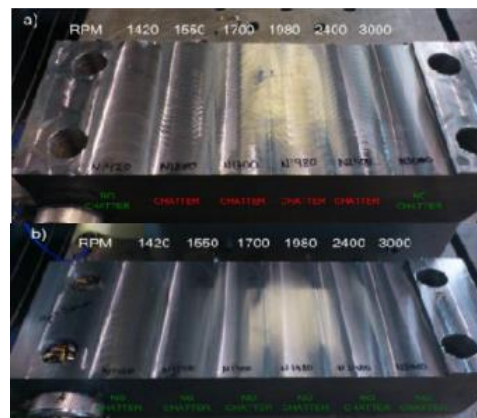


Mesin perkakas yang digunakan dalam eksperimen ini adalah mesin *milling Soraluce*.



**Gambar 2.15** Skema Alat Eksperimen (a) dan Model Dinamis Eksperimen (b)  
(Gorka Aguirre, 2013)

Dimana  $M$  adalah massa utama dan  $K$  nilai kekakuan pegas dari massa utama. Sedangkan untuk  $m_1$ ,  $c_1$ , dan  $k_1$  merupakan massa, kekakuan redaman dan kekakuan pegas peredam DVA. Massa DVA berupa *arrays* magnet, cincin *spring*, dan motor. Dari eksperimen didapatkan hasil permukaan pada benda kerja proses *milling*.



**Gambar 2.16** Hasil Permukaan Benda tanpa dan dengan DVA  
(Gorka Aguirre, 2013)

Permukaan benda kerja menjadi lebih halus dan kedalaman potong bertambah setelah penambahan *self-tuning Dynamic Vibration Absorber* (DVA) sehingga berhasil mereduksi getaran dan meningkatkan efektifitas dari kerja proses *milling*. Dari gambar 2.15 terlihat kedalaman potong bertambah dari gambar 2.15 bagian

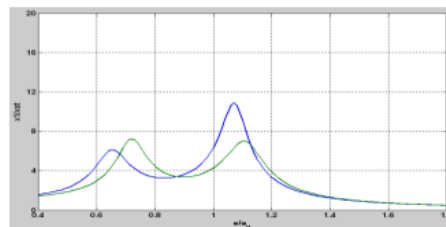
atas memiliki kedalaman potong 3 mm dan gambar 2.15 bawah kedalaman potong bertambah menjadi 5 mm.

Kemudian pada tahun 2016, penelitian berjudul “*Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber – A Simulation Approach*” dilakukan oleh (Pachpute, 2016). Penelitian ini mensimulasikan pengoptimalan dari *damped* DVA yang membantu menahan gaya resiprokal dari suatu sistem utama. Dilakukan pemvariasian rasio massa ( $\mu$ ), rasio redaman ( $\xi$ ), dan rasio *tuning* ( $f$ ). Metode Taguchi pengoptimalan parameter digunakan untuk mencapai desain yang akan digunakan. Berikut adalah skema model dinamis dari penambahan *damped* DVA pada sistem utama



**Gambar 2.17** Model Dinamis Simulasi 2 DoF *damped* DVA (Pachpute, 2016)

Didapatkan hasil percobaan bahwa *damped* DVA berkerja optimum untuk mereduksi getaran pada variasi rasio massa ( $\mu$ ) sebesar 0.2, rasio redaman ( $\xi$ ) sebesar 0.125, dan rasio *tuning* ( $f$ ) sebesar 0.7–0.8. Berikut adalah hasil respon getaran dari hasil percobaan dengan grafik respon  $|x_1/\delta_{st}|$  terhadap *forced frequency ratio* ( $g = \omega/\omega_n$ ).



**Gambar 2.18** Grafik Respon Getaran Sistem dengan Penambahan *Damped* DVA (Pachpute, 2016)

Warna hijau menunjukkan respon dari sistem utama, dan warna biru merupakan respon dari sistem peredam. Hasil yang didapatkan adalah semakin besar massa peredam, maka jarak antara frekuensi natural sistem akan semakin besar pula. Ini

menandakan rentang frekuensi operasi yang aman. Namun, massa peredam yang besar tidak praktis untuk pemesinan yang lebih besar, sehingga diperlukan tambahan peredam agar reduksi getaran sistem lebih efektif.

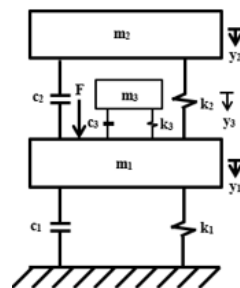
Penelitian yang meninjau tugas akhir ini adalah penelitian “*Analytical and Experimental Study of Translational Vibration Response’s Reduction on Aluminium (Al) Drilling Process Using Translational Mass Vibration Absorber (TMVA) System*” oleh (Lestari, 2019). Peneliti melakukan eksperimen terhadap penggunaan *Translational Mass Vibration Absorber (TMVA)* untuk mereduksi getaran pada proses pemesinan bor. Material yang diujikan adalah aluminium berukuran 350 mm x 150 mm x 20 mm. Material mata bor yang digunakan berjenis *high speed steel (HSS)* dengan divariasikan diameternya antara lain 8 mm, 10 mm, dan 12 mm. Kemudian, peneliti juga memvariasikan rasio massa dari DVA dengan variasi rasio massa 1/40, 2/40, dan 3/40 sebagai gambar 2.19.



**Gambar 2.19** *Translational Mass Vibration Absorber (TMVA)* (Lestari, 2019)



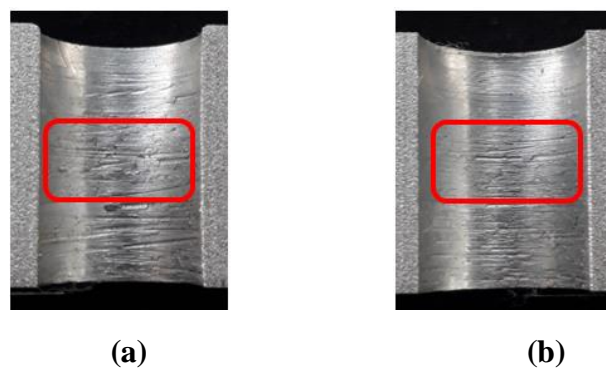
(a)



(b)

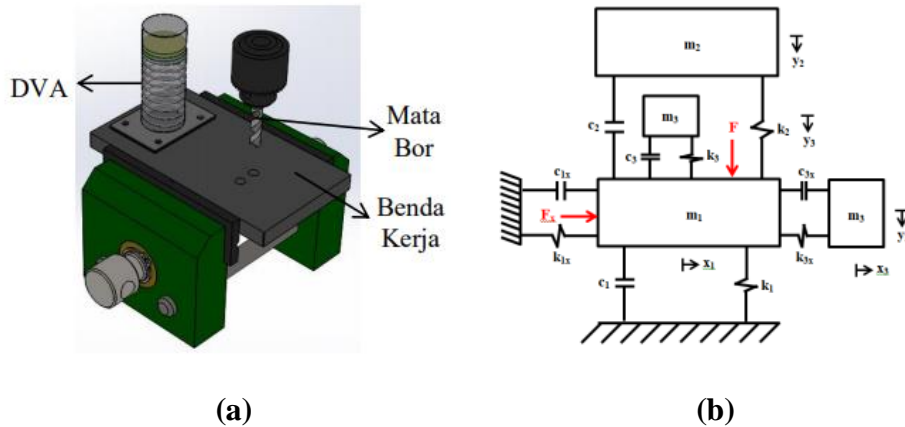
**Gambar 2.20** Skema Percobaan dari Pemesinan Bor dengan Penambahan *Translational Mass Vibration Absorber (TMVA)* (a) dan Model Dinamis dari Sistem Utama dengan *Translational Mass Vibration Absorber (TMVA)* (b) (Lestari, 2019)

Dari penelitian tersebut peneliti mendapatkan hasil bahwa semakin besar pemilihan diameter mata bor maka getaran yang dihasilkan akan ikut meningkat. Sehingga, didapatkan pula hasil untuk proses *drilling* dengan mata bor berdiameter 12 mm serta penambahan rasio massa peredam dengan benda kerja sebesar 1/20 memiliki hasil reduksi getaran terbesar pada penelitian ini dengan presentasi reduksi sebesar 31.91%. Berikut adalah perbandingan hasil permukaan benda kerja dari hasil *drilling* tersebut untuk diameter mata bor 12 mm, tanpa dan menggunakan TMVA rasio massa 1/20.



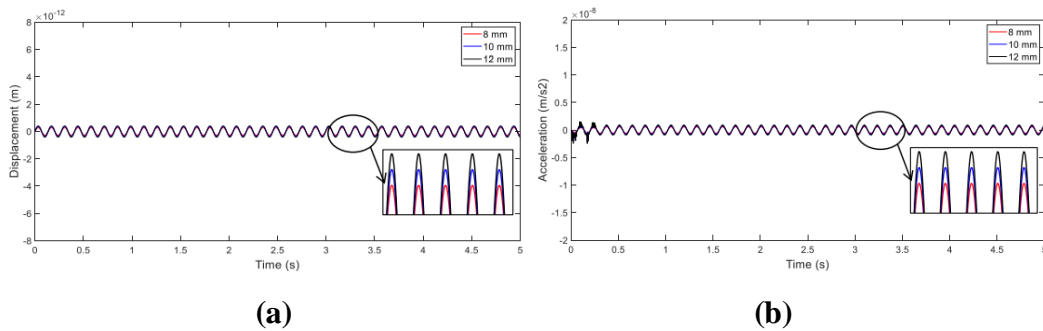
**Gambar 2.21** Permukaan Material Hasil *Drilling* tanpa TMVA (a) dan Dengan TMVA (b) (Lestari, 2019)

Penelitian yang dilakukan oleh (Lestari, 2019) tersebut kemudian akan divalidasi oleh penelitian terkait dengan judul “Pemodelan dan Analisa Respon Reduksi Getaran Translasi pada Proses Drilling Material Aluminium (Al) dengan Penambahan Sistem *Dynamin Vibration Absorber* (DVA)” telah dilakukan oleh (Chasanah, 2019). Peneliti mensimulasikan reduksi getaran dengan melakukan penambahan DVA pada mesin bor menggunakan *software MATLAB SIMULINK*. DVA yang digunakan tersusun oleh massa dan pegas yang dirancang untuk meredam getaran arah translasi pada sumbu x dan y. Dilakukan variasi ukuran mata bor diameter 8 mm, 10 mm, dan 12 mm dengan besar frekuensi operasi 441 rpm. Variasi rasio massa dari DVA terhadap sistem utama sebesar 1/40, 2/40, dan 3/40 dilakukan untuk mengetahui reduksi dari getaran sistem utama.

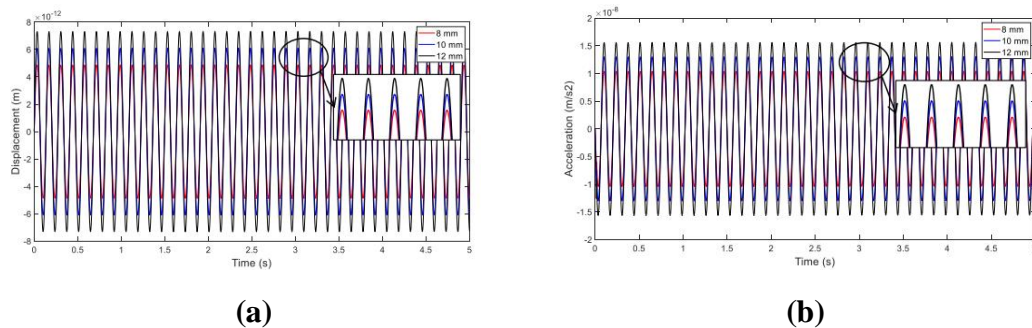


**Gambar 2.22** Sistem Utama dengan Penambahan DVA (a) dan Model Dinamis Sistem Utama dengan Penambahan DVA (b) (Chasanah, 2019)

Simulasi kemudian dilakukan untuk mendapatkan respon getaran berupa perpindahan dan percepatan dari tiap-tiap diameter mata bor yang akan diteliti pada gerak arah sumbu x dan y berikut.



**Gambar 2.23** Grafik dari Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu y dengan Variasi Diameter Mata Bor. (Chasanah, 2019)



**Gambar 2.24** Grafik dari Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu x dengan Variasi Diameter Mata Bor. (Chasanah, 2019)

Dari hasil simulasi respon gerak pada gambar 2.12 diatas bahwa respon perpindahan dan percepatan selalu konstan untuk tiap diameter mata bor. Itu menunjukkan bahwa proses pengeboran yang terjadi konstan dikarenakan proses pemakanan material yang dilakukan terbilang konstan. Didapatkan hasil untuk diameter mata bor 12 mm menghasilkan respon getaran terbesar dibandingkan diameter mata bor yang lain. Simulasi berikutnya adalah melakukan analisa reduksi getaran pada variasi rasio massa DVA untuk tiap diameter mata bor yang akan diteliti dengan respon getaran perpindahan dan percepatan. Kemudian akan dibandingkan dengan respon getaran perpindahan dan percepatan tanpa penambahan DVA. Analisa yang dihasilkan adalah bahwa rasio massa DVA 1/20 terhadap massa sistem utama merupakan rasio massa dengan hasil respon getaran terkecil. Hal tersebut mengindikasikan bahwa penambahan DVA untuk mereduksi getaran pada proses pengobaran akan optimum dengan melakukan penambahan DVA dengan rasio massa sebesar 1/20 untuk tiap variasi diameter mata bor.

Penelitian selanjutnya adalah sebagai acuan *cutting parameter* yang belum didapatkan. Penelitian ini berjudul “*Sound Analysis in Drilling, Frequency, Time Domain*” oleh (Parsian, 2017). Dengan melakukan penelitian proses *drilling* pada material *Steel SS 2541* dan *machine tool* Mori Seiki NH 8000. Penelitian dilakukan pada *cutting speeds* sebesar 100 m/min dan kecepatan makan 0.1 mm/rev. Kemudian dihasilkan *lateral chatter* pada frekuensi observasi 1100 Hz.

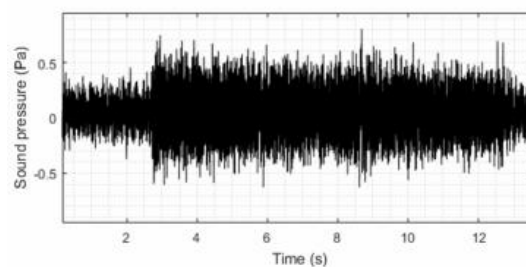
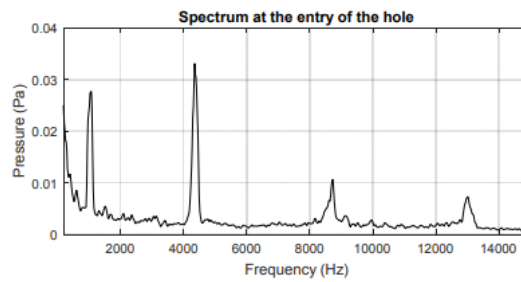


Fig. 7. Observable lateral chatter at the entry at around 1100 Hz.

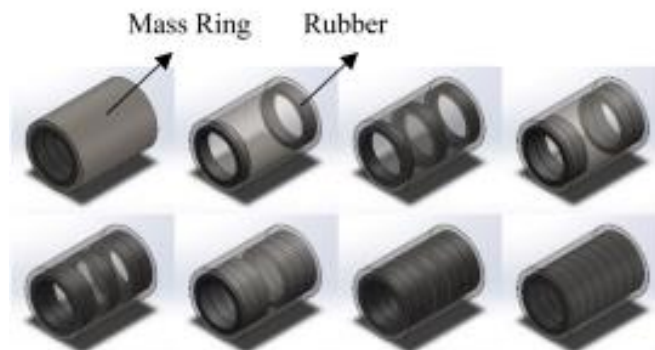
**Gambar 2.25** Observasi *Lateral Chatter* pada Frekuensi 1100 Hz (Parsian, 2017)



**Gambar 2.26** Amplitudo yang Terjadi selama Proses *Drilling* (Parsian, 2017)

Pada gambar 2.25 *chatter* beberapa kali terlihat dimana namun hal ini sulit diprediksi dengan apa yang telah diharapkan peneliti. Hal ini dikarenakan hasil yang berada pada *whirling* yang terjadi pada frekuensi rendah. Sehingga hasil yang diharapkan pada proses pengeboran dengan fenomena dinamisnya berbeda.

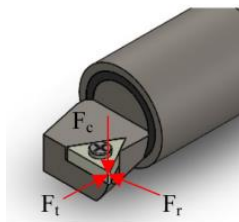
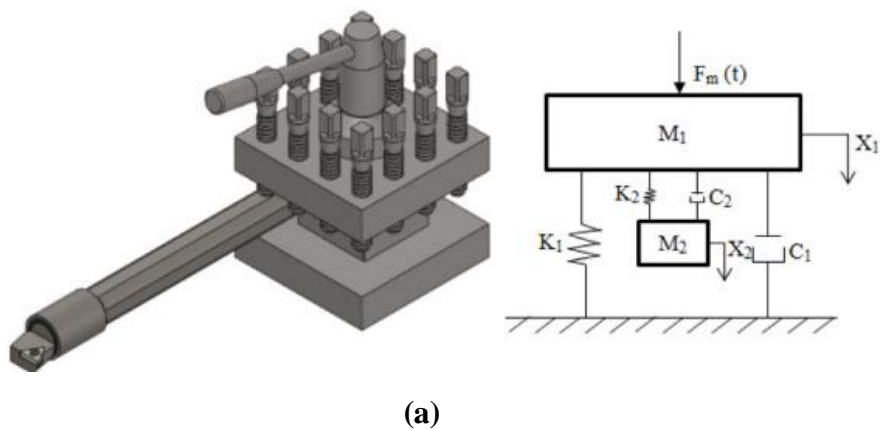
Penelitian mengenai mesin perkakas bubut berikutnya memberikan gambaran mengenai kebutuhan stabilitas dari peredam yang dirancang. Penelitian dengan judul “*Modeling and Analysis of Boring Bar Vibration in Internal Turning due to Variation of The Amount and Types of DVA Rubber in Finish Boring Cut*” oleh (Hendrowati, 2021). Simulasi dilakukan dengan *software ANSYS* menggunakan metode *Finite Element Method* (FEM) terhadap proses pembubutan *boring bar*. Variasi dilakukan pada kekakuan *absorber* untuk berbagai kondisi pemotongan jenis *finishing*. DVA tersusun atas massa *absorber* yang berbentuk *tube* dengan materia *brass* dan kekakuan *absorber* yang divariasikan dengan jenis *neoprene rubber* dan *natural rubber* serta divariasikan jumlah karetnya menjadi 2, 3, 4, 5, 6, 7, dan 8. DVA diletakkan di bagian tepi *overhang boring bar*.



**Gambar 2.27** Desain DVA dengan Variasi Jumlah Karet *Absorber* (Hendrowati, 2021)



Sistem utama pada penelitian adalah *boring bar* berupa *customized* desain dengan frekuensi natural 438 Hz, dan yang berbentuk *regular* desain dengan frekuensi natural 407 Hz. Kemudian frekuensi natural DVA divariasikan dari 166 Hz – 408 Hz untuk mendekati frekuensi *chatter* yang mana merupakan frekuensi eksitasinya. Peneliti memvariasikan *cutting parameter* dari sistem yang berisikan putaran *spindle*, *depth of cut*, dan *feed rate* seperti pada Tabel 2.1. Benda kerja dari penelitian merupakan material AISI 4340 dengan pemotongan diameter dalam 40 mm, sedangkan material *boring bar* AISI 4140.



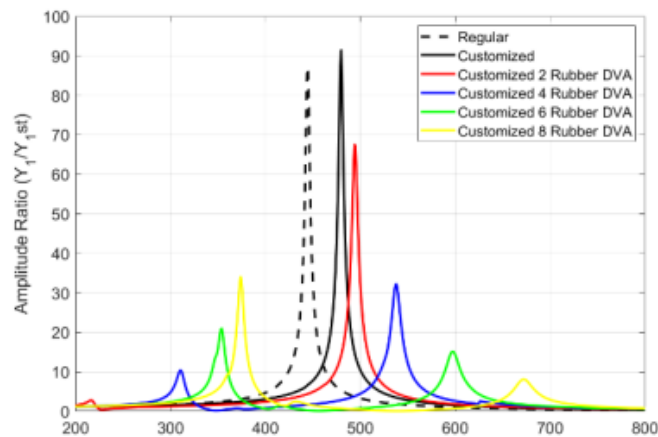
**Gambar 2.28** Sistem Utama dan Model Dinamis Sistem (a) dan Gaya yang Berkerja pada Ujung *Boring Bar* (b) (Hendrowati, 2021)

**Tabel 2.1** *Cutting Parameter* Penelitian (Hendrowati, 2021)

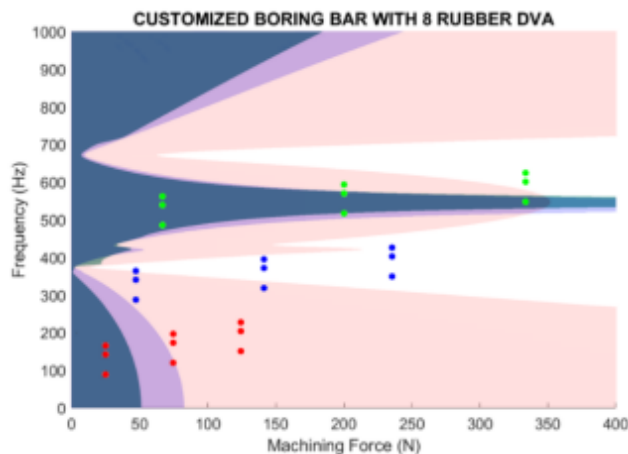
Cutting speed, $V_c$ (m/min)	Feed rate, $f$ (mm/rev)	Depth of cut, $d$ (mm)
116	0.05	0.1
157	0.1	0.3
251	0.15	0.5



Setelah simulasi dilakukan, didapatkan hasil untuk *boring bar* tanpa penambahan DVA memiliki daerah operasi stabil paling kecil hanya pada 6 *cutting parameter* dengan *material removal rate* (MRR) 0,6 cm<sup>2</sup>/min – 2,5 cm<sup>2</sup>/min. Sedangkan *boring bar* dengan penambahan DVA mampu melakukan pengeboran stabil hingga 27 *cutting parameter* dengan MRR 0,6 cm<sup>2</sup>/min – 18,8 cm<sup>2</sup>/min. DVA dengan variasi 8 karet material *natural rubber* merupakan dengan dengan hasil daerah operasi stabil terbesar.



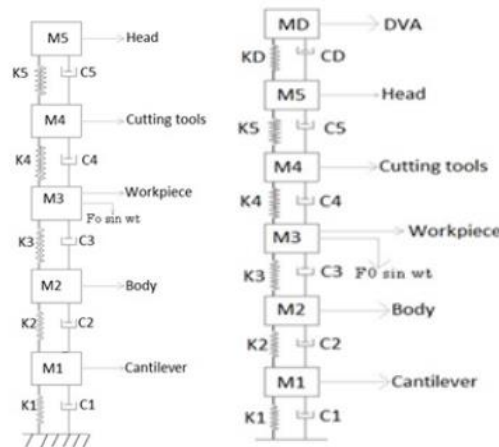
**Gambar 2.29** *Frequency Response Diagram* Penelitian dengan Sistem *Boring Bar* Desain *Customized* dengan penambahan DVA (Hendrowati, 2021)



**Gambar 2.30** Daerah Kerja Stabil dari *Customized Boring Bar* (Hendrowati, 2021)

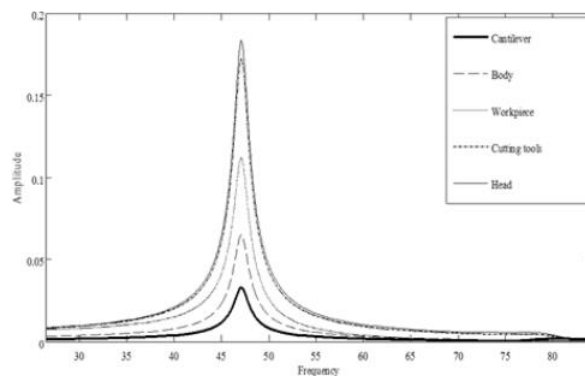
Adapun penelitian pada tahun 2015 dengan judul “*An Investigation on Optimal Designing of Dynamic Vibration Absorber using Genetic Algorithm*” oleh (Kamran, 2015). Peneliti melakukan simulasi guna mengoptimalkan desain dari

*Dynamic Vibration Absorber (DVA)* menggunakan metode algoritma genetik. Mesin perkakas tersusun atas 5 *degree of freedom (DoF)* menjadi alat pemotong, benda kerja, badan mesin, kepala mesin, dan kantolever dari mesin. Simulasi dilakukan untuk mendapatkan posisi peletakan DVA yang optimal sehingga dapat mereduksi getaran berlebih saat mesin perkakas beroperasi.



**Gambar 2.31** Model Dinamis Sistem tanpa DVA (a) dan Dengan DVA (b)  
(Kamran, 2015)

Gambar di atas merupakan model dinamis sistem yang akan disimulasikan untuk sebelum dan sesudah penambahan DVA. Nantinya DVA akan diujikan untuk peletakan tiap massa sistem sehingga dapat diketahui reduksi getaran optimal saat massa tertentu.



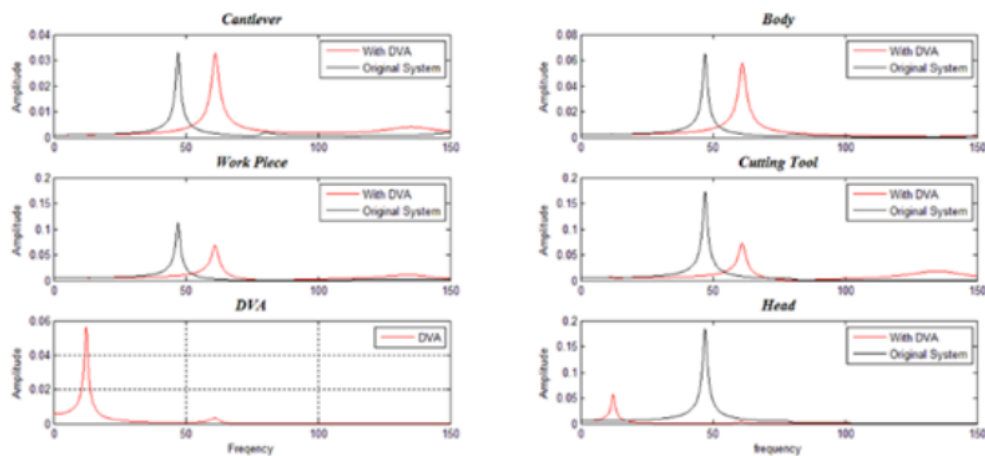
**Gambar 2.32** *Frequency Response Diagram* untuk Komponen Penyusun Mesin tanpa DVA (Kamran, 2015)

Dari simulasi didapatkan *bodediagram* seperti gambar yang mengartikan getaran maksimum terdapat pada alat pemotong dan kepala dari mesin. Penelitian menggunakan Hukum *Newton II* guna mengetahui persamaan gerak sistem.

**Gambar 2.33** Hasil Analisa Metode Algoritma Genetik (Kamran, 2015)

Position \ Specification	$M_D$	$C_D$	$K_D$	Fitness Function <sup>a</sup>
Head	5.2	49.8	10825.2	268
Cutting tool	9.9	49.9	5685.5	419
Body	0.0666	49.98	15067477.3	299
Cantilever	0.153	49.94	80771269.9	309

Pada Tabel diatas merupakan hasil simulasi dengan metode algoritma genetic. Dimana  $M_D$  merupakan massa peredam,  $C_D$  adalah konstanta *damping*, dan  $K_D$  merupakan konstanta kekakuan. Sedangkan *fitness function* merupakan selisih total getaran antara sisten tanpa DVA dan dengan DVA. Sehingga, didapatkan peletakan optimal DVA pada alat pemotong (*cutting tool*).

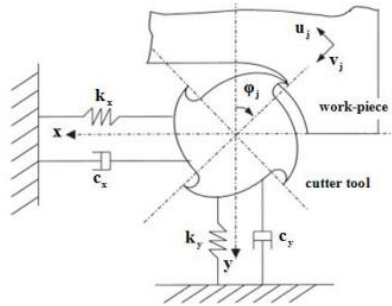


**Gambar 2.34** Amplitudo untuk Tiap Komponen dengan Penambahan DVA pada Alat Potong (Kamran, 2015)

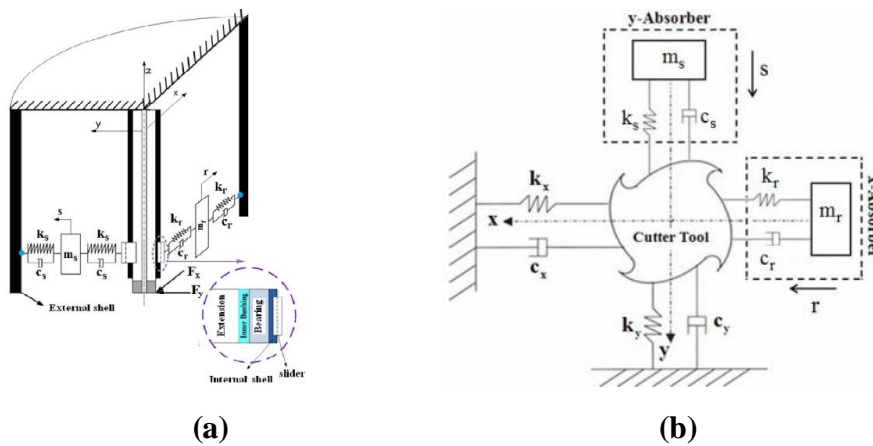
Grafik di atas menunjukan simulasi untuk tiap amplitudo dari komponen ketika penambahan DVA. Garis berwarna merah adalah *bodediagram* ketika penambahan DVA.

Jurnal internasional berikutnya berjudul “*Global Optimization and Design of Dynamic Vibration Absorber for Chatter Suppression in Milling Process with Tool Wear and Process Damping*” oleh (Saadabad, 2014). Peneliti melakukan

analisa redaman pada mesin *milling* melalui simulasi dengan *software Matlab Simulink*. Analisa dilakukan untuk peletakan DVA pada bagian pahat mesin *milling* yang tersusun atas massa, pegas, dan redaman. Model dinamis sistem adalah 2 DoF untuk arah sumbu x dan y, seperti gambar 2.35.



**Gambar 2.35** Model Dinamis Sistem Utama Penelitian (Saadabad, 2014)



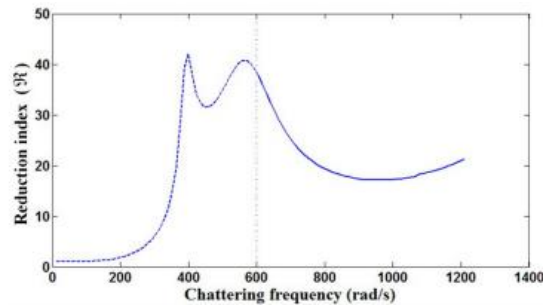
**Gambar 2.36** Peletakan DVA pada Sistem Utama (a) dan Model Dinamis Sistem Utama dengan Penambahan DVA (b) (Saadabad, 2014)

Frekuensi natural dari simulasi penelitian adalah 605 rad/s yang mana menjadi frekuensi operasional. Simulasi dilakukan dengan mengembangkan algoritma dari *Matlab* guna menentukan parameter optimal dari DVA, sehingga didapatkan parameter penelitian berikut:

**Gambar 2.37** Parameter Optimal DVA pada Mesin *Milling* (Saadabad, 2014)

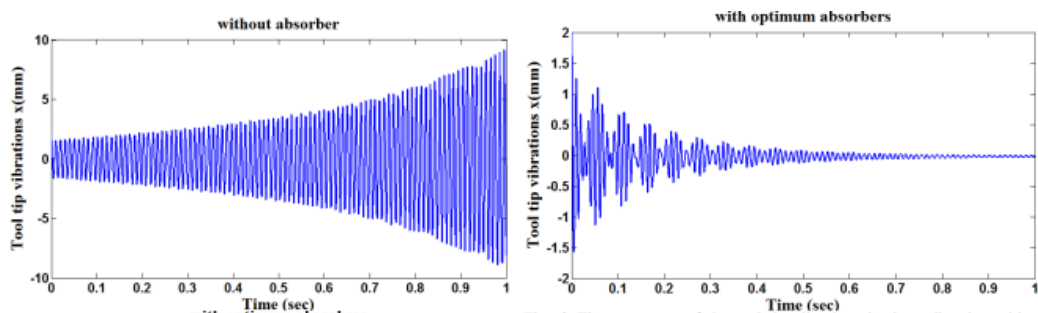
	$m$ (kg)		$c$ (N.s/m)		$k$ (N/m)	
$\Omega$ (rpm)	$m_r$	$m_s$	$c_r$	$c_s$	$k_r$	$k_s$
2000	1	0.5	20	20	$3.66 \times 10^5$	$1.83 \times 10^5$

Setelah dilakukan penambahan DVA. Getaran dapat tereduksi sampai nilai indeks reduksi sebesar 40. Adanya reduksi telah dibuktikan pada gambar dari respon getaran arah sumbu x pada gambar.

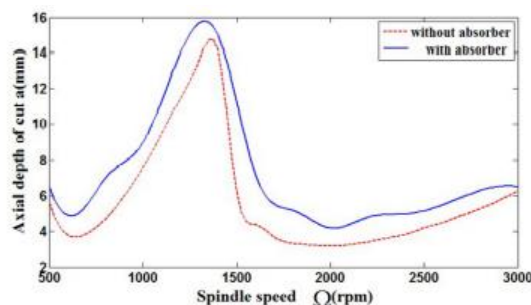


**Gambar 2.38** Grafik Indeks Reduksi Getaran setelah Penambahan DVA  
(Saadabad, 2014)

Getaran yang tereduksi tersebut berbanding lurus dengan kestabilan dari gerak mata pahat, sehingga hasil dari proses *milling* semakin halus dan akurat. Efisiensi dari proses *milling* meningkat seiring dengan kenaikan kedalaman potong mesin terbukti dari grafik pada gambar.



**Gambar 2.39** Respon Getaran arah Sumbu x tanpa Penambahan DVA (a) dan Sesudah Penambahan DVA (b) (Saadabad, 2014)



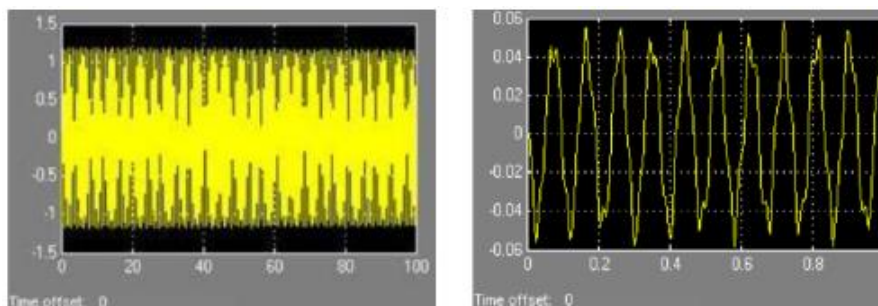
**Gambar 2.40** Peningkatan Efisiensi pada Mesin *Milling* setelah Penambahan DVA (Saadabad, 2014)

Acuan berikutnya dari penelitian thesis ini adalah berjudul “*Design Optimization of Dynamic Vibration Absorber for Boring Process*” oleh (Brahadeeshwaran, 2017). Peneliti melakukan analisa terhadap peredaman proses *boring* dengan menambahkan DVA berupa *cantilever beam* yang memiliki massa dan nilai kekakuan pegas. DVA diinstalasikan pada mata bor yang berputar kemudian disimulasikan dengan *software Matlab Simulink*. Pertama-tama dilakukan penyusunan persamaan gerak berdasarkan model dinamis sistem utama untuk sebelum dan sesudah DVA dipasangkan sistem. Persamaan gerak tersebut dapat dituliskan dalam bentuk blok diagram guna simulasi. Massa sistem utama sebesar 2.48 kg dan konstanta kekakuan sebesar 5000 kN/m. Parameter DVA didapatkan dengan cara optimalisasi *Matlab Simulink*, sehingga didapatkan parameter DVA berikut:

**Gambar 2.41** Parameter DVA Penelitian dari Proses *Boring* (Brahadeeshwaran, 2017)

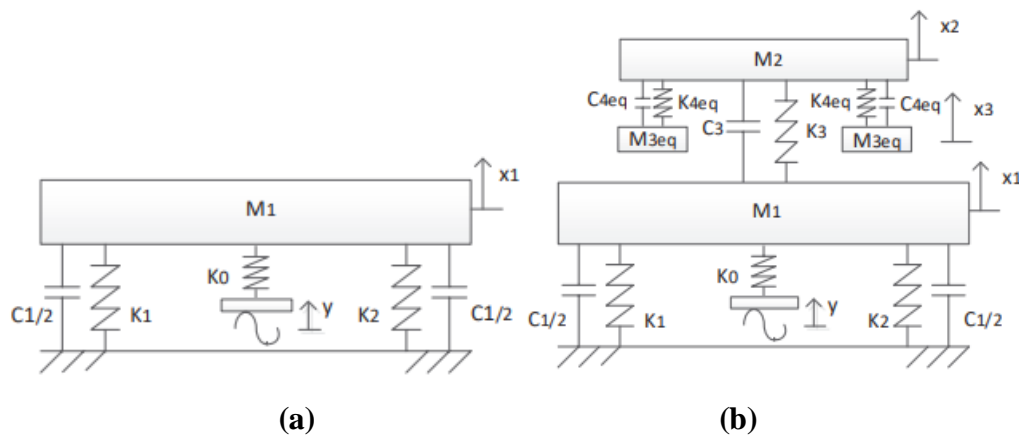
<i>Stiffness of the Absorber k2 (kN/m)</i>	<i>Mass of the Tool m1 (kg)</i>	<i>Mass of the Absorber m2 (kg)</i>	<i>Amplitude (mm)</i>
1300	2.48	1.554	0.066
1500	2.48	1.604	0.061
2000	2.48	16.54	0.054
2500	2.48	17.05	0.066
3000	2.48	17.54	0.068

Setelah simulasi dilakukan, didapatkan hasil berupa respon getaran sistem utama untuk sistem sebelum dan sesudah DVA ditambahkan. Pada gambar ditunjukkan grafik penurunan respon getaran berupa menurunkan nilai amplitudo. DVA berkerja secara optimal untuk nilai kekakuan DVA 2000 kN/m. Hal tersebut terbukti pada tabel dan gambar 2.42 dimana nilai amplitudo dengan kekakuan DVA 2000 kN/m memiliki nilai paling rendah.



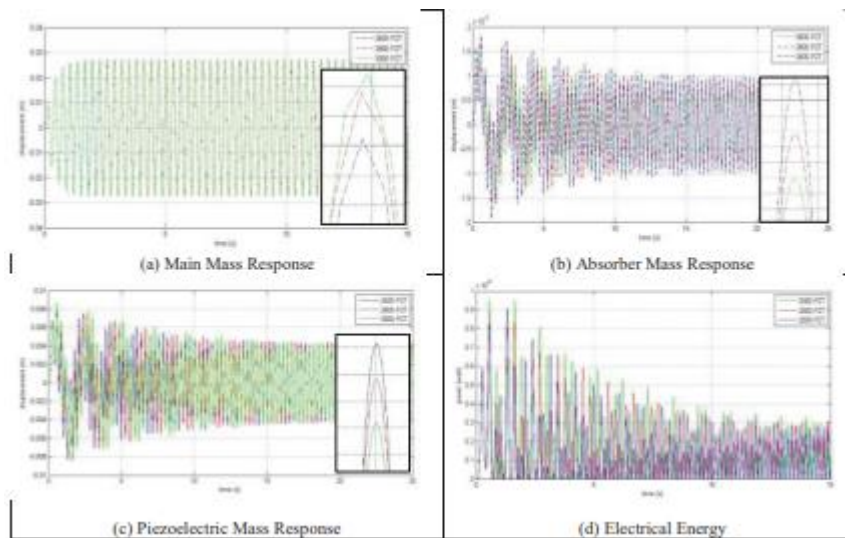
**Gambar 2.42** Hasil Respon Getaran Sebelum Penambahan DVA (a) dan Sesudah Penambahan DVA (b) (Brahadeeshwaran, 2017)

Untuk tinjauan pustaka berikutnya adalah berjudul “*Optimizing the Value of Reduction and Generating Energy on Mechanism of Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*” oleh (Hendrowati, 2018). Peneliti mensimulasikan suatu mesin perkakas yang diberikan peredaman guna dikonversi menjadi energi listrik. Dimana dibuat model dinamis sistem terlebih dahulu untuk sistem tanpa dan dengan penambahan DVA jenis *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) seperti gambar 2.43.



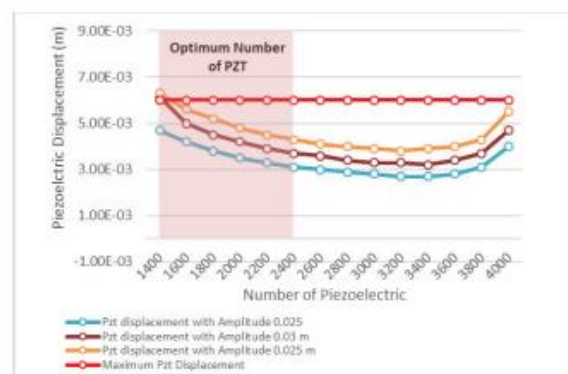
**Gambar 2.43** Model Dinamis Sistem Utama Sebelum Penambahan CPVA (a) dan Sesudah Penambahan CPVA (b) (Hendrowati, 2018)

Dari model dinamis di atas didapatkan penurunan persamaan gerak sistem sebagai representasi dari sistem yang akan disimulasikan. CPVA disimulasikan dengan variasi frekuensi dan amplitudonya. Sistem utama bergetar pada frekuensi resonansinya yang kemudian dicocokkan dengan frekuensi CPVA, sehingga dapat tersalurkan pada massa peredam dan *piezoelectric cantilever* akan bergetar pula. Getaran pada CPVA yang berupa defleksi akan menghasilkan energi listrik. Pemasangan *cantilever piezoelectric* dilakukan secara paralel agar kekakuan ekuivalennya lebih rigid sehingga dapat menerima getaran secara maksimal. Defleksi pada *piezoelectric* dibatasi 0.006 m, sedangkan pada simulasi digunakan amplitudo sebesar 0.,025 m; 0,03 m; dan 0,035 m pada frekuensi operasi 20,61 rad/s dan konstanta dari *piezoelectric cantilever* sbesar 2600, 2800, dan 3000.



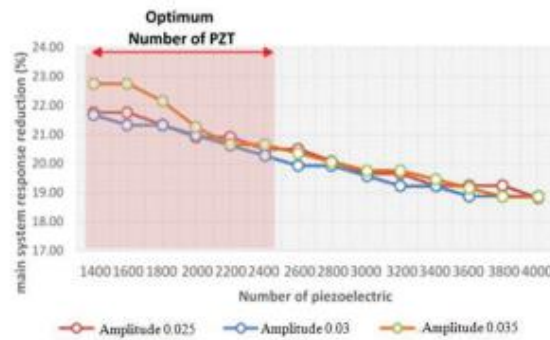
**Gambar 2.44** Grafik Respon dan Energi Listrik dengan Variasi *Piezoelectric Number* (Hendrowati, 2018)

Dari hasil grafik respon perpindahan sistem utama, massa peredam, massa *piezoelectric*, dan listrik, diketahui bahwa semakin besar konstanta *cantilever piezoelectric*, maka semakin besar respon massa yang tersalurkan seperti pada gambar (a), untuk respon massa peredam (b) dan respon massa *cantilever piezoelectric* (c) akan semakin rendah. Hal tersebut menyebabkan energi kinetic yang terserap oleh massa peredam semakin kecil akibat kekakuan ekuivalennya yang semakin rigid.



**Gambar 2.45** Grafik *Piezoelectric Number* Optimum terhadap Defleksi *Piezoelectric* (Hendrowati, 2018)

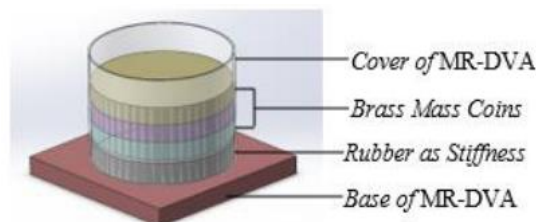




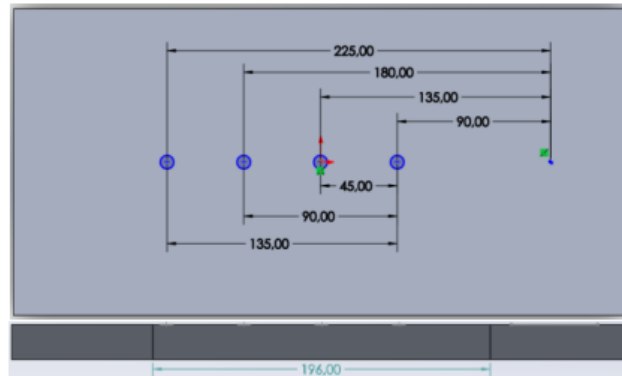
**Gambar 2.46** Piezoelectric Number Optimum pada Piezoelectric Power Generation (Hendrowati, 2018)

Dari simulasi yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa penambahan CPVA dapat mereduksi amplitudo hingga 20 kali lebih rendah sehingga *chatter* dapat dikurangi. Reduksinya dapat mencapai 20.36% dan menghasilkan energi listrik sebesar  $3.52 \times 10^{-7}$  watt pada frekuensi naturalnya.

Pada penelitian berikutnya adalah dengan judul “Pemodelan dan Analisa Reduksi Getaran Translasi pada Proses *Drilling* akibat Pemasangan *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA)” oleh (Suryandari, 2021). Penelitian ini mensimulasikan proses *drilling* yang diredam dengan DVA jenis *mass-rubber* sebagai pengganti kekakuan pegasnya yaitu kekakuan karet. Simulasi dilakukan dengan *software ANSYS Workbench* dengan memvariasikan jenis karet MR-DVA, rasio massa MR-DVA, diameter mata bor, dan jarak antaran DVA terhadap lubang *drill*. MR-DVA tersusun atas massa berupa kepingan koin dengan material *brass* dan untuk kekakuan pegas menggunakan kekakuan dari *rubber*. Gerak massa dan karet dibatasi oleh selongsong *acrylic*. MR-DVA ini diletakkan pada permukaan benda kerja yang akan dilubangi. Frekuensi natural MR-DVA berkisar 885 Hz – 1551 Hz bergantung jumlah koin besi sebagai massa *absorber*.

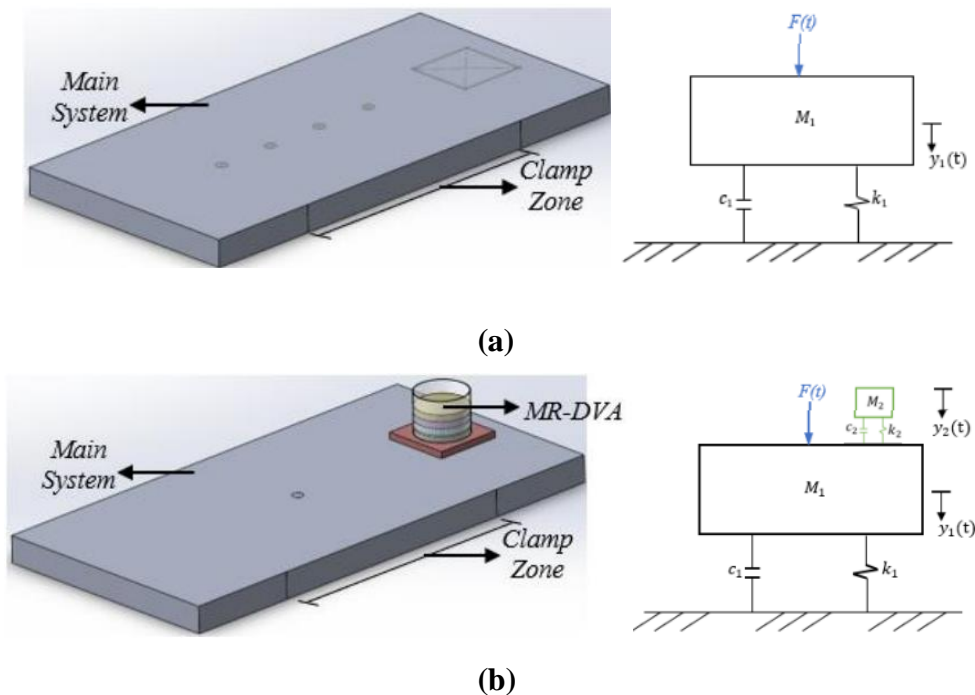


**Gambar 2.47** Desain *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (Suryandari, 2021)



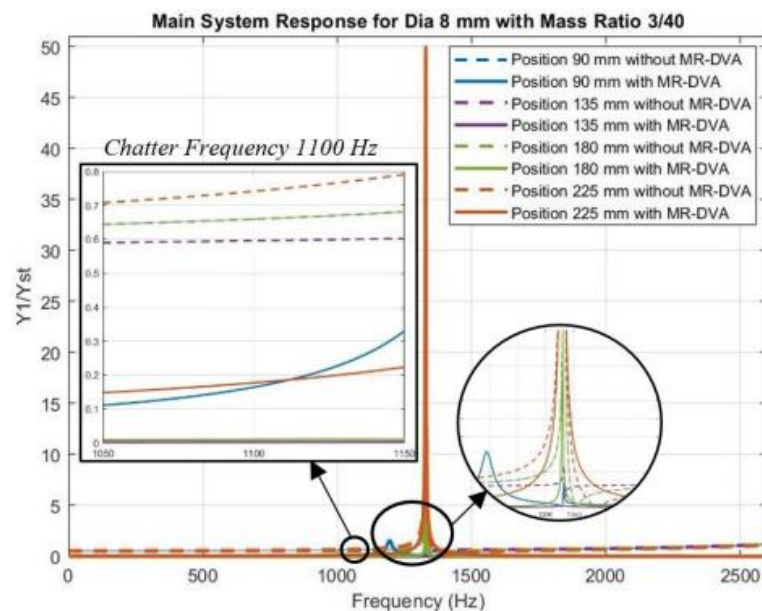
**Gambar 2.48** Desain Penelitian dari Variasi Jarak Peletakan DVA  
(Suryandari, 2021)

Penelitian dilakukan dengan sistem utama bermaterial Aluminium Alloy 7075-T6 dengan frekuensi natural 1330 Hz dan akan dianalisa pada frekuensi operasional 1100 Hz atau saat *chatter*. Didapatkan model dinamis dari sistem sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA dimana untuk sistem utama tanpa penambahan MR-DVA berbentuk 1 DoF, sedangkan sistem utama dengan MR-DVA menggambarkan model dinamis 2 DoF.



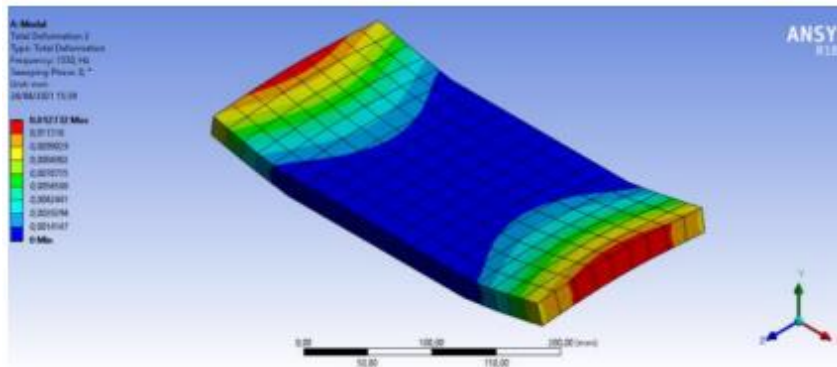
**Gambar 2.49** Sistem Utama dan Model Dinamisnya tanpa Penambahan DVA (a)  
dan Dengan Penambahan DVA (b) (Suryandari, 2021)

Hasil dari simulasi yang telah dilakukan ialah reposit getaran translasi sistem utama saat proses *drilling* berlangsung yang mana terbesar dihasilkan saat penggunaan diameter mata bor 12 mm. Dimana pada jarak peletakan MR-DVA 90 mm rasio massa optimal MR-DVA adalah 1/40 dapat mereduksi hingga 86%, sedangkan pada jarak 135 mm dan 180 mm rasio massa 3/40 lebih optimal hingga mereduksi 99,7%. Kemudian untuk jarak MR-DVA 225 mm tidak ada rasio massa yang memberikan pengaruh reduksi signifikan. Sehingga didapatkan kesimpulan *drilling* yang memberikan reduksi maksimal adalah dengan karet MR-DVA *Neoprene rubber* yang diletakkan sejauh 135 mm dari lubang dan rasio massa MR-DVA 3/40 menghasilkan persen reduksi hingga 99,7%.

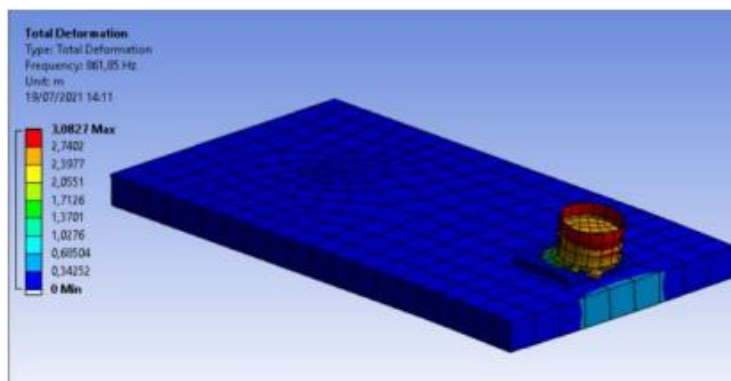


**Gambar 2.50** Bodediagram Respon Getaran Sistem tanpa dan Dengan Penambahan DVA pada Proses *Drilling* (Suryandari, 2021)

Penambahan MR-DVA telah memberikan pengaruh terhadap distribusi deformasi dari sistem utama. Dimana terlihat pada gambar 2.49 (a) merupakan daerah getaran yang dihasilkan pada sistem utama yang tidak teredam oleh *clamp*. Sedangkan pada gambar 2.49 (b) terlihat bahwa daerah dengan warna biru tua merupakan daerah minimum getaran yang menandakan penambahan MR-DVA pada sistem utama telah berhasil meredam getaran pada mesin *drill*.



(a)



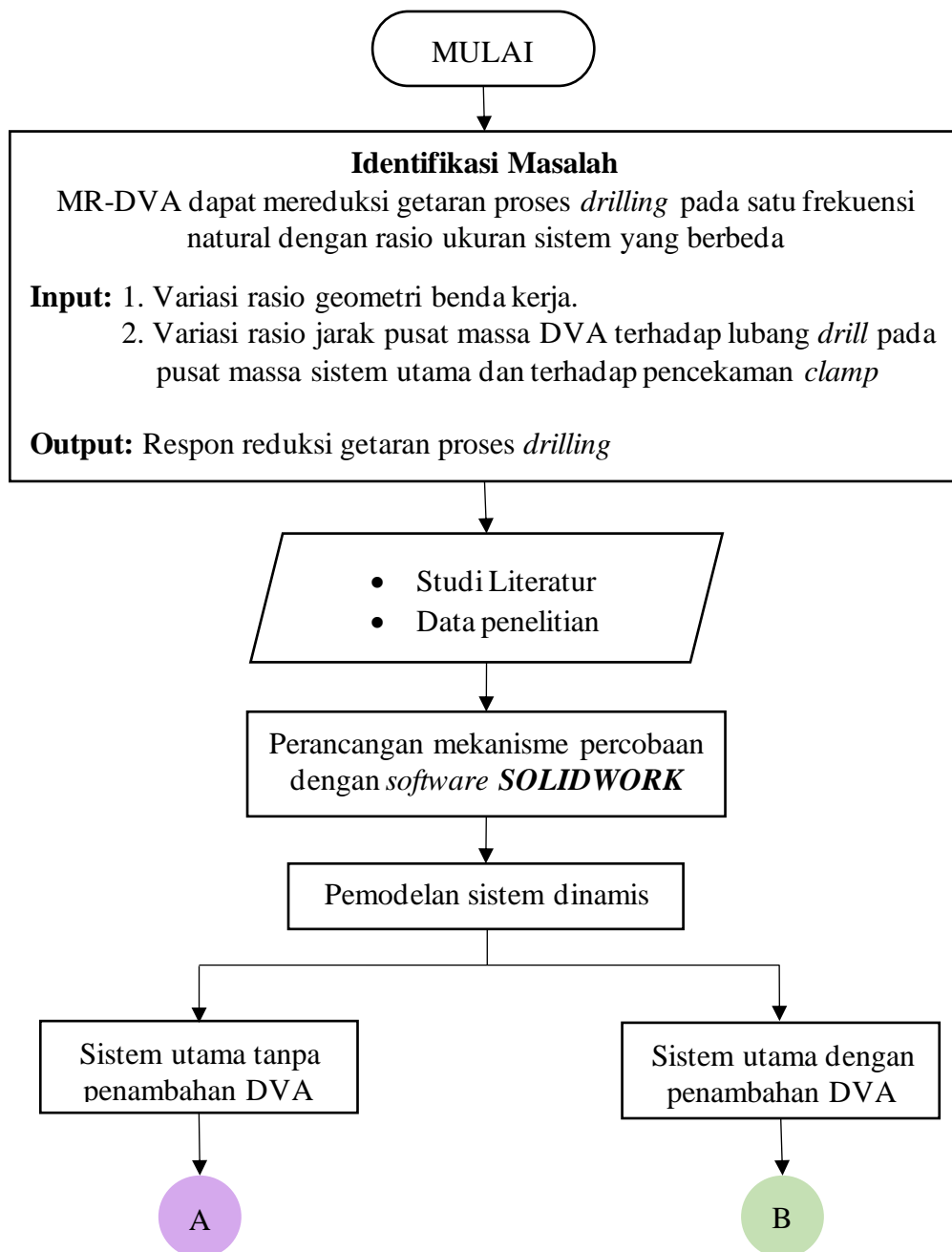
(b)

**Gambar 2.51** Deformasi Sistem tanpa Penambahan DVA (a) dan dengan Penambahan DVA (b) (Suryandari, 2021)

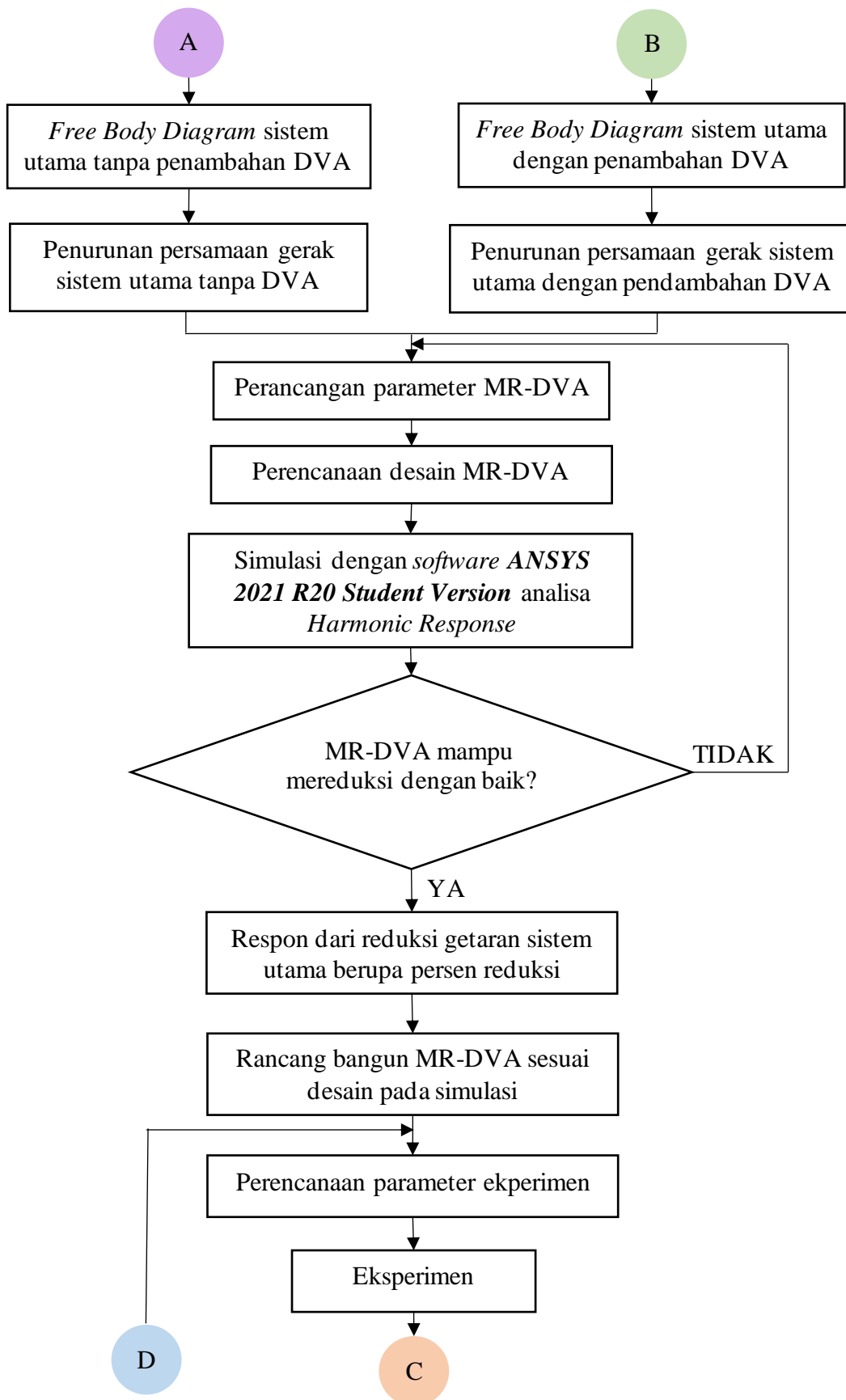
## BAB III METODE PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

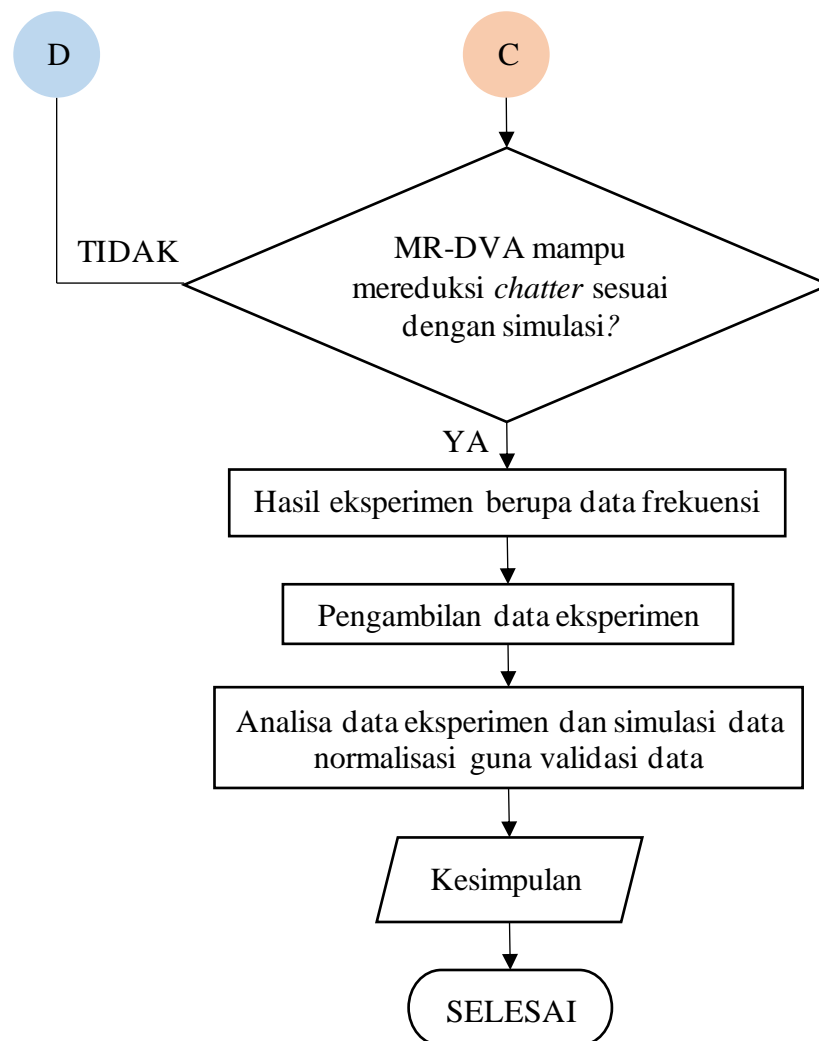
Adapun tahapan dari penelitian Tesis ini yang digambarkan pada *flowchart* penelitian berikut:



**Gambar 3.1** *Flowchart* Sistematika Penelitian



**Gambar 3.2** Flowchart Sistematika Penelitian (lanjutan)



**Gambar 3.3** *Flowchart* Sistematika Penelitian (lanjutan)

## 3.2 Metode Penelitian

Adapun penjelasan dari tiap tahapan *flowchart* penelitian pada gambar 3.1 hingga gambar 3.3.

### 3.2.1 Studi Literatur

Penelitian ini membutuhkan beberapa literatur pendukung sebagai referensi dalam melakukan analisa reduksi getaran dari mesin *drill*. Studi literatur ini akan menjadi dasar pengetahuan dan awalan dari peneliti bagi penulis untuk mengetahui permasalahan yang akan diteliti. Dasar teori yang menjadi acuan penelitian ini adalah *multi degree of freedom, the harmonic motion of base, dynamic vibration*

*absorber* (DVA), pengaplikasian *software Solidwork* dan *ANSYS Workbench* serta tentunya pemesinan mesin *drill*. Adapun sumber literatur berasal dari jurnal internasional, buku, dan tesis maupun tugas akhir terdahulu yang menjadi tinjauan pustaka penelitian. Beberapa data dari penelitian terdahulu dibutuhkan pula sebagai data pendukung dari penelitian ini.

### **3.2.2 Identifikasi Masalah**

Penelitian ini melakukan simulasi pada proses pemesinan *drill* dengan menambahkan *dynamic vibration absorber* (DVA) guna mereduksi respon getaran yang dihasilkan khususnya saat proses *drilling* berlangsung. Masalah pada penelitian diidentifikasi menjadi dua, yaitu *input* dan *output*. *Input* berupa empat variasi dari rasio geometri benda kerja, dan tiga variasi rasio jarak pusat peletakan DVA dengan lubang *drill* terhadap pencekaman *clamp*. Penelitian dilakukan dengan maksud mendapatkan keadaan khusus ketika pencekaman oleh *clamp* diletakkan pada sisi lebar benda kerja, dimana akan menyebabkan getaran yang tentunya lebih besar dibandingkan pencekaman di sisi panjang. Penelitian ditujukan untuk melihat stabilitas MR-DVA dalam mereduksi getaran untuk geometri benda kerja yang berbeda namun memiliki frekuensi natural yang sama. Diharapkan *output* penelitian berupa respon dari getaran yang tereduksi pada proses *drilling* yang telah dinormalisasi untuk berbagai ukuran dan kondisi namun memiliki frekuensi natural yang sama, serta mengetahui stabilitas dari MR-DVA.

### **3.2.3 Perancangan Skema Penelitian**

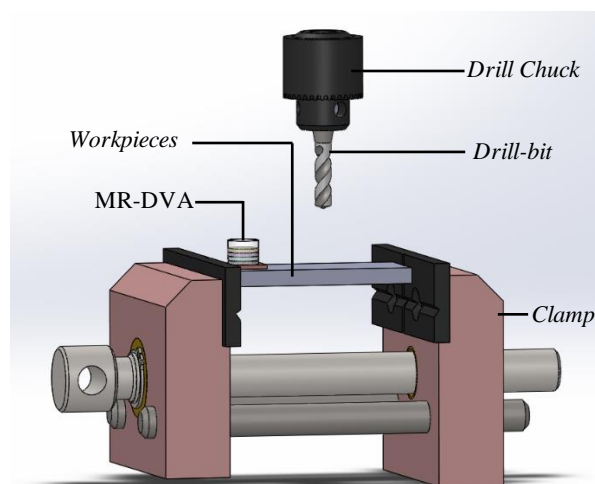
Penelitian ini guna menganalisa respon yang terjadi pada daerah sekitar lubang *drill* di permukaan sistem utama saat proses berlangsung. Sistem terdiri dari benda kerja dan mata bor yang menjadi sumber getaran utama pada saat proses pengeboran berlangsung.

#### **3.2.3.1 Mekanisme Sistem Utama**

Sistem utama penelitian adalah benda kerja dan mata bor. Mata bor akan membuat lubang, sehingga ketika mata bor mengenai benda kerja akan dihasilkan gaya terhadap benda kerja. Benda kerja akan menghasilkan respon getaran berlebih



pula yang kemudian harus diredam. Berikut adalah susunan dari sistem utama penelitian ini dengan letak penambahan MR-DVA sebagai peredam getaran.

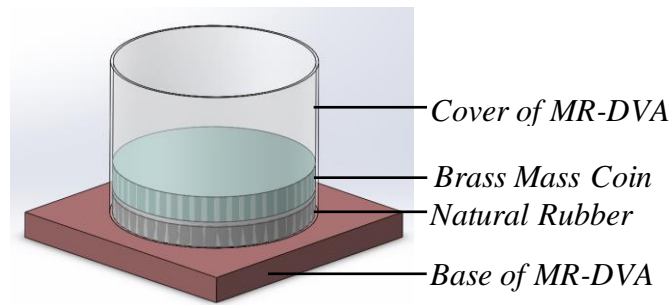


**Gambar 3.4** Skema Susunan Sistem dari Sistem Utama dan MR-DVA Penelitian

Gambar 3.4 di atas merupakan skema penelitian sistem dengan benda kerja yang terpasang pada pencekam *clamp* dan peletakan MR-DVA. Pada gambar, mesin *drill* digambarkan dengan ragum dan *drill chuck* sebagai pencekam dari mata bor tersebut.

### 3.2.3.2 Mekanisme *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA)

*Mass Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA) merupakan peredam yang meredam getaran translasi berlebih untuk arah vertikal sumbu y sistem utama saat proses pengeboran berlangsung. *Dynamic vibration absorber* (DVA) yang digunakan penelitian ini tersusun atas kerangka, massa, dan pegas. Kerangkanya terbuat dari material *acrylic* berbentuk pipih sebagai alas dan silindernya sebagai pembatas gesar *rubber* sebagai pegas kekakuan dan massanya. MR-DVA diletakkan di atas permukaan benda kerja yang akan dilubangi nantinya, sehingga dapat meredam getaran yang bersifat kontinu dari gaya eksitasi oleh mata bor.



**Gambar 3.5** Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA)

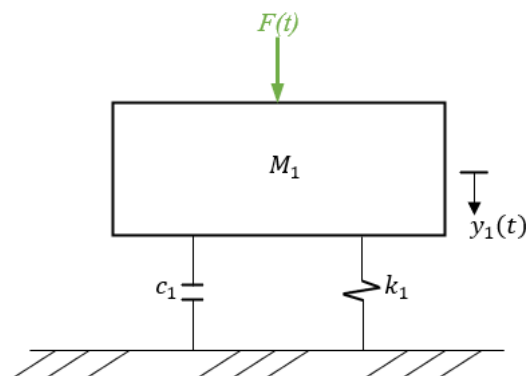
MR-DVA pada gambar 3.5 akan diletakkan pada benda kerja dengan variasi rasio jarak peletakan dari lubang *drill* terhadap jarak *clamp* dari lubang *drill*.

### 3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis dan Penurunan Rumus Persamaan Gerak

Model dinamis sistem dibutuhkan untuk memudahkan pembuatan *free body diagram* (FBD). Dimana skema mekanisme yang dibahas pada subbab sebelumnya, akan menjadi dasar dalam membuat model dinamis dari sistem utama tanpa MR-DVA dan sistem utama dengan penambahan MR-DVA yang akan dibahas pada subbab berikut. Pemodelan dilakukan pada saat proses *drilling* berlangsung, sehingga gaya eksitasi dari mata bor akan dituliskan sebagai gaya resultan  $F(t)$ .

#### 3.2.4.1 Pemodelan Sistem Dinamis Sistem tanpa *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Model dinamis dari sistem utama saat proses *drilling* dengan arah gerak translasi untuk sumbu  $x$  dan  $y$  tanpa penggunaan DVA terdapat pada gambar 3.6.



**Gambar 3.6** Model Dinamis Sistem Utama Proses *Drilling* tanpa Penambahan DVA

Keterangan:

$M_1$  : Massa benda kerja (kg)

$k_1$  : Konstanta kekakuan dari benda kerja arah sumbu y (N/m)

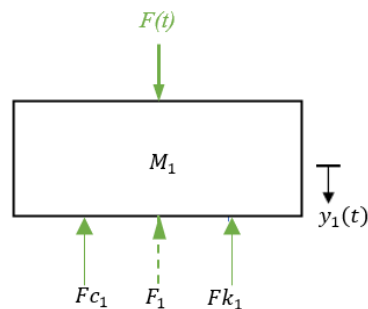
$c_1$  : Konstanta redaman dari benda kerja arah sumbu y (Ns/m)

$y_1(t)$  : Perpindahan arah gerak sumbu y dari benda kerja

$F(t)$  : Gaya eksitasi resultan dari mata bor

### 3.2.4.1.1 Persamaan Gerak Sistem tanpa *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Berdasarkan *Free Body Diagram* (FBD) dari model dinamis sistem utama tanpa DVA pada subbab sebelumnya, maka dapat dirumuskan penurunan persamaan geraknya.



**Gambar 3.7** *Free Body Diagram* Sistem Utama tanpa DVA

Keterangan:

$M_1$  : Massa benda kerja

$F_1$  : Gaya perpindahan  $M_1$

$F(t)$  : Gaya eksitasi resultan dari mata bor

$F_{c_1}$  : Gaya redam dari  $M_1$

$F_{k_1}$  : Gaya pegas dari  $M_1$

$y_1(t)$  : Perpindahan arah sumbu y dari  $M_1$

Dengan besar untuk tiap gaya sebagai berikut:

$$F_1 = M_1 \ddot{y}_1$$

$$F_{c_1} = c_1 \dot{y}_1$$

$$F_{k_1} = k_1 y_1$$

Sehingga didapatkan penurunan rumus persamaan gerak translasi dari massa benda kerja ( $M_1$ ) untuk arah sumbu y berikut:

$$\begin{aligned}
& + \downarrow \sum F = F_1 \\
& F(t) - Fc_1 - Fk_1 = F_1 \\
& F(t) - c_1\dot{y}_1 - k_1y_1 = M_1\ddot{y}_1 \\
& M_1\ddot{y}_1 + c_1\dot{y}_1 + k_1y_1 = F(t)
\end{aligned} \tag{3.1}$$

Dimana getaran pada proses pengeboran diakibatkan oleh gaya translasi (F) kearah sumbu x dan y mengikuti arah ulir mata bor, maka gaya eksitasi dinyatakan sebagai berikut:

$$\vec{F} = F_x + F_y \tag{3.2}$$

Gaya eksitasi yang akan digunakan pada simulasi merupakan gaya sinusoidal berupa:

$$F(t) = F \sin \omega t \tag{3.3}$$

Persamaan gerak pada sistem utama menjadi:

$$m|\ddot{y}| + k|y| + c|\dot{y}| = \vec{F} \sin \omega t \tag{3.4}$$

Ketika gaya eksitasi dari sistem utama dinyatakan sebagai  $F e^{i\omega t}$ , maka perpindahan dari sistem utama dapat menjadi:

$$y_j(t) = Y_j e^{i\omega t} \quad ; j = 1, 2 \tag{3.5}$$

Sehingga persamaan 3.4 menjadi:

$$m|\ddot{y}| + k|y| + c|\dot{y}| = F e^{i\omega t} \tag{3.6}$$

Dimana  $Y_j$  merupakan *complex amplitude* dari sistem utama yaitu benda kerja kearah sumbu y dengan gaya eksitasi mata bor sebagai F. Maka perpindahan dari sistem utama dinyatakan sebagai:

$$\begin{aligned}
y_j &= Y_j e^{i\omega t} \\
\dot{y}_j &= i\omega Y_j e^{i\omega t} \\
\ddot{y}_j &= -\omega^2 Y_j e^{i\omega t}
\end{aligned} \tag{3.7}$$

Substitusikan persamaan gerak resultan 3.3 dengan perasamaa 3.6 kemudian didapatkan *complex steady-state amplitude*

$$\begin{aligned}
M_1(-\omega^2 Y_1 e^{i\omega t}) + c_1(i\omega Y_1 e^{i\omega t}) + k_1(Y_1 e^{i\omega t}) &= F e^{i\omega t} \\
(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + k_1) Y_1 e^{i\omega t} &= F e^{i\omega t} \\
(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + k_1) Y_1 &= F
\end{aligned}$$

$$\frac{Y_1}{F} = \frac{1}{(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + k_1)} \quad (3.8)$$

Kemudian ruas kiri dan kanan dibagi dengan  $k_1$ , serta memisahkan bilangan *real* dan *imaginer*. Maka didapatkan persamaan *steady-statenya* menjadi

$$\frac{Y_1}{F/k_1} = \frac{1}{(-M_1/k_1 \omega^2 + i c_1/k_1 \omega + k_1)} \quad (3.9)$$

Dengan mendefinisikan:

$$\Omega_n = \sqrt{k_1/M_1} : \text{Frekuensi natural dari sistem utama}$$

$$Z = c_1/2M_1\Omega_n : \text{Rasio redaman dari sistem utama}$$

$$Y_{st} = F/k_1 : \text{Defleksi statis}$$

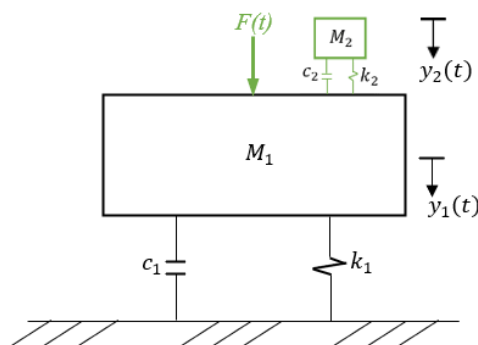
$$|A + Bi| = \sqrt{A^2 + B^2}$$

*Real steady-state* sistem utama tanpa DVA dapat dituliskan sebagai persamaan 3.10.

$$\frac{Y_1}{Y_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) + 1\right]^2 + \left[2Z\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)\right]^2}} \quad (3.10)$$

### 3.2.4.2 Pemodelan Sistem Dinamis Sistem dengan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Model dinamis dari sistem utama saat proses *drilling* arah gerak translasi untuk sumbu y dengan penambahan DVA terdapat pada gambar 3.8



**Gambar 3.8** Model Dinamis Sistem Utama Proses *Drilling* dengan Penambahan DVA

Keterangan:

$M_1$  : Massa benda kerja (kg)

$M_2$  : Massa *dynamic vibration absorber* (kg)

$k_1$  : Konstanta kekakuan dari benda kerja arah sumbu y (N/m)

$k_2$  : Konstanta kekakuan dari *dynamic vibration absorber* arah sumbu y (N/m)

$c_1$  : Konstanta redaman dari benda kerja arah sumbu y (Ns/m)

$c_2$  : Konstanta redaman dari *dynamic vibration absorber* arah sumbu y (Ns/m)

$y_1(t)$  : Perpindahan arah gerak sumbu y dari benda kerja

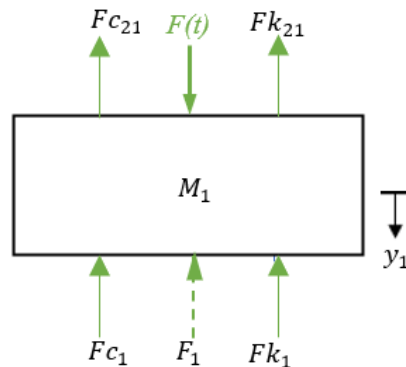
$y_2(t)$  : Perpindahan arah gerak sumbu y dari *dynamic vibration absorber*

$F(t)$  : Gaya eksitasi pada sistem utama (N)

### 3.2.4.2.1 Persamaan Gerak Sistem tanpa *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Berdasarkan *Free Body Diagram* (FBD) dari model dinamis sistem utama dengan penambahan DVA pada subbab sebelumnya, maka dapat dirumuskan penurunan persamaan geraknya untuk arah sumbu y.

#### 1) Massa Benda Kerja ( $M_1$ )



**Gambar 3.9** *Free Body Diagram* Sistem Utama dengan Penambahan DVA

Keterangan:

$M_1$  : Massa benda kerja

$F_1$  : Gaya perpindahan  $M_1$

$F(t)$  : Gaya eksitasi resultan dari mata bor

$Fc_1$  : Gaya redam dari  $M_1$

$Fc_{21}$  : Gaya redam dari  $M_2$  terhadap  $M_1$

$Fk_1$  : Gaya pegas dari  $M_1$

$Fk_{21}$  : Gaya pegas dari  $M_2$  terhadap  $M_1$

$y_1(t)$  : Perpindahan arah sumbu  $y$  dari  $M_1$

Dengan besar tiap gaya untuk  $y_{1(t)} > y_{2(t)}$  sebagai berikut:

$$F_1 = M_1 \ddot{y}_1$$

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

$$Fk_1 = k_1 y_1$$

$$Fc_{21} = c_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)$$

$$Fk_{21} = k_2 (y_1 - y_2)$$

Sehingga didapatkan penurunan rumus persamaan gerak translasi dari massa benda kerja ( $M_1$ ) untuk arah sumbu  $y$  berikut:

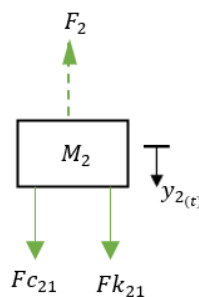
$$+\downarrow \sum F = F_1$$

$$F(t) - Fc_1 - Fk_1 - Fc_{21} - Fk_{21} = M_1 \ddot{y}_1$$

$$F(t) - c_1 \dot{y}_1 - k_1 y_1 - c_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - k_2 (y_1 - y_2) = M_1 \ddot{y}_1$$

$$M_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_2) \dot{y}_1 - c_2 \dot{y}_2 + (k_1 + k_2) y_1 - k_2 y_2 = F(t) \quad (3.11)$$

## 2) Massa Dynamic Vibration Absorber ( $M_2$ )



**Gambar 3.10** Free Body Diagram Massa Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Keterangan:

$M_2$  : Massa dynamic vibration absorber (DVA)

$F_2$  : Gaya perpindahan  $M_2$

$y_2(t)$  : Perpindahan arah sumbu  $y$  dari  $M_2$

$F(t)$  : Gaya eksitasi resultan dari mata bor

$F_{c_{21}}$  : Gaya redam dari  $M_2$  terhadap  $M_1$

$F_{k_{21}}$  : Gaya pegas dari  $M_2$  terhadap  $M_1$

$y_2(t)$  : Perpindahan arah sumbu  $y$  dari  $M_2$

Dengan besar untuk tiap gaya sebagai berikut:

$$F_2 = M_2 \ddot{y}_2$$

$$F_{c_{21}} = c_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2)$$

$$F_{k_{21}} = k_2(y_1 - y_2)$$

Dan persamaan gerak translasi dari DVA ( $M_2$ )

$$+\downarrow \sum F = F_2$$

$$F_{c_{21}} + F_{k_{21}} = M_2 \ddot{y}_2$$

$$c_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_2(y_1 - y_2) = M_2 \ddot{y}_2$$

$$M_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 - c_2 \dot{y}_1 + k_2 y_2 - k_2 y_1 = 0 \quad (3.12)$$

Substitusikan persamaan 3.12 pada massa DVA ( $M_2$ ) dengan perasamaan (3.5–3.7) kemudian didapatkan persamaan 3.13.

$$M_2(-\omega^2 Y_2 e^{i\omega t}) + c_2(i\omega Y_2 e^{i\omega t}) - c_2(i\omega Y_1 e^{i\omega t}) + k_2(Y_2 e^{i\omega t}) - k_2(Y_1 e^{i\omega t}) = 0$$

$$(-M_2 \omega^2 + c_2 i\omega + k_2)(Y_2 e^{i\omega t}) - (c_2 i\omega + k_2)(Y_1 e^{i\omega t}) = 0$$

$$(-M_2 \omega^2 + c_2 i\omega + k_2)Y_2 = (c_2 i\omega + k_2)Y_1$$

$$Y_2 = \frac{(c_2 i\omega + k_2)}{(-M_2 \omega^2 + c_2 i\omega + k_2)} Y_1 \quad (3.13)$$

Maka kini persamaan (3.11) dan (3.13) dapat disubstitusikan kedalam persamaan (3.5–3.7) yang kemudia didapatkan *complex steady-state amplitude* dari benda kerja ( $M_1$ ) dengan penambahan DVA ( $M_2$ ) pada gambar 3.9.

$$[(-M_1 \omega^2 + c_1 i\omega + c_2 i\omega + k_1 + k_2)Y_1 - (c_2 i\omega + k_2)Y_2] e^{i\omega t} = F e^{i\omega t}$$

$$(-M_1 \omega^2 + c_1 i\omega + c_2 i\omega + k_1 + k_2)Y_1 - (c_2 i\omega + k_2) \left[ \frac{(c_2 i\omega + k_2)}{(-M_2 \omega^2 + c_2 i\omega + k_2)} \right] Y_1 = F$$



$$\left[ \begin{array}{c} \frac{(-M_1\omega^2 + c_1i\omega + c_2i\omega + k_1 + k_2)(-M_2\omega^2 + c_2i\omega + k_2)}{(-M_2\omega^2 + c_2i\omega + k_2)} \\ - \frac{(-c_2^2\omega^2 + 2ic_2\omega k_2 + k_2^2)}{(-M_2\omega^2 + c_2i\omega + k_2)} \\ (-M_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2) \end{array} \right] Y_1 = F$$

$$\frac{[M_1M_2\omega^4 - (M_1k_2 + M_2k_1 + M_2k_2 - c_1c_2)\omega^2 + k_1k_2]}{(-M_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)} + \frac{(-M_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}{i[(-M_1c_2 - M_2c_1 - M_2c_2)\omega^2 + (c_1k_2 + c_2k_1)\omega]} = \frac{Y_1}{F} \quad (3.14)$$

Kemudian membagi kedua ruas persamaan diatas dengan  $k_1$  menjadi persamaan 3.15.

$$\frac{(-M_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}{[\frac{M_1M_2\omega^4}{k_1} - (\frac{M_1k_2}{k_1} + M_2 + \frac{M_2k_2}{k_1} - \frac{c_1c_2}{k_1})\omega^2 + k_2]} + \frac{(-M_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}{i[(-\frac{M_1c_2}{k_1} - \frac{M_2c_1}{k_1} - \frac{M_2c_2}{k_1})\omega^2 + (\frac{c_1k_2}{k_1} + c_2)\omega]} = \frac{Y_1}{\frac{F}{k_1}} \quad (3.15)$$

Kemudian untuk ruas kiri akan dibagi dengan  $\frac{k_2}{k_2}$ , sehingga menjadi persamaan 3.16.

$$\frac{(1 - \frac{M_2\omega^2}{k_2} + \frac{ic_2\omega}{k_2})}{[\frac{M_1M_2\omega^4}{k_1k_2} - (\frac{M_1}{k_1} + M_2 + \frac{M_2}{k_1} - \frac{c_1c_2}{k_1k_2})\omega^2 + k_2]} + \frac{(1 - \frac{M_2\omega^2}{k_2} + \frac{ic_2\omega}{k_2})}{i[(-\frac{M_1c_2}{k_1k_2} - \frac{M_2c_1}{k_1k_2} - \frac{M_2c_2}{k_1k_2})\omega^2 + (\frac{c_1k_2 + c_2k_1}{k_1k_2})\omega]} = \frac{Y_1}{\frac{F}{k_1}} \quad (3.16)$$

Dengan mendefinisikan:

$$\Omega_n = \sqrt{k_1/M_1} : \text{Frekuensi natural dari sistem utama}$$

$$\omega_n = \sqrt{k_2/M_2} : \text{Frekuensi natural dari Dynamic Vibration Absorber (DVA)}$$

$$\mu = M_1/M_2 : \text{Rasio massa dari DVA dan sistem utama}$$

$$Z = c_1/2M_1\Omega_n : \text{Rasio redaman dari sistem utama}$$

$$\zeta = c_2/2M_2\omega_n : \text{Rasio peredaman dari Dynamic Vibration Absorber (DVA)}$$

Dimana:

$$\begin{aligned}
A &= 1 - \left(\frac{M_2}{k_2}\right)\omega^2 \\
&= 1 - \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 \\
B &= \left(\frac{c_2}{k_2}\right)\omega \\
&= 2\zeta\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \\
C &= \left(\frac{M_1M_2}{k_1k_2}\right)\omega^4 - \left(\frac{M_1}{k_1} + \frac{M_2}{k_2} + \frac{M_2}{k_1} - \frac{c_1c_2}{k_1k_2}\right)\omega^2 + 1 \\
&= \left(\frac{1}{\Omega_n\omega_n}\right)^2\omega^4 - \left(\frac{1}{\Omega_n^2} + \frac{1}{\omega_n^2} + \frac{\mu}{\Omega_n^2} - \frac{2ZM_1\Omega_n2\zeta M_2\omega_n}{k_1k_2}\right)\omega^2 + 1 \\
&= \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^4 - \left(1 + \frac{\Omega_n^2}{\omega_n^2} + \mu + 4Z\zeta\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2\right)\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1 \\
D &= -\left(\frac{M_1c_2}{k_1k_2} + \frac{M_2c_1}{k_1k_2} + \frac{M_2c_2}{k_1k_2}\right)\omega^2 + \left(\frac{c_1k_2 + c_2k_1}{k_1k_2}\right)\omega \\
&= -\left[\left(\frac{M_1}{k_1} + \frac{M_2c_1}{k_1k_2} + \frac{M_2}{k_1}\right)\omega^2 + \left(\frac{c_1k_2}{c_2k_1} + 1\right)\right]\left(\frac{c_2}{k_2}\right)\omega \\
&= -\left[\left(\frac{1}{\Omega_n^2} + \frac{Z}{\zeta\Omega_n\omega_n} + \frac{\mu}{\Omega_n^2}\right)\omega^2 + \left(\frac{Z\omega_n}{\zeta\Omega_n} + 1\right)\right]\left(\frac{c_2}{k_2}\right)\omega \\
&= -\left(1 + \frac{Z}{\zeta}\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) + \mu\right)\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + \left(\frac{Z}{\zeta}\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) + 1\right)\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)
\end{aligned}$$

Maka persamaan *real steady-state* dapat dituliskan sebagai persamaan 3.17.

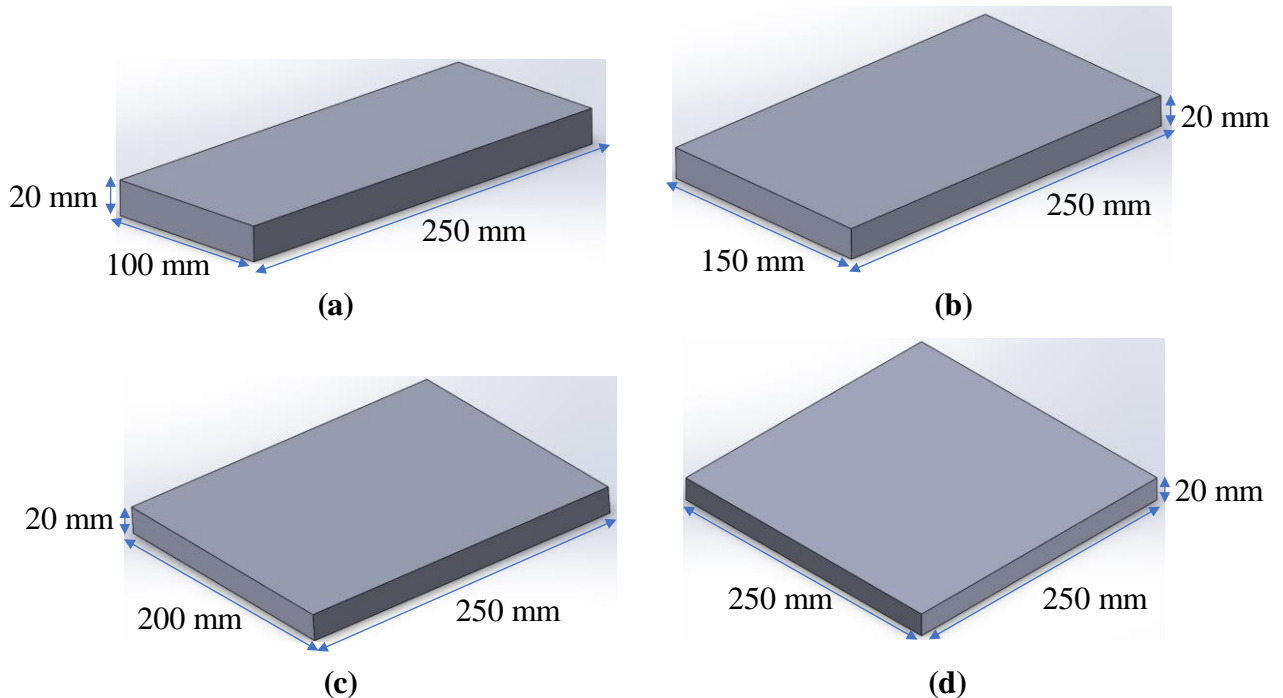
$$\frac{Y_1}{Y_{st}} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \quad (3.17)$$

### 3.2.5 Perancangan Desain

Pada penelitian ini terdapat sistem yang terdiri dari sistem utama dan *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA) dengan desain sedemikian rupa. Sistem utama dan MR-DVA akan disimulasikan terlebih dahulu sehingga dapat dibuat prototipenya dengan detail komponen sebagai berikut.

### 3.2.5.1 Sistem Utama

Sistem utama pada penelitian ini merupakan benda kerja dengan material aluminium alloy 7075-T6. Massa jenis aluminium alloy 7075-T6 sebesar  $2810 \text{ kg/m}^3$  dengan *modulus young* sebesar 69-72 GPa, dimana pada penelitian ini *modulus young* yang digunakan adalah sebesar 72 GPa. Material ini banyak dijumpai untuk proses pemesinan karena harganya yang murah. Pada penelitian ini benda kerja memiliki ketebalan 20 mm, sedangkan untuk geometri panjang dan lebarnya divariasikan dengan rasio  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ , dan  $\frac{5}{5}$ . Sehingga didapatkan desain geometri untuk variasi rasio ukuran benda kerja seperti pada gambar 3.9.



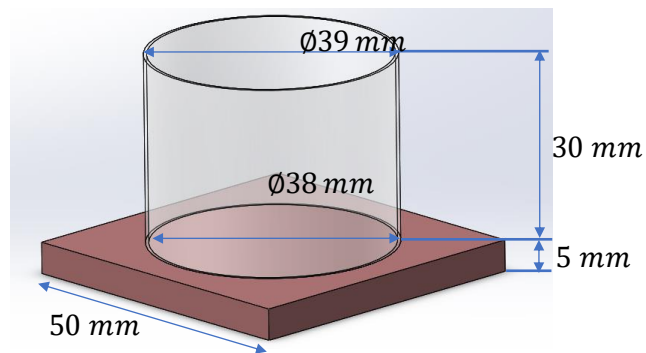
**Gambar 3.11** Ukuran  $\frac{2}{5}$  (a),  $\frac{3}{5}$  (b),  $\frac{4}{5}$  (c), dan  $\frac{5}{5}$  (d) dari Benda Kerja

### 3.2.5.2 Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA)

*Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA) pada penelitian berguna untuk meredam getaran yang berlebih saat proses *drilling* berlangsung. MR-DVA tersusun atas kerangka badan, koin besi sebagai massa, dan *rubber* sebagai kekakuan pegas.

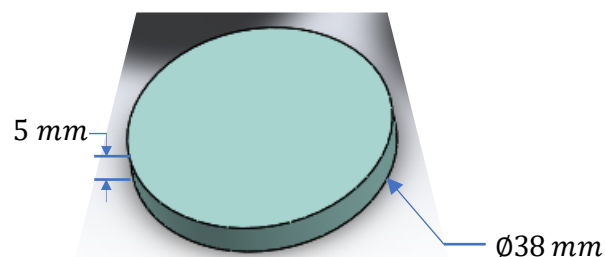
Kerangka badan, MR-DVA akan diletakkan diatas benda kerja sehingga diperlukan kerangka badan untuk membatasi gerak dari *rubber* maupun koin besi yang bergetar. Kerangka dari badan MR-DVA dibuat dengan material *acrylic*.

Pemilihan material *acrylic* dikarenakan material ini ringan dengan massa jenis  $1200 \text{ kg/m}^3$ , sehingga massa kerangka dapat diabaikan untuk analisa maupun perhitungan MR-DVA pada sistem. Kerangka badan didesain dengan dimensi alas  $50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$ . Sedangkan selongsongnya yang menjadi pembatas gerak dari koin massa berdiameter luar dan dalam berturut-turut  $39 \text{ mm}$  dan  $38 \text{ mm}$  dengan tinggi  $30 \text{ mm}$ . Sebagaimana tertera pada gambar 3.12.



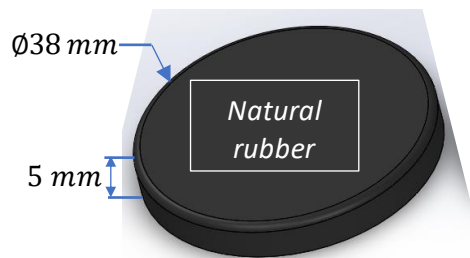
**Gambar 3.12** Kerangka Badan dari DVA

Koin massa, massa untuk DVA idealnya terbuat dari material *high-density cemented carbide* sehingga massa absorber akan besar. Kemudian, MR-DVA pada penelitian ini membutuhkan massa yang lebih berat dibandingkan tipikal material besi lainnya dikarenakan penyederhanaan dimensi geometri dari MR-DVA pada penelitian sebelumnya. *Brass* merupakan material logam yang mudah di *machining* dan memiliki harga yang murah. Massa jenisnya sebesar  $8,73 \text{ g/cm}^3$ , dengan diameter  $38 \text{ mm}$  dan tebal  $5 \text{ mm}$ . Pendesainan koin massa digunakan sebagai representasi rasio massa. Yang mana koin memiliki berat yang sama dari  $1/20$  massa ekuivalen sistem utama yaitu  $0,05 \text{ kg}$ .



**Gambar 3.13** Koin Massa MR-DVA

*Rubber*, pemilihan karet pada penelitian ini bertujuan sebagai kekakuan pegas dari DVA. Material dari *rubber* yang digunakan adalah *natural rubber*. Dimana pemilihan material ini diambil dari penelitian terdahulu yang telah melalui metode *trial and error* sehingga didapatkan dimensi yang sesuai terhadap frekuensi natural operasional yaitu *chatter frequency* dari parameter pemotongan terpilih. Dimensi *natural rubber* adalah diameter 38 mm dan tebal 5 mm sebagaimana pada gambar 3.12.



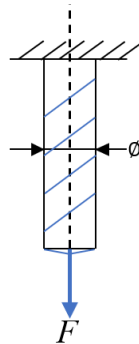
**Gambar 3.14** *Natural Rubber*

### 3.2.6 Perancangan Parameter

Dalam melakukan penelitian ini tentunya dibutuhkan parameter data pendukung. Parameter tersebut diantaranya yaitu massa, konstanta kekakuan, dan konstanta redaman dari sistem utama maupun *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA) yang akan digunakan. Perancangan desain penelitian ini menggunakan *software SOLIDWORK*.

#### 3.2.6.1 *Cutting Parameter*

Gaya eksitasi pada proses pengeboran akan didapatkan melalui mata bor yang menyentuh benda kerja dengan besaran gaya tertentu. Gaya tersebut merupakan *cutting parameter* dari penelitian.



**Gambar 3.15** *Free Body Diagram Mata Bor*

Berdasarkan spesifikasi material M2-HSS (*high speed steel*) dengan massa jenis  $8138 \text{ kg/m}^3$ , volum dan massa mata bor memiliki *modulus elastisitas* sebesar  $30 \times 10^6 \text{ Psi}$  atau  $2,06843 \times 10^{11} \text{ Pa}$ . Sehingga konstanta kekakuan dari mata bor dengan asumsi geometri berupa silinder pejal seperti gambar 3.14 akan didapatkan dari persamaan 3.18.

$$k = \frac{AE}{l} \quad (3.18)$$



**Gambar 3.16** Mata Bor

Material yang digunakan untuk mata bor pada penelitian ini adalah M2-HSS (*high speed steel*). Serta panjang mata bor seperti ditunjukkan pada gambar 3.14 yaitu sebesar 119 mm. Sedangkan untuk massa jenis dari material ini adalah  $8138 \text{ kg/m}^3$ . Untuk perhitungan massa dari mata bor dapat ditentukan dari perhitungan volum yang diasumsikan dengan silinder pejal terlebih dahulu dengan rumus 3.19.

$$V = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot t \quad (m^3) \quad (3.19)$$

Sehingga akan didapatkan parameter dari variasi mata bor berupa konstanta kekakuan, massa dan volume pada tabel 3.1.

**Tabel 3.1** Parameter Mata Bor

Diameter Mata Bor (mm)	Konstanta Kekakuan (N/m)	Volum ( $m^3$ )	Massa (Kg)
8	87405445,378	$5,984 \times 10^{-6}$	0,0486697792

Proses *drilling* pada penelitian merupakan gaya eksitasi sinusoidal  $F \sin \omega t$  terhadap sistem. Frekuensi operasional atau frekuensi dari *chatter* sebesar 1100 Hz dengan kecepatan putaran mesin sebesar 441 rpm, kecepatan makan 0,13 mm/rev dan *cutting speeds* sebesar 100 m/min. *Cutting parameter* yang dipilih berasal dari penelitian terdahulu yang disesuaikan dengan kemampuan mesin di Laboratorium Departemen Teknik Mesin. Eksitasi sudut  $\omega t$  tersebut akan diwakilkan dengan besar frekuensi operational. Adapun beberapa gaya lain yang dibutuhkan yaitu, *material removal rate* (MRR), daya, torsi, dan gaya dari mata bornya. Gaya-gaya tersebut akan didapatkan dari persamaan 3.20.

$$\text{Material Removal Rate (MRR)} = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) f \cdot N \quad (\text{mm}^3/\text{min}) \quad (3.20)$$

Keterangan:

D : Diameter dari mata bor (mm)

f : Kecepatan pemakanan ( $\text{mm}/\text{rev}$ )

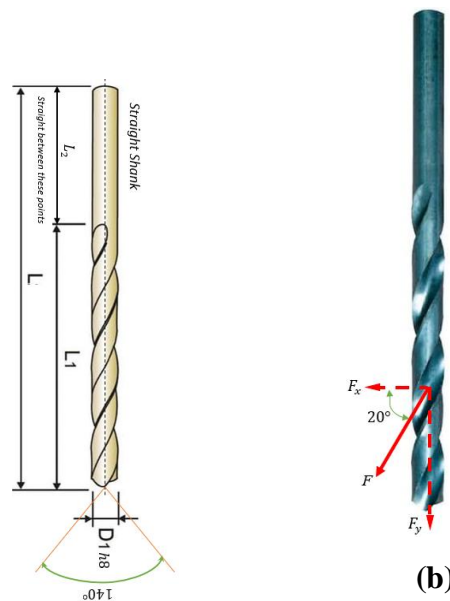
N : Kecepatan dari putaran mesin ( $\text{rev}/\text{min}$ )

Kemudian untuk menghitung besar daya yang dihasilkan saat proses *drilling* didapatkan dari persamaan 3.21.

$$\text{Daya (P)} = \text{Specific Energy} \times \text{MRR} \quad (\text{Watt}) \quad (3.21)$$

*Specific energy* merupakan nilai energi berdasarkan jenis material yang dapat diketahui dari Tabel 2.1 pada Bab Dasar Teori. Daya tersebut didapatkan dari hasil torsi putaran mata bor mesin. Maka torsi tersebut didapatkan dari persamaan 3.22.

$$\text{Torsi (T)} = \frac{P}{N} \quad (\text{N.m}) \quad (3.22)$$



**Gambar 3.17** Mata Bor *Straight Shank* (a) dan Arah Gaya Eksitasi dari Mata Bor (b)

Gambar 3.15 merupakan gaya dari mata bor sesuai dengan arah ulir mata bor tipe *straight shank* yang disimulasikan. Sehingga gaya dari mata bor didapatkan dengan persamaan:

$$T = F \cos(\theta) \cdot r \quad (Nm) \quad (3.23)$$

Dari perhitungan di atas akan didapatkan besar gaya eksitasi untuk sebagai *cutting parameter* mata bor pada tabel 3.2.

**Tabel 3.2** *Cutting Parameter*, Gaya dan Frekuensi Eksitasi Pemesinan

$\varnothing$ Mata Bor (mm)	<i>MRR</i> ( $\text{mm}^3/\text{min}$ )	Daya (Watt)	Torsi (Nm)	Gaya (N)	Gaya Sumbu x (N)	Gaya Sumbu y (N)
8	2880,26	48,01	1,04	276,67	259,98	94,62

### 3.2.6.2 Parameter Sistem Utama

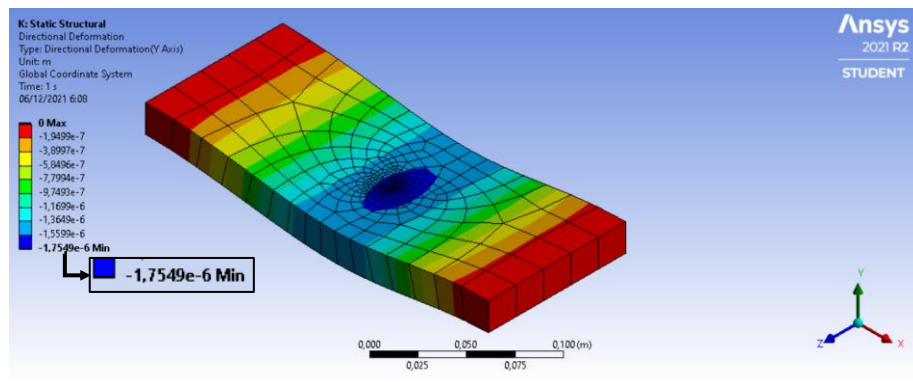
Perancangan *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA) penelitian ini membutuhkan beberapa parameter komponen sistem. Parameter tersebut diawali dengan mencari konstanta kekakuan ekuivalen dan massa ekuivalen dari benda kerja, kemudian guna mendapatkan parameter dari MR-DVA. Hal tersebut didapatkan dari simulasi menggunakan *ANSYS 2021 R20 Student Version*



*Workbench* analisa *Modal* dan *Static Structural*. Parameter ekuivalen tadi merupakan parameter sesungguhnya dimana didapatkan seperti simulasi berikut.

- Konstanta Kekakuan Ekuivalen Benda Kerja ( $k_1$ )

Analisa *Static Structural* digunakan untuk mendapatkan konstanta kekakuan ekuivalen dari benda kerja. *Boundary condition* dari simulasi merupakan *fixed support* pada kedua sisi pendek benda kerja sebagai representasi dari pencekaman oleh *clamp* sepanjang 196 mm. Kemudian, pada lubang diberikan *force* sebesar 94,62 N kearah sumbu -y dan 259,98 N kearah sumbu x. Maka keluaran dari analisa tersebut berupa deformasi benda kerja rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  arah sumbu y sebagai contoh perhitungan dan analisa seperti pada gambar 3.16.



**Gambar 3.18** Hasil Simulasi Benda Kerja dengan Defleksi Statis Arah Sumbu-y

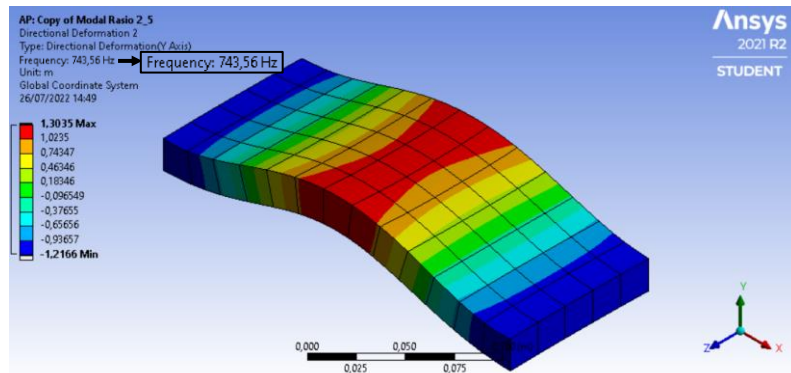
Dapat diketahui dari gambar di atas bahwa besar deformasi minimum benda kerja adalah 0,00000175 mm. Maka konstanta kekakuan benda kerja ( $k_1$ ) adalah 55700000 N/m berdasarkan persamaan:

$$K = \frac{F_y}{\Delta y} \quad (3.24)$$

- Massa Ekuivalen Benda Kerja ( $M_1$ )

Masa ekuivalen dari benda kerja dibutuhkan untuk menentukan parameter dalam merancang MR-DVA. Kemudian, massa ekuivalen sebagai validasi kesesuaian massa yang telah dirancang serta frekuensi natural benda kerja akan didapatkan dari analisa *Modal* pada *ANSYS Workbench* pada gambar 3.16. Perhitungan massa ekuivalen pada penelitian

akan meninjau bagian sekitar lubang *drill*. Hal tersebut disebabkan fokus dari penelitian pada reduksi *chatter* dimana reduksi tersebut berada di daerah lubang, *Boundary condition* dari analisa *modal* ialah *fixed support* sebagai pengekaman oleh *clamp* sehingga didapatkan hasil simulasi seperti gambar 3.19.



**Gambar 3.19** Hasil Simulasi untuk Frekuensi Natural Sistem Utama

Frekuensi natural yang digunakan pada hasil deformasi pada gambar 3.17 adalah frekuensi natural pada mode 1 sebesar 743,56 Hz atau setara dengan 4669,5568 rad/s. Hal ini dikarenakan frekuensi natural pada mode yang memiliki nilai yang paling mendekati dengan frekuensi operasi dari mesin *drill*. *Properties* massa benda kerja dari simulasi berasal dari perkalian densitas material dengan volume. Namun massa tersebut kurang efektif untuk analisa pada penelitian ini karena tidak sesuai dengan kondisi sesungguhnya saat pengeboran. Maka diperlukan perhitungan massa ekuivalen dengan menggunakan rumus 3.25.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{M_1}} \quad (3.25)$$

Sehingga didapatkan massa ekuivalen dari benda kerja adalah 0,25 kg.

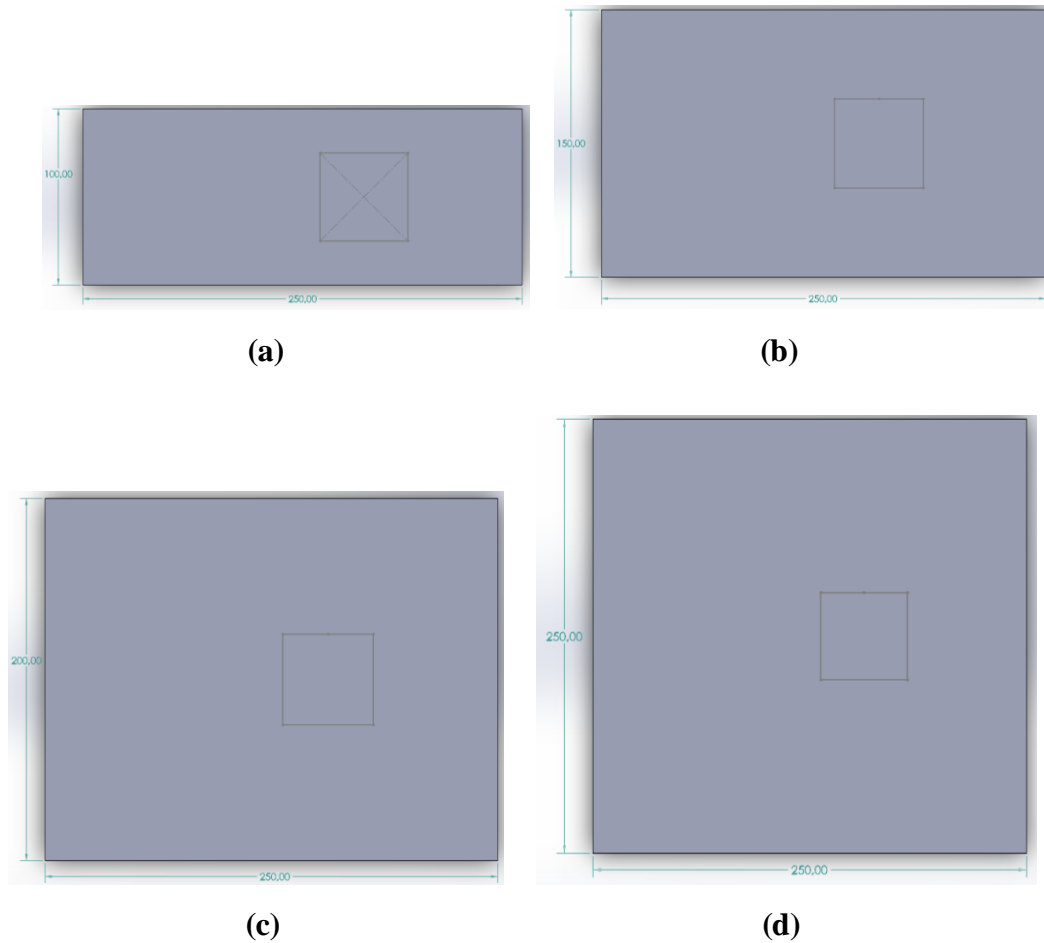
- Konstanta Redaman Benda Kerja ( $c_1$ )

Konstanta redaman dari sistem utama didapatkan dari *viscous damping ratio* ( $\zeta_1$ ) pada katalog *damping properties* untuk material aluminium alloy 7075-T6 sebesar 0,006. Maka didapatkan konstanta redaman sistem utama, benda kerja, dengan persamaan 3.26.

$$c_1 = 2 \zeta_1 \sqrt{M_1 k_1} \quad (3.26)$$

Didapatkan konstanta redaman sistem utama 1,43 Ns/m.

Sehingga didapatkan nilai-nilai parameter untuk keempat variasi rasio geometri sistem utama penelitian dengan frekuensi natural yang sama seperti pada gambar 3.18.



**Gambar 3.20** Rasio Ukuran  $\frac{2}{5}$  (a),  $\frac{3}{5}$  (b),  $\frac{4}{5}$  (c), dan  $\frac{5}{5}$  (d) dari Benda Kerja

Berikut merupakan nilai parameter dari benda kerja dengan 4 variasi rasio geometri benda kerja dengan kesamaan frekuensi natural seperti pada gambar 3.19.

**Tabel 3.3** Parameter Sistem Utama

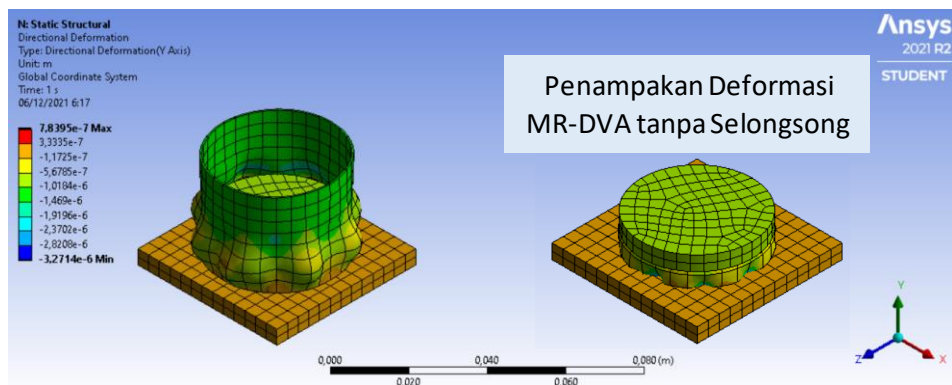
Rasio Geometri Benda Kerja	$k_1$ (N/m)	$M_1$ (kg)	$c_1$ (Ns/m)	$\omega_{n1}$ (Hz)	$\zeta_1$
2/5	$5,57 \times 10^6$	0,25	1,43	743,56	0,006
3/5	$6,25 \times 10^6$	0,28	1,58	750,67	0,006
4/5	$8,32 \times 10^6$	0,83	2,10	755,25	0,006
5/5	$8,85 \times 10^6$	0,88	2,23	758,12	0,006

### 3.2.6.3 Parameter *Mass- Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA)

Guna merancang *mass-rubber dynamic vibration absorber* (MR-DVA) dibutuhkan parameter komponen sebagai berikut.

- Konstanta Kekakuan Ekuivalen *Dynamic Vibration Absorber* ( $k_2$ )

Konstanta kekakuan ekuivalen MR-DVA, rancangan dimensi, dan material yang digunakan akan dicari dan ditentukan dengan sedemikian rupa agar frekuensi natural dari MR-DVA dapat mendekati frekuensi *chatter*. Simulasi yang digunakan merupakan analisa *static structural* pada *software ANSYS Workbench* dengan *boundary condition* berupa *fixed support* dan standar gravitasi bumi pada MR-DVA. MR-DVA terdiri atas karet sebagai kekakuan pegas dan massa dari koin besi. Sehingga beban dari koin besi yaitu massa koin besi  $\times$  standar gravitasi bumi =  $0,098 \text{ Kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 0,9604 \text{ N}$ . Massa didapatkan melalui menu *properties* simulasi seperti gambar 3.19 dan 3.20 untuk rasio massa 1/20.



**Gambar 3.21** Deformasi Statis *Natural Rubber*

Dari hasil simulasi deformasi pada kedua gambar diatas, didapatkan konstanta kekakuan ekuivalen untuk penggunaan masing-masing karet untuk rasio massa 1/20 sebagai berikut:

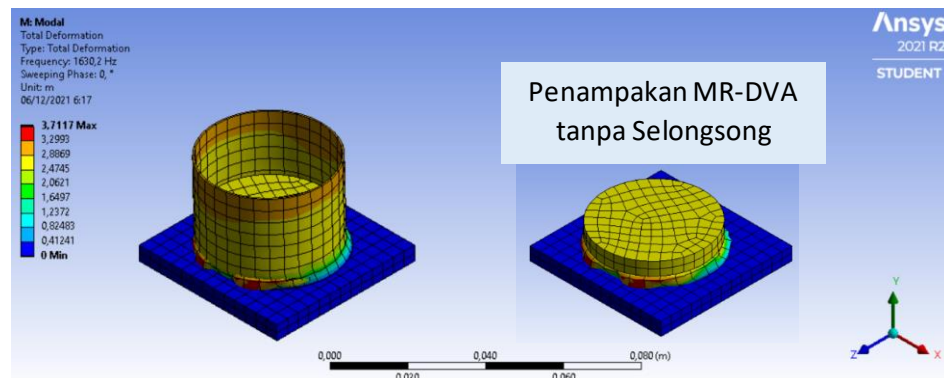
$$k_{2 \text{ natural}} = W / \delta_{st}$$

$$k_{2 \text{ natural}} = 0,9604 / 0,0000032714$$

$$k_{2 \text{ natural}} = 148357,1621 \text{ N/m}$$

- Massa Ekuivalen *Dynamic Vibration Absorber* ( $M_2$ )

Guna mendapatkan massa ekuivalen MR-DVA dilakukan pengolahan data analisa deformasi pada *ANSYS Workbench – Static structural* sebelumnya. Massa ekuivalen dari MR-DVA ini dibutuhkan untuk menentukan karet maupun massa dari MR-DVA yang dibutuhkan agar frekuensi MR-DVA dapat berkerja pada frekuensi natural sistem utama.



**Gambar 3.22** Simulasi *Modal* MR-DVA dengan *Natural Rubber*

Simulasi *Modal* di atas menyatakan frekuensi natural MR-DVA dengan rasio massa  $1/20$  untuk karet *Natural* adalah 1630,2 Hz setara dengan 10237,7 rad/s. Sehingga, massa ekuivalen MR-DVA adalah sebagai berikut:

$$M_{2\ natural} = k_{2\ natural} / \omega_n^2$$

$$M_{2\ natural} = 148357,1621 / (10237,7)^2$$

$$M_{2\ natural} = 0,00142\ kg$$

- Konstanta Redaman *Dynamic Vibration Absorber* ( $c_2$ )

*Damping* rasio untuk kedua karet yang digunakan sebagai kekakuan DVA adalah sebesar 0,02 berdasarkan penelitian terdahulu yang digunakan sebagai acuan penelitian ini. Perhitungan untuk konstanta redaman DVA adalah sebagai berikut:

$$c_{2\ natural} = 2\zeta_{\ natural} \sqrt{M_{2\ natural} \times k_{2\ natural}}$$

$$c_{2\ natural} = 2 \times 0,02 \sqrt{0,00142 \times 148357,1621}$$

$$c_{2\ natural} = 0,57965\ Ns/m$$

Sehingga didapatkan nilai parameter untuk *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* penelitian pada Table 3.4.

**Tabel 3.4** Parameter *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber*

Parameter	Rasio Massa	$k_2$ (N/m)	$M_2$ (Kg)	$c_2$ (Ns/m)	$\omega_{n2}$ (Hz)	$\zeta_2$
<i>Natural Rubber</i>	1/20	148357,1621	0,00142	0,57965	1630,2	0,02

### 3.2.7 Simulasi Penelitian

Setelah pemodelan sistem, perancangan desain maupun parameter dari sistem utama dan *mass-rubber dynamic vibration absorber* (MR-DVA) dilakukan, maka memasuki tahapan berikutnya yaitu simulasi. Simulasi dilakukan guna mendapatkan respon reduksi getaran dan *Frequency Response Diagram* dengan

analisa *Modal* dan *Harmonic Response* pada software *ANSYS 2021 R20 Student Ver. Workbench*. Adapun tahapan dari simulasi penelitian sebagai berikut:

### 3.2.7.1 Engineering Data

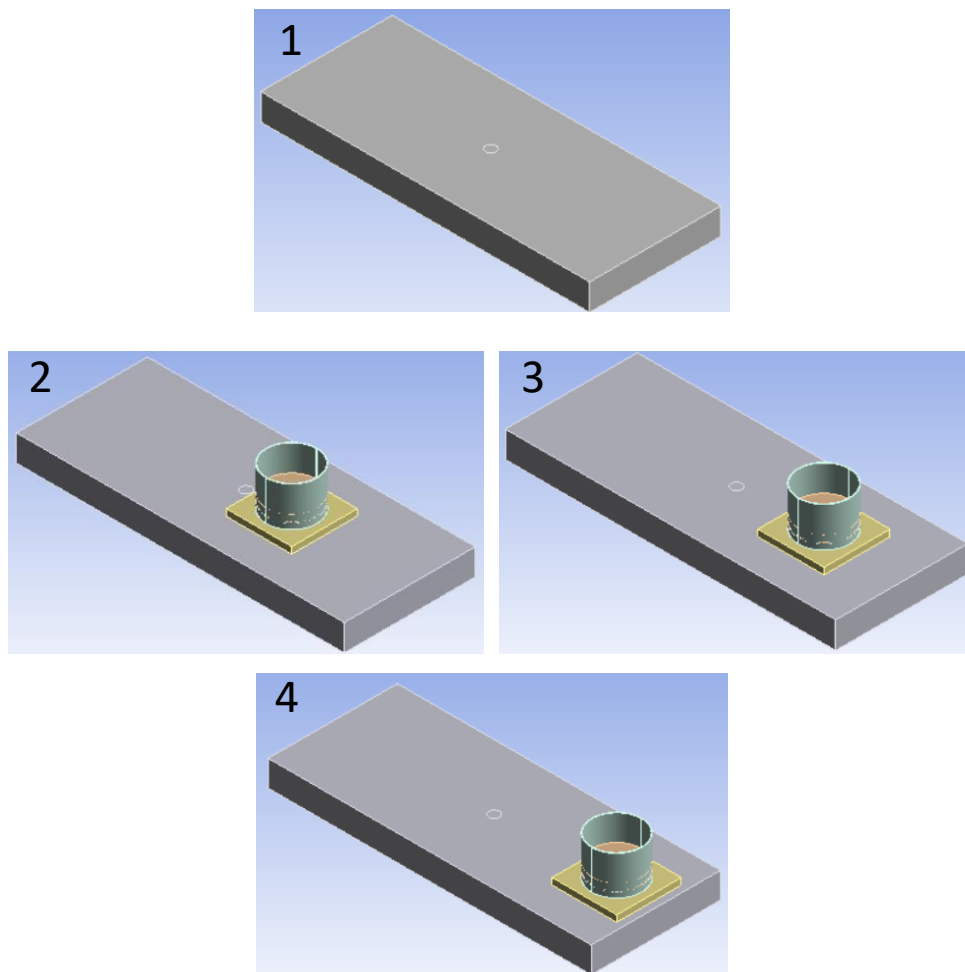
Material dan *properties* yang digunakan pada penelitian akan diinput secara manual melalui *Engineering Data*.

**Tabel 3.5** *Properties* dari Material

<i>Mechanical Properties</i>	<b>Benda Kerja</b>	<b>Kerangka DVA</b>	<b>Massa DVA</b>	<b>Karet DVA</b>
<i>Material</i>	Aluminium (Al) 7075-T6	<i>Acrylic</i>	<i>Brass</i>	<i>Natural Rubber</i>
<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	2810	1200	8730	920
<i>Young Modulus (GPa)</i>	72	3	120	0,0015
<i>Poissons Ratio</i>	0,33	0,35	0,35	0,49
<i>Bulk Modulus (GPa)</i>	70,58	3,34	133	0,025
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	27,07	1,11	44	0,0005
<i>Damping Ratio</i>	0,0004	0,0565	0,005	0,02

### 3.2.7.2 Geometry

Geometri yang akan disimulasikan terbagi atas 2 yaitu benda kerja tanpa penambahan MR-DVA dan benda kerja dengan penambahan MR-DVA dengan geometri benda kerja untuk tiap 3 variasi rasio peletakan MR-DVA terhadap lubang *drill*. Berikut merupakan desain geometri penelitian yang akan disimulasikan.



**Gambar 3.23** Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA dan 3 Variasi Rasio Peletakan MR-DVA

Keterangan:

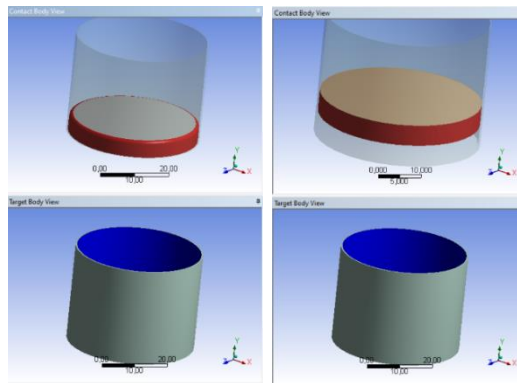
1. Sistem utama tanpa penambahan MR-DVA
2. Sistem utama dengan variasi rasio jarak peletakan MR- DVA  $\frac{1}{4}$
3. Sistem utama dengan variasi rasio jarak peletakan MR- DVA  $\frac{2}{4}$
4. Sistem utama dengan variasi rasio jarak peletakan MR- DVA  $\frac{3}{4}$

### 3.2.7.3 Connection

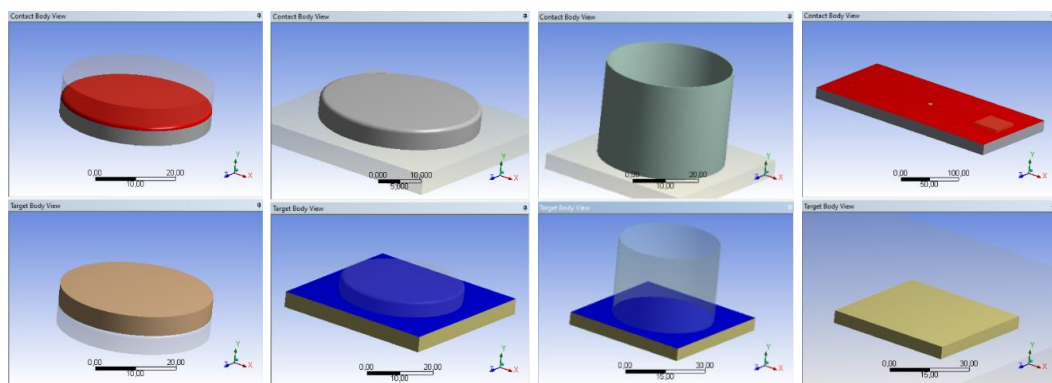
Pada penelitian ini *connection* yang digunakan sebanyak 2 jenis *connection*, yaitu *frictional*, dan *bounded*. *Bounded connection* memiliki batasan gerak ke arah tangensial maupun normal. Kemudian, *connection* jenis *bounded* diaplikasikan untuk sambungan metal dan metal serta *acrylic* dengan *acrylic* dan pada sambungan



antara benda kerja terhadap alas MR-DVA. Sedangkan *connection* jenis *frictional* diaplikasikan untuk sambungan antar komponen yang saling bersinggungan atau bergesekan. Pengaplikasian *connection* pada sistem seperti gambar 3.22.



(a)



(b)

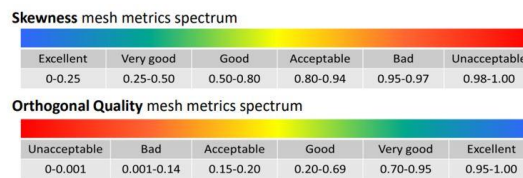
**Gambar 3.24** *Frcitional Connection* (a) dan *Bounded Connection* (b) pada Desain Penelitian

Pada gambar 3.24a, besar koefisien gesek untuk *frictional connection* pada koin massa *brass* terhadap gerak di dalam selongsong *acrylic* bernilai 0,002. Sedangkan untuk karet yang bersinggungan dengan selongsong *acrylic* koefisien geseknya sebesar 0,04.

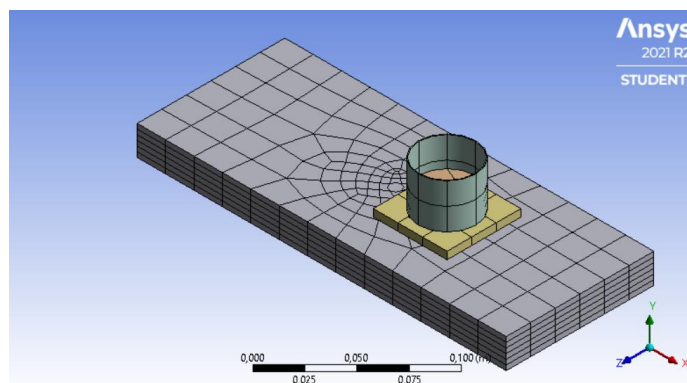
#### 3.2.7.4 Mesh

*Mesh* adalah metode *finite element* yang digunakan sebagai pendekatan dari wujud asli benda. *Mesh* pada penelitian ini menggunakan 3 metode *meshing*, yaitu *face meshing*, *multizone* dan *automatic method*. Metode *automatic* digunakan pada geometri berbentuk kubus pipih dengan besar *element size* 20 mm. Kemudian

metode *multizone* digunakan untuk geometri yang memiliki bentuk cenderung silindris seperti, *rubber*, selongsong MR-DVA, dam koin massa besi. Namun, pada permukaan yang menjadi titik lubang tempat pemberian gaya eksitasi dilakukan *face split* seluas lingkaran dengan jari-jari 8 mm. Sedangkan metode *face meshing* diaplikasikan pada permukaan benda kerja yang terdapat lubang *drill*. Dimana *inflation* adalah metode *mesh* dengan prinsip membentuk lembaran *mesh* agar memperhalus hasil dari simulasi dengan gerakan dinamis. Terdapat 27054 *nodes* dan 22273 *elements* untuk *geometry* sistem utama dengan penambahan MR-DVA. Didapatkan *element quality* minimum, maximum, dan *average* untuk *mesh metric orthogonal* dan *skewness* seperti pada gambar 3.26b. Yang mana telah memasuki kategori *Excellent* pada kedua parameter *mesh metric spectrum* pada gambar 3.23.



Gambar 3.25 *Skewness* dan *Orthogonal Mesh Metric Spectrum*



(a)

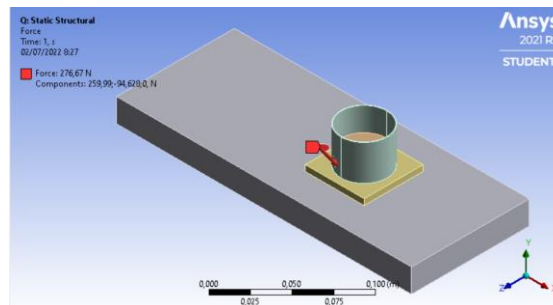
Details of "Mesh"		Details of "Mesh"	
<b>Sizing</b>		<b>Quality</b>	
Check Mesh Quality	Yes, Errors	Check Mesh Quality	Yes, Errors
Target Skewness	Default (0.900000)	Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	Medium	Smoothing	Medium
Mesh Metric	Skewness	Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	4,7562e-008	Min	0,2337
Max	0,91098	Max	1,
Average	0,25424	Average	0,91993
Standard Deviation	0,15427	Standard Deviation	0,11921

(b)

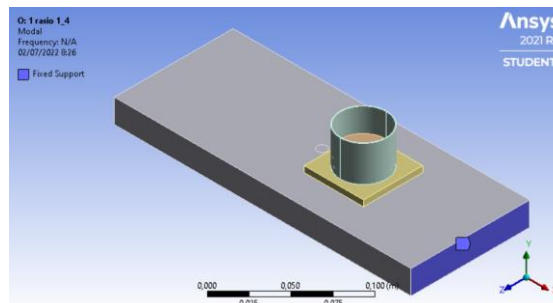
Gambar 3.26 *Mesh* dari Penelitian (a) dan Kualitas *Mesh* Sistem(b)

### 3.2.7.5 Force dan Fixed Support

Proses *drilling* pada penelitian akan berkerja dengan gaya eksitasi sebesar *cutting parameter* yang telah didapatkan pada Tabel 3.3 dari mata bor dengan diameter 8 mm. *Force* diberikan pada permukaan yang telah di *face split* berbentuk lingkaran dengan diameter 8 mm sebagai representasi titik *drilling*. Kemudian untuk *fixed support* diberikan pada sisi pendek atau lebar di kanan dan kiri dari benda kerja yang akan dicekam oleh *clamp*. Sisi pengecaman tersebut divariasikan mengikuti 4 variasi rasio geometri ukuran dari benda kerja yang berbeda menjadi sepanjang 10 mm, 15 mm, 20 mm, dan 25 mm sebagaimana pada gambar 3.25.



(a)

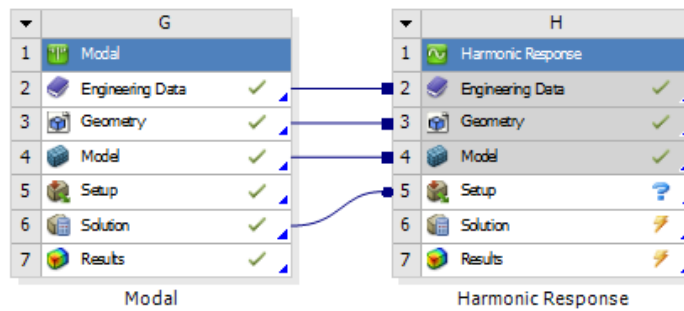


(b)

**Gambar 3.27** Permukaan Pembebanan *Force* (a) dan Permukaan untuk *Fixed Support* (b)

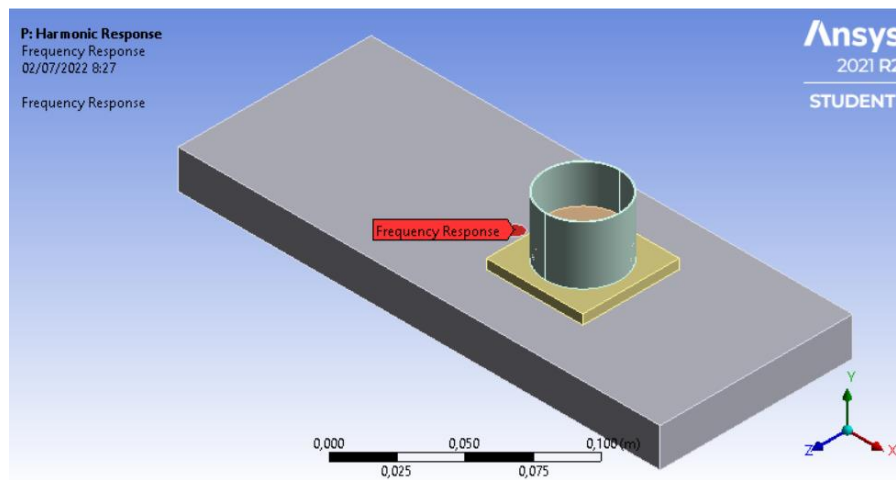
### 3.2.7.6 Modal dan Harmonic Response

Tahapan proses simulasi pada penelitian ini disimulasikan pada *software ANSYS Workbench* dengan analisa *Modal* dan *Harmonic Response*.



**Gambar 3.28** Modal dan Harmonic Response Simulasi

Analisa *Modal* digunakan untuk mencari frekuensi natural. *Modal* terhubung dengan analisa *Harmonic Response* guna mendapatkan *plotting* hasil dalam berbagai bentuk *output* dan *Frequency Response Diagram* yang mana sejumlah *mode shape* yang telah ditentukan. Kedua analisa terdiri dari *engineering data*, *geometry*, *model*, *setup*, *solution*, dan *result*. Keduanya terhubung oleh *engineering data*, *geometry*, dan *model*, sedangkan *solution* pada analisa *modal* yang menjadi *setup* dari analisa *harmonic response* seperti pada gambar 3.28.



**Gambar 3.29** Frequency Response pada Daerah Lubang Drill

Setelah memasukan *engineering data* dari seluruh material, *input geometry*, *connection*, dan *meshing*, kemudian memberika *boundary condition* simulasi *modal* berupa *fixed support*. *Analysis setting* dari *Modal* dibuat untuk mode 1 menyesuaikan dengan *solution Harmonic Response* sebesar 1,5x frekuensi *output* yang dikehendaki yaitu hingga  $\pm 6300$  Hz. Hal tersebut dikarenakan *Frequency Response Diagram* akan disetting dengan *output* dari 2 Hz – 4200 Hz. *Boundary*

*condition* simulasi *harmonic response* adalah gaya eksitasi berupa *force* sebesar gaya pada Tabel 3.2 di titik permukaan yang menjadi lubang *drill*. Pada *solution* dari *harmonic response* adalah *directional deformation* untuk arah y dalam bentuk *display Frequency Response Diagram* dari *frequency response*. Respon dianalisa pada daerah sekitar lubang *drill* seperti gambar 3.27 pada permukaan benda kerja yang diletakkan MR-DVA guna mengetahui respon dari reduksi getaran saat proses *drilling* disimulasikan.

### **3.2.8 Eksperimen Penelitian**

Setelah pemodelan sistem, perancangan desain maupun parameter dari sistem utama dan *mass-rubber dynamic vibration absorber* (MR-DVA) dilakukan serta melakukan simulasi dari rancangan penelitian, maka memasuki tahapan berikutnya yaitu validasi data normalisasi. Validasi data dilakukan dengan eksperimen secara langsung pada mesin *drill* guna mendapatkan hasil stabilitas normalisasi MR-DVA ketika dioperasikan pada ukuran yang berbeda namun memiliki frekuensi natural yang sama.

#### **3.2.8.1 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan MR-DVA**

Sistem utama yang dianalisa adalah getaran yang ditransfer oleh mesin *drill*. Dari mesin *drill* tersebut akan dianalisa pada permukaan benda kerja dan mata bor. Berikut adalah spesifikasi dari mesin *drill* yang digunakan:

Jenis mesin : *Radial Drilling Machine*  
 Merk : Kao Ming Machinery Industrial Co., Ltd  
 Model : KMR-700DS  
 Nomor Seri : 70576  
 Tahun : 1998  
 Negara Asal : Taiwan



**Gambar 3.30** Mesin *Drill*

Penelitian dianalisa saat proses *drilling* berlangsung. Getaran dari mesin tersalurkan ke benda kerja yang akan dianalisa akibat mata bor bersentuhan dengan benda kerja. Geometri desain benda kerja sesuai dengan desain pada subbab perancangan desain simulasi.

Mata bor yang digunakan telah disesuaikan dengan simulasi yaitu dengan diameter 8 mm. Hal tersebut ditentukan dari penelitian terdahulu (Suryandari, 2021) yang menyatakan bahwa perbedaan diameter atau dimensi mata bor tidak memberikan pengaruh signifikan terhadap getaran proses *drill*.

### 3.2.8.2 Parameter Penelitian

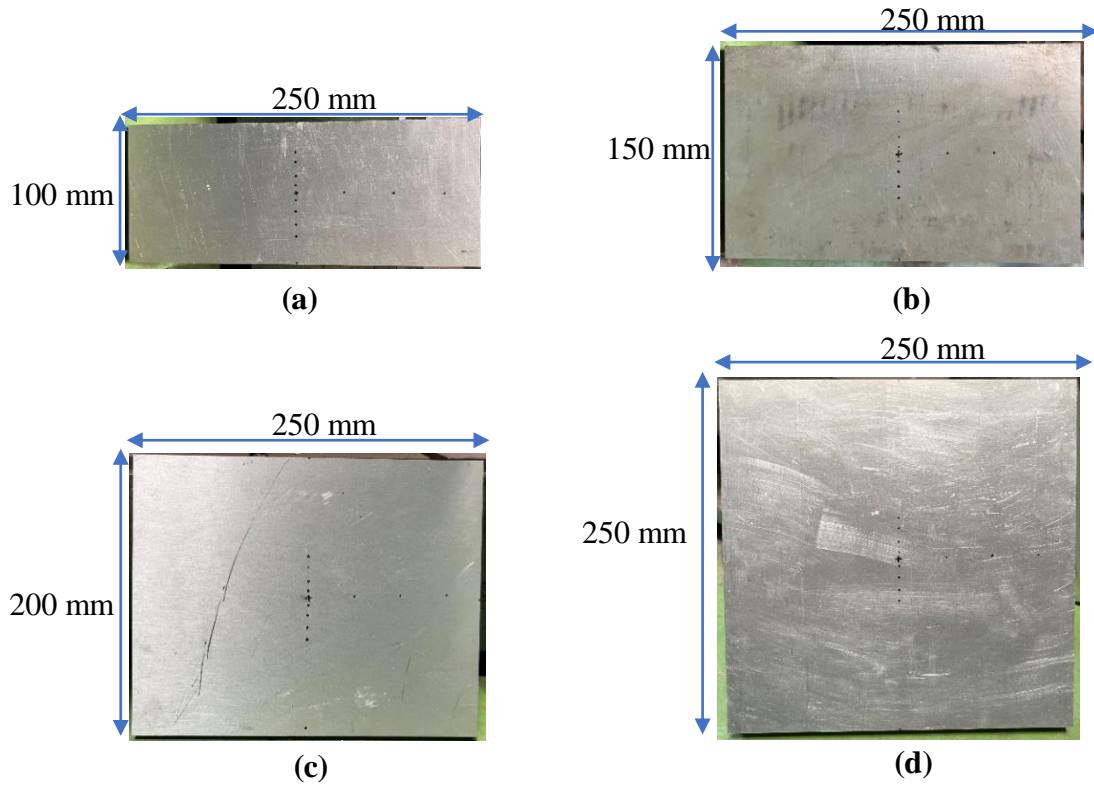
Perencanaan parameter dilakukan dengan memvalidasi parameter terkait dengan parameter keadaan riil. Data perhitungan dan pengukuran eksperimen akan dibandingkan dengan parameter yang telah didapatkan dari simulasi *ANSYS Workbench*. Dari perbandingan data tersebut akan dihitung persentase deviasi dengan rumusan 3.27.

$$\varphi_i = \frac{F_{ch(m)} - F_{ch(e)}}{F_{ch(e)}} \times 100\% \quad (3.27)$$

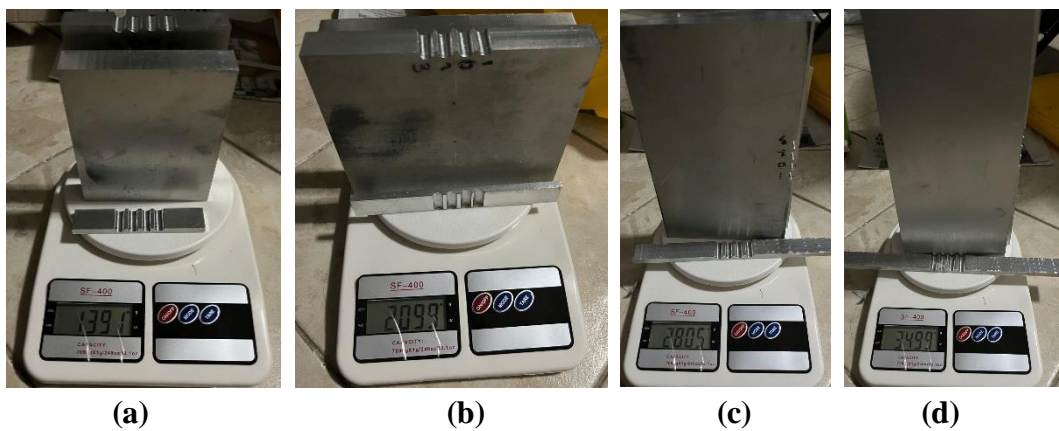
Untuk  $F_{ch(e)}$  merupakan nilai dari perhitungan eksperimen, sedangkan  $F_{ch(m)}$  merupakan nilai yang telah didapatkan dari perencanaan parameter simulasi.

Sistem utama, dari simulasi telah didapatkan massa dari *properties ANSYS* dan massa ekuivalen dari perhitungan analisa *Modal*. Maka akan dilakukan

perbandingan dari massa benda kerja untuk eksperimen dengan alat ukur timbangan. Serta dilakukan pengukuran kesesuaian dimensi benda kerja dengan alat ukur *roll meter*, hal tersebut dilakukan agar pengujian simulasi menggunakan keadaan riil dan mendapatkan hasil yang valid.



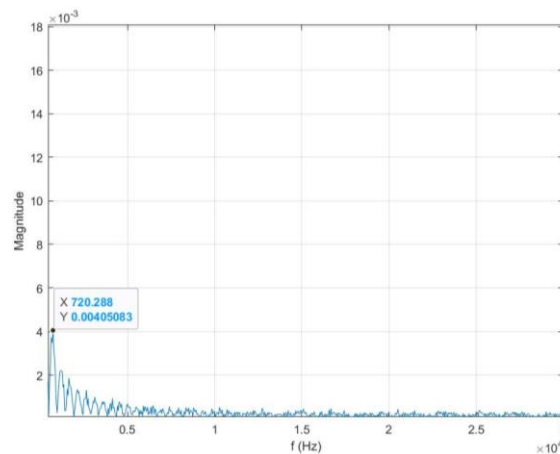
**Gambar 3.31** Benda Kerja dengan Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$  (a),  $\frac{3}{5}$  (b),  $\frac{4}{5}$  (c), dan  $\frac{5}{5}$  (d)



**Gambar 3.32** Hasil Timbangan Massa Benda Kerja Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$  (a),  $\frac{3}{5}$  (b),  $\frac{4}{5}$  (c), dan  $\frac{5}{5}$  (d)



Kemudian dilakukan uji *impact* menggunakan *impulse hammer* guna mendapatkan parameter *properties* seperti frekuensi natural, rasio redaman, dan konstanta redaman. *Hammer* diinstalasikan dengan *accelerometer*, *oscilloscope*, dan dengan kabel penghubung. *Hammer* dipukulkan pada benda kerja sehingga akan didapatkan grafik percepatan terhadap waktu dari benda kerja. Grafik tersebut berguna untuk dirubah menjadi *frequency domain* dan menggunakan metode *Logarithmic decrement*.



**Gambar 3.33** Grafik *Frequency Domain* Hasil *Impact Test* Benda Kerja

Pertama dilakukan perhitungan rasio redaman dengan rumusan 3.28 dan 3.29 sebagai berikut:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left| \frac{x_1}{x_{n+1}} \right| \quad (3.28)$$

$$\delta = e^{\zeta \omega_n t} \quad (3.29)$$

Dari rumus di atas didapatkan rasio redaman ( $\zeta$ ) sebesar 0,0006 untuk rasio benda kerja  $2/5$ . Sehingga dari rasio redaman didapatkan konstanta redaman dengan rumusan 3.31.

$$\zeta = \frac{c_{eq}}{2m\omega_n} \quad (3.31)$$

Setelah mendapatkan besar konstanta redaman ekuivalen maka dapat dihitung frekuensi natural dari sistem menggunakan rumus 3.32.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} \quad (3.32)$$



Dimana konstanta redaman ekuivalen sistem adalah sebesar 9,42 Ns/m dan frekuensi natural rasio benda kerja  $2/5$  adalah 720,288 Hz.

Selain menentukan parameter konstanta redaman ekuivalen dan frekuensi natural secara perhitungan eksperimen, dibutuhkan kekakuan ekuivalen dari benda kerja pula. Dimana akan menggunakan rumusan *stiffness of beam* dengan keadaan kedua ujung dicekam oleh *clamp*.

$$K = \frac{192.E.I}{L^3} \quad (3.33)$$

Berdasarkan kondisi yang mendekati keadaan riil sistem, maka inersia yang digunakan adalah:

$$I = \frac{M_1}{12}(p^2 + l^2) \quad (3.34)$$

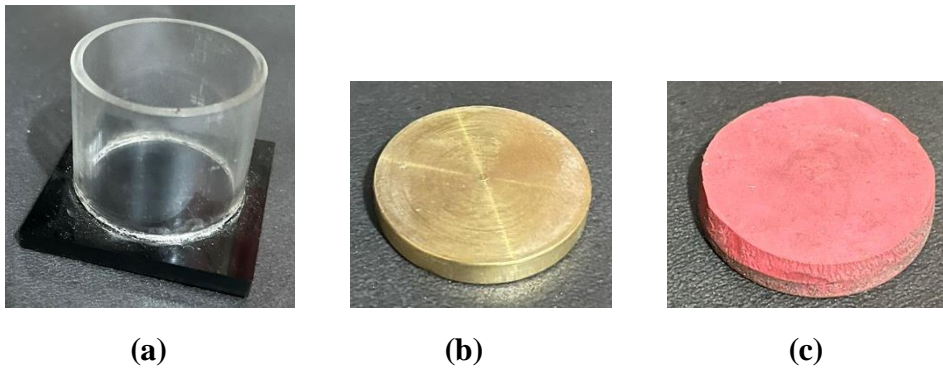
Dimana untuk M merupakan massa dan a adalah sisi yang dicekam oleh *clamp*. Sehingga didapatkan nilai kekakuan dari benda kerja pada tabel 3.6.

**Tabel 3.6** Perbandingan Properti Benda kerja Simulasi dengan Eksperimen

<i>Workpieces Size Ratio</i>	$2/5$	$3/5$	$4/5$	$5/5$
<i>Mass – Experimental</i>	1,391 kg	2,099 kg	2,805 kg	3,499 kg
<i>Mass – Simulation</i>	1,405 kg	2,1075 kg	2,810 kg	3,512 kg
<i>Percent Deviation</i>	1,01%	0,45%	0,18%	0,37%
<i>Stiffness – Experimental</i>	5345280	6266880	7557120	9216000
<i>Stiffness – Simulation</i>	5566362,39	6246083	8316035	8852854
<i>Percent Deviation</i>	-4,14%	0,32%	-10,00%	3,94%

Persen deviasi ini dapat diinterpretasikan sebagai bentuk validasi model simulasi telah sesuai dengan keadaan riil dari sistem. Namun saat pengujian simulasi massa yang diterapkan adalah massa ekuivalen dimana massa tersebut merupakan perhitungan dari frekuensi natural dan kekakuan ekuivalen yang menjadi representasi satu *degree of freedom* sistem tersebut.

*Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber*, pengaplikasian MR-DVA ini penting untuk mengetahui riil dari *modulus young* dari *rubber*. Pada tabel *engineering data* simulasi diketahui besar *modulus young* dari *natural rubber* adalah 0,0015 GPa. Sehingga penting untuk mengetahui apakah *rubber* yang digunakan untuk eksperimen telah memiliki *property* daya serap yang valid.



**Gambar 3.34** Kerangka MR-DVA (a), Koin Logam Massa MR-DVA (b), dan Rubber Kekakuan Pegas MR-DVA (c)

Untuk *modulus young* dari *rubber* akan divalidasi dengan pengujian menggunakan *durometer*. Pembacaan dari *durometer* adalah berupa nilai *shore hardness* (s). *Durometer* diujikan pada permukaan *natural rubber* seperti gambar 3.33.



**Gambar 3.35** Pengujian *Durometer* pada *Natural Rubber*

Hasil dari bacaan di atas yaitu *natural rubber* memiliki nilai *shore hardness* sebesar 41 MPa. Dari nilai tersebut maka dapat dikonversi menjadi nilai *modulus young* (E) milik *natural rubber* dengan persamaan 3.35.

$$E = \frac{0,0981(56 + 7,62336 \cdot s)}{0,137505(254 - 2,54 \cdot s)} \quad (3.35)$$

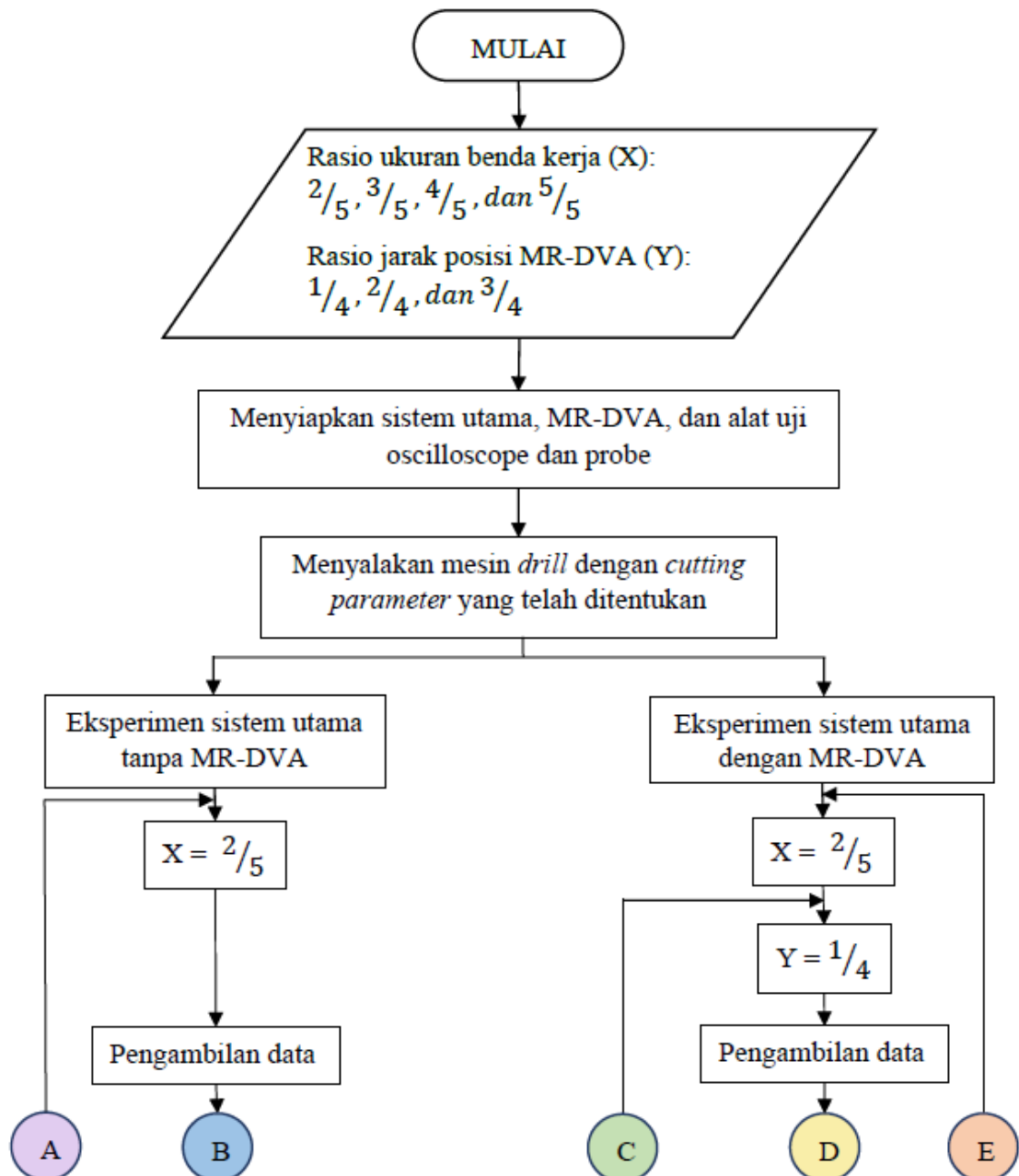
$$E = \frac{0,0981(56 + 7,62336 \cdot 41)}{0,137505(254 - 2,54 \cdot 41)}$$

$$E = 0,001566 \text{ MPa}$$

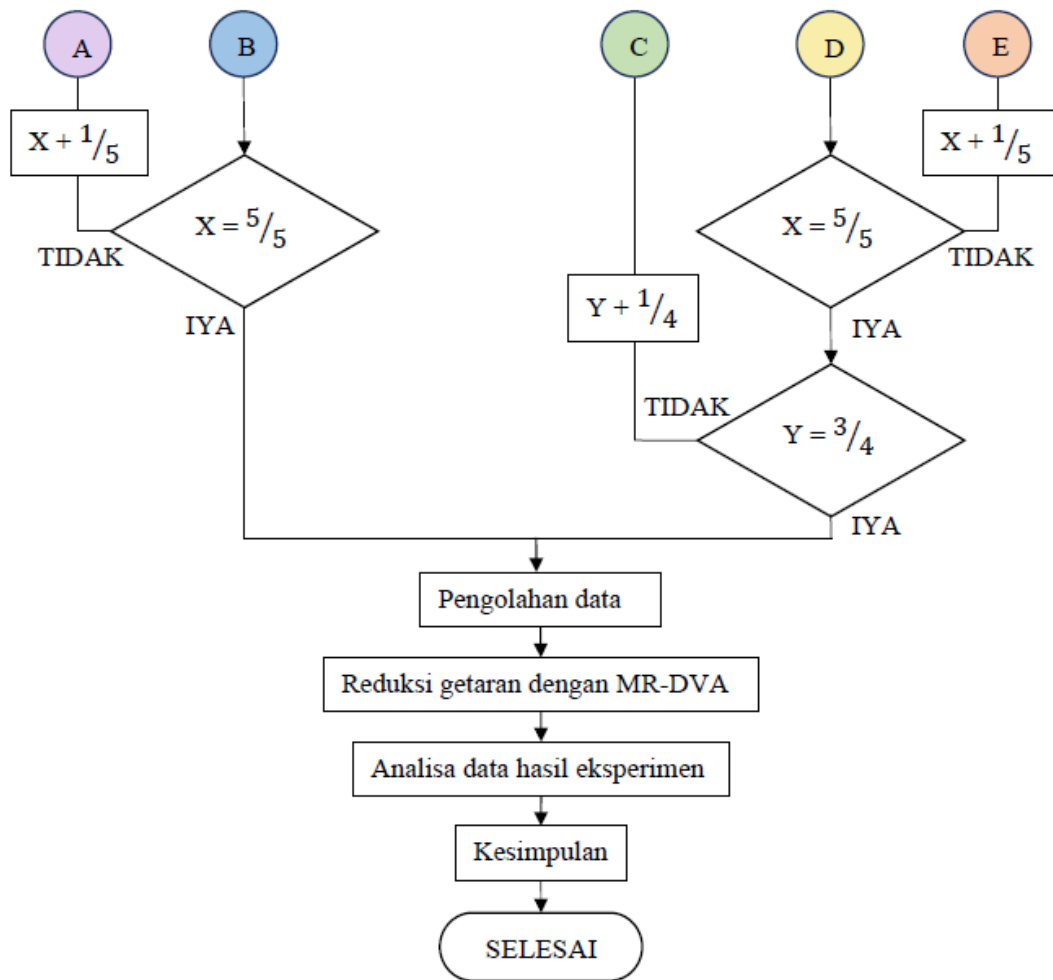
Hal tersebut menandakan kesesuaian *modulus young* dari *engineering data* untuk simulasi sebesar 0,0015 GPa dengan persentase deviasi sebesar -4,21%.

### 3.2.8.3 Eksperimen

Adapun langkah-langkah dalam pelaksanaan eksperimen penelitian thesis ini. Berikut langkah eksperimen yang digambarkan dengan *flowchart* pada gambar 3.36 hingga 3.37.



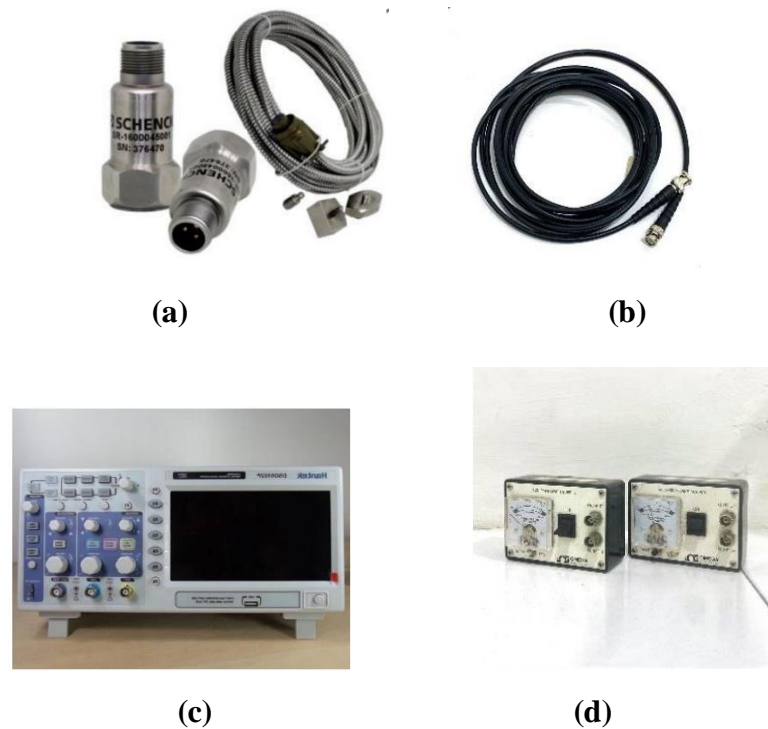
Gambar 3.36 *Flowchart* Eksperimen



**Gambar 3.37** Flowchart Eksperimen (lanjutan)

#### 3.2.8.4 Peralatan Eksperimen

Adapun alat guna menunjang pengambilan data pada eksperimen penelitian. Alat tersebut meliputi *Probe Accelerometer*, kabel penghubung, *Oscilloscope*, dan *Tachometer* seperti pada gambar 3.35.



**Gambar 3.38** Peralatan Eksperimen *Prober Accelerometer* (a), Kabel Penghubung (b), *Oscilloscope* (c), dan *Adaptor* (d)

*Oscilloscope* adalah alat yang digunakan untuk menampilkan dan merekam hasil pembacaan data hasil dari respon yang ditangkap pada *probe*. Kemudian, *adaptor* berguna untuk memberikan daya pada sensor pendeteksi. *Probe accelerometer* merupakan alat yang berfungsi menjadi sensor pendeteksi respon getaran sistem utama yang terhubung dengan *adaptor*. Sedangkan *Tachometer* difungsikan untuk memvadilasi putaran *spindle* pada mesin *drill* agar mendapatkan nilai *real time spindle speed*.

### 3.2.8.5 Data Hasil Eksperimen

Data yang didapatkan dari eksperimen pada penelitian ini berupa frekuensi pada alat *oscilloscope* berupa data time dan voltage. Dari data tersebut akan dikonversikan menjadi respon percepatan linear dengan persamaan 3.36.

$$\text{Respon} = \frac{G}{V} \times g \times \frac{f}{100} \quad (3.36)$$

Dimana:

- G : Data dari accelerometer (volt)  
 V : Sensitivitas accelerometer (0,002 volt)  
 g : gravitasi bumi (9,81 m/s<sup>2</sup>)  
 f : eksitasi frekuensi (Hz)  
 100 : accelerometer frekuensi kerja (MHz)

Dalam file data sekali pengambilan data didapatkan sebanyak 2500 data terekam. Setelah data dikonversi menjadi respon percepatan getaran, dilakukan proses *filtering* dan *smoothing* menggunakan *software MATLAB* untuk mereduksi *noise* atau gangguan yang terjadi selama eksperimen berlangsung. Hal tersebut dapat membantu penggambaran data dalam bentuk grafik, dimana *smoothing* akan berperan memperhalus garis osilasi getaran. Selanjutnya, dibutuhkan nilai *Root Mean Square* (RMS) dari data yang telah melalui proses *filtering* dan *smoothing*. Nilai RMS akan didapatkan dengan persamaan 3.37.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i x_i^2} \quad (3.37)$$

Dimana:

- RMS : *Root Mean Square*  
 N : Jumlah data yang telah *filtering* dan *smoothing* (2500 data)  
 $x_i$  : Nilai data X ke- $i$

Nilai RMS ini akan merepresentasikan tiap-tiap respon getaran untuk pengambilan data dengan variasi tertentu yang telah dilakukan. RMS ini akan digunakan untuk mengetahui besar reduksi getaran setelah sistem utama ditambahkan sistem peredaman MR-DVA. Persen reduksi respon getaran akan didapatkan dengan rumus 3.38.

$$Reduksi = \frac{RMS_i - RMS_n}{RMS_i} \times 100\% \quad (3.38)$$

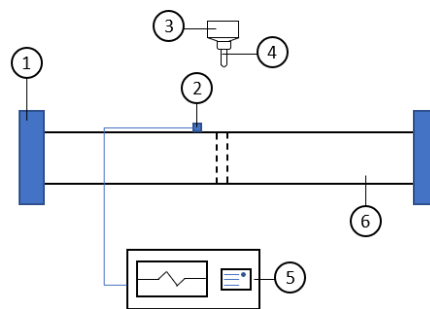
Dimana:

- $RMS_i$  : Nilai respon percepatan getaran sistem utama tanpa penambahan MR-DVA ( $m/s^2$ )

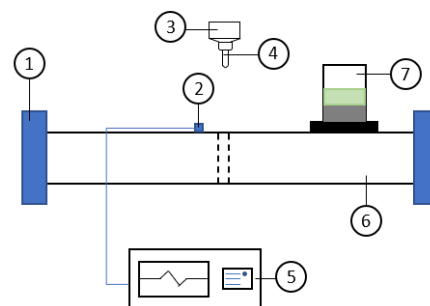
$RMS_n$  : Nilai respon percepatan getaran sistem utama dengan penambahan MR-DVA ( $m/s^2$ )

### 3.2.8.6 Skema Eksperimen

Pada gambar 3.29 dan 3.30 merupakan skema pengujian eksperimen pada penelitian thesis ini. Dalam melakukan eksperimen, *probe* yang telah terhubung *oscilloscope* diletakkan pada bagian benda kerja dekat lubang *drill*.



**Gambar 3.39** Skema Pengujian Sistem Utama tanpa MR-DVA



**Gambar 3.40** Skema Pengujian Sistem Utama dengan MR-DVA

Keterangan:

1. *Clamp*
2. *Probe*
3. *Drill chuck*
4. Mata bor
5. *Oscilloscope*
6. Benda kerja
7. *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA)*

### 3.2.9 Respon dari Getaran yang Tereduksi

Data yang telah didapatkan dari simulasi peredaman sistem saat proses *drilling* seperti yang telah dibahas pada subbab di atas akan didapatkan berupa nilai amplitudo dari respon getaran yang telah tereduksi terhadap variasi yang telah diterapkan. Data simulasi akan ditampilkan dalam bentuk grafik reduksi respon getaran dari penambahan MR-DVA. Sedangkan, data eksperimen didapatkan dari pembacaan hasil osilasi sistem pada *oscilloscope* yang terhubung *probe* ketika dipasangkan pada sistem utama yaitu benda kerja saat proses *drilling* berlangsung dengan tahapan eksperimen seperti pada subbab sebelumnya.

Simulasi dan eksperimen dilakukan pada sistem utama tanpa penambahan MR-DVA dan pada sistem utama dengan penambahan MR-DVA. Sehingga penelitian ini dapat terindikasi pendesainan dan pengintalasian MR-DVA telah baik atau tidaknya dari validasi eksperimen terhadap simulasi.

### 3.2.10 Analisa Data dan Pembahasan

Setelah dilakukan simulasi dan eksperimen percobaan, maka didapatkan data respon getaran yang telah tereduksi. Kemudian data dianalisa dan dilakukan pembahasan sesuai dasar teori yang ada. Dari pembahasan yang dibuat, maka akan didapatkan hubungan dari variabel variasi yang mempengaruhi keluaran yang diharapkan yaitu reduksi respon getaran pada benda kerja pada mesin *drilling*. Pembahasan yang menjabarkan kedua data simulasi dan eksperimen akan digunakan sebagai acuan dalam menarik kesimpulan dari penelitian ini.

#### 3.2.10.1 Validasi Hasil

Validasi data antara hasil eksperimen terhadap simulasi bertujuan untuk membuktikan apakah model uji simulasi dapat merepresentasikan eksperimen. Metode yang akan digunakan untuk memvalidasi penelitian ini merupakan metode uji statistik, *Independent Sample T Test*. Metode ini merupakan metode yang digunakan untuk membandingkan rata-rata dari dua kelompok sampel bebas. Kedua sampel berasal dari hasil reduksi simulasi dengan *software ANSYS* dan hasil eksperimen. Adapun asumsi validasi sebagai berikut:



1. Kedua sampel tidak saling berpasangan
2. Jumlah data dari masing-masing sampel kurang dari 30
3. Data kedua sampel berdistribusi normal
4. Varians antar sampel sama (homogen)

Pengujian statistik bertujuan untuk membuktikan suatu hipotesa. Dimana hipotesa ini menginterpretasikan apakah model simulasi telah sesuai dengan keadaan riil yang cenderung tidak ideal, sedangkan simulasi adalah keadaan sebaliknya yang mana ideal. Hipotesa penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a.  $H_0: \mu_1 = \mu_2$ , terdapat kesesuaian data antara rata-rata data simulasi dan eksperimen.
- b.  $H_1: \mu_1 \neq \mu_2$ , terdapat ketidak kesesuaian data antara rata-rata data simulasi dan eksperimen.

Pengujian statistik ini menggunakan asumsi tingkat kepercayaan (*confidence level*) sebesar 95% dan  $\alpha=5\%$  (0,05).  $\alpha$  merupakan nilai kritis yang diijinkan dalam pengujian. Dari kedua hipotesa tersebut maka diperlukan nilai  $t_{hitung}$  yang merupakan t dari hasil perhitungan data pada penelitian. Berikut merupakan rumusan dari  $t_{hitung}$ :

$$t_{hitung} = \frac{\mu_S - \mu_E}{\sqrt{\left[ \frac{\left( \sum S^2 - \frac{(\sum S)^2}{n_S} \right) + \left( \sum E^2 - \frac{(\sum E)^2}{n_E} \right)}{n_S + n_E - 2} \right]} \times \left( \frac{1}{n_S} + \frac{1}{n_E} \right)} \quad (3.37)$$

Dimana:

$\mu_S$  : Rata-rata reduksi simulasi

$\mu_E$  : Rata-rata reduksi eksperimen

$(\sum S)^2$  : Kuadrat jumlah reduksi simulasi

$(\sum E)^2$  : Kuadrat jumlah reduksi eksperimen

$n_S$  : Jumlah sampel data simulasi

$n_E$  : Jumlah sampel data eksperimen

$\sum S^2$  : Jumlah kuadrat data simulasi

$\sum E^2$  : Jumlah kuadrat data eksperimen

$t_{hitung}$  ini selanjutnya akan dibandingkan dengan  $t_{tabel}$  dari tabel distribusi T pada buku (Montgomery, 2013). Sehingga apabila ( $t_{hitung} > t_{tabel}$ ) maka hipotesa  $H_0$  ditolak, sedangkan untuk ( $t_{hitung} < t_{tabel}$ ) maka hipotesa  $H_0$  diterima.

### **3.2.11 Kesimpulan**

Setelah menganalisa dan memvalidasi kedua data simulasi maupun eksperimen, maka dapat ditarik kesimpulan dan saran dari penelitian yang telah dilakukan. Kesimpulan penelitian ini merupakan pokok bahasan yang akan menjawab rumusan permasalahan penelitian. Sehingga, tujuan dari penelitian ini dapat tercapai. Saran yang dibuat bersifat membangun, alhasil dapat menjadi masukan untuk penelitian selanjutnya dikemudian hari agar lebih baik.

## **BAB IV**

### **ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Analisa Data**

Penelitian tesis akan diawali dengan analisa simulasi dari sistem utama. Simulasi dilakukan pada sistem utama tanpa adanya penambahan MR-DVA dan sesudah MR-DVA ditambahkan. Dari simulasi penelitian tersebut akan didapatkan *Frequency Response Diagram* yang merupakan gambaran grafik dari respon getaran translasi sistem terhadap arah sumbu *y*. Kemudian, untuk mendapatkan frekuensi dimana *chatter* terjadi maka dilakukan eksperimen yang sekaligus akan menjadi langkah dalam memvalidasi pengujian secara simulasi. Eksperimen ini akan dilakukan pada sistem utama sebelum dan sesudah MR-DVA ditambahkan, sehingga respon yang didapatkan berupa respon percepatan getaran translasi hasil bacaan alat *oscilloscope* terhadap *probe*. Dari respon percepatan tersebut akan dikonversikan menjadi bentuk frekuensi getaran terhadap waktu guna mendapatkan frekuensi *chatter*. Nantinya, frekuensi *chatter* ini akan menjadi acuan frekuensi yang akan dianalisa dari pengujian simulasi maupun eksperimen. Dari kedua metode pengujian ini akan dilakukan analisa dengan membandingkan antar kedua hasil secara respon getaran dan besar reduksi yang dihasilkan guna melihat kesesuaian desain MR-DVA saat penerapannya terhadap simulasi perancangan.

##### **4.1.1 Analisa Simulasi Penelitian**

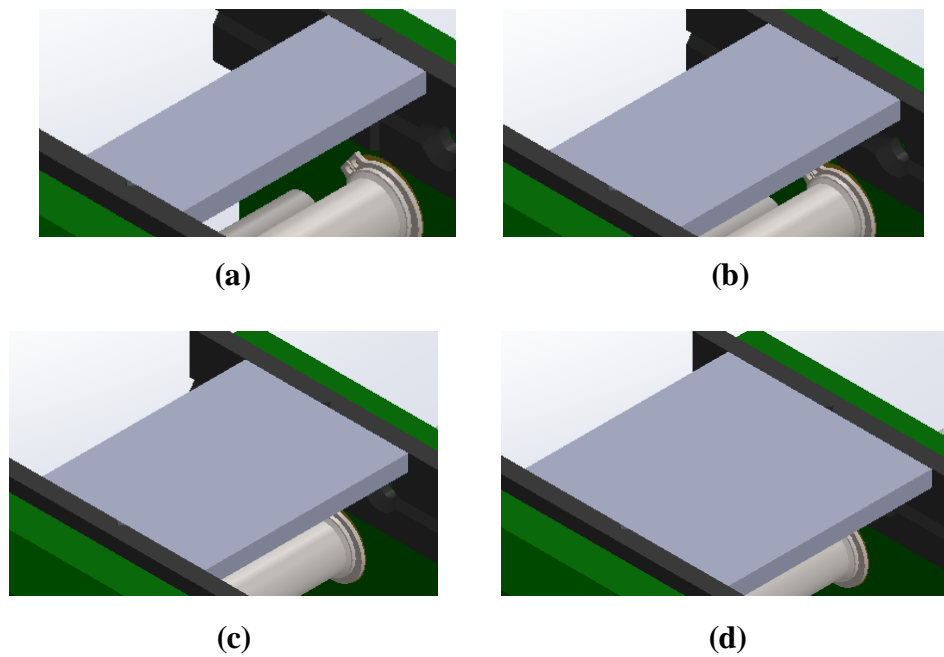
Penelitian tesis ini diawali dengan pengambilan data simulasi. Pertama-tama dilakukan pendesainan dari sistem terkait menggunakan *software Solidwork* menggunakan metode elemen hingga (*finite element*) dengan proses *meshing*. *Meshing* tersebut adalah bentuk pendekatan model sistem terhadap wujud asli sistem yang diteliti dan didesain menggunakan *software ANSYS Workbench*. Sebelum melakukan simulasi ini diperlukan beberapa penyamaan dengan keadaan riil berupa *boundary conditions* yang mana meliputi koneksi antar permukaan material yang saling bersinggungan, gaya eksitasi dari mesin *drill*, dan *fixed support*. Inputnya adalah gaya eksitasi yang berasal dari putaran mesin *drill* dan disalurkan melalui mata bor ke benda kerja, variasi rasio ukuran benda kerja, dan

variasi rasio jarak peletakan MR-DVA dengan jarak lubang terhadap lubang dengan *clamp*.

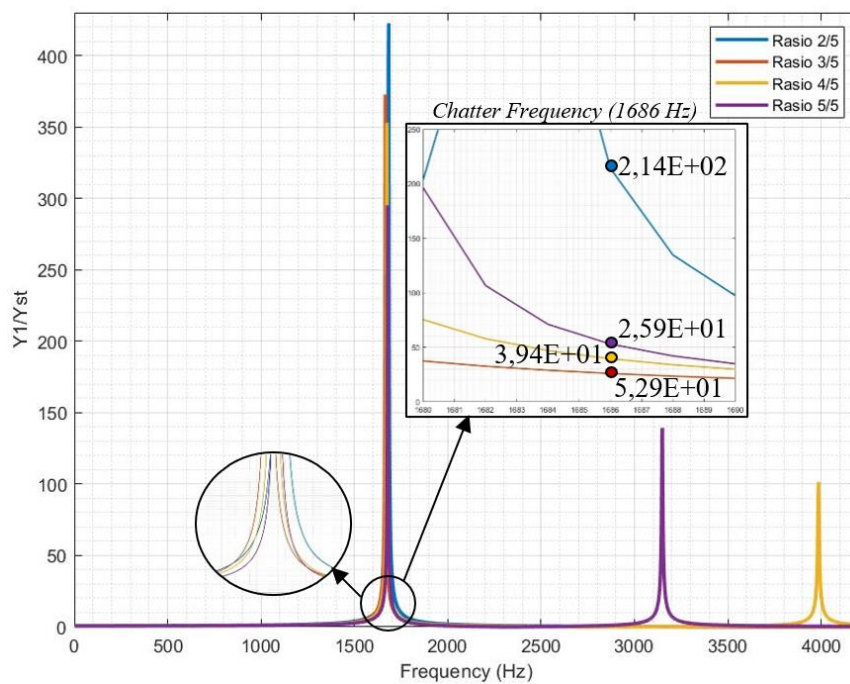
Pada pengambilan data simulasi ini akan didapatkan data berupa *output* respon getaran translasi dalam bentuk *frequency response* pada daerah lubang arah sumbu y dalam bentuk normalisasi amplitudo getaran menjadi  $Y_1/Y_{st}$ . Data simulasi tersebut berkisar pada frekuensi 2 – 4200 Hz untuk setiap benda kerja dan kemudian akan diolah menggunakan *software Ms. Excel* dan *MATLAB* untuk memudahkan analisa. Guna memudahkan penjabaran analisa respon dan reduksi getaran dari simulasi sistem utama, maka analisa sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA pada sistem utama akan dilakukan untuk setiap variasi penelitian. Pembahasan akan dibahas secara mendetail pada beberapa sub sub bab berikut. Setelah menganalisa untuk setiap variasi penelitian, dilakukan analisa mengenai reduksi dari getaran atas adanya penambahan MR-DVA. Tahapan terakhir dalam analisa simulasi adalah menganalisa *mode shape* getaran melalui analisa *Modal* pada simulasi *ANSYS Workbench*. Hal tersebut dilakukan guna mengetahui frekuensi natural dari suatu sistem, sehingga dapat dianalisa frekuensi natural sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA.

#### **4.1.1.1 Analisa Simulasi Respon Getaran Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA**

Analisa respon getaran translasi dari sistem utama pertama-tama dilakukan pada 4 variasi dimensi benda kerja untuk arah sumbu y tanpa adanya penambahan MR-DVA. Proses *drilling* dilakukan pada pusat massa dari benda kerja dengan diameter lubang sebesar 8 mm dan pencekaman *clamp* berada pada kedua sisi pendek setiap benda kerja seperti gambar 4.1. Sehingga dari simulasi proses *drilling* tanpa penambahan MR-DVA ini akan didapatkan *Frequency Response Diagram* dari setiap variasi dimensi benda kerja seperti gambar 4.2.



**Gambar 4.1** Posisi Pencekaman *Clamp* pada Benda Kerja Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$  (a),  $\frac{3}{5}$  (b),  $\frac{4}{5}$  (c), dan  $\frac{5}{5}$  (d)

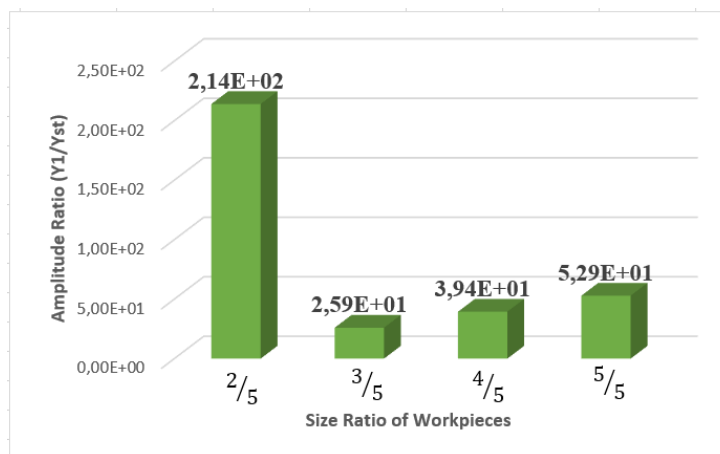


**Gambar 4.2** *Frequency Response Diagram* Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA pada Variasi Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ , dan  $\frac{5}{5}$

Gambar 4.2 merupakan *frequency domain* sistem utama pada daerah sekitar lubang *drill* untuk getaran translasi arah sumbu *y*. Grafik kemudian dianalisa pada

*chatter frequency* 1686 Hz yang dengan perbesaran respon getaran yang terjadi pada frekuensi tersebut. Terlihat *data tip* dari 4 garis yang merupakan milik benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  (biru),  $\frac{3}{5}$  (merah),  $\frac{4}{5}$  (kuning), dan  $\frac{5}{5}$  (ungu) tanpa adanya penambahan MR-DVA. Grafik *Frequency Response Diagram* di atas merupakan rasio respon sebagai bentuk normalisasi yaitu amplitude respon getaran dinamis terhadap statis. Hal tersebut dilakukan agar hasil penelitian ini dapat merepresentasikan getaran dari sistem dengan mengabaikan kekakuan dan massa apabila sistem diubah.

Dari gambar 4.2 terlihat benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  menghasilkan getaran paling besar, kemudian pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{3}{5}$  merupakan rasio dimensi benda kerja yang menghasilkan respon getaran terendah. Dari rasio dimensi benda kerja  $\frac{3}{5}$  lalu mengalami kenaikan hingga rasio dimensi benda kerja  $\frac{5}{5}$ . Pada grafik *Frequency Response Diagram* di atas, terlihat bahwa benda kerja yang menjadi sistem utama penelitian memiliki satu dan dua puncak (*peak*). Hal tersebut menandakan sistem utama memiliki satu titik resonansi pada *natural frequency* dari benda kerja yang ditunjukkan dengan nilai amplitudo tertinggi pada grafik. Berikut merupakan nilai dari rasio amplitudo dari setiap benda kerja.



**Gambar 4.3** Respon Rasio Amplitudo Sistem Utama tanpa MR-DVA dengan Variasi Rasio Dimensi Benda Kerja

Gambar 4.3 merupakan besar respon rasio amplitude sistem utama tanpa penambahan MR-DVA, dimana terlihat besar dari rasio amplitudo getaran translasi

yang dihasilkan oleh benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  sangat tinggi, hal tersebut bergantung pada geometri dari benda kerja dan posisi pencekamannya. Terlihat pada gambar 4.1 (a), rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  memiliki tingkat rigiditas yang terendah dengan kekakuan ekuivalen sebesar  $5,4E+07$  lalu kekakuan benda kerja meningkat seiring bertambahnya lebar dari benda kerja dikarenakan luas benda kerja yang tercekam oleh *clamp* akan bertambah besar dan mempengaruhi peredaman yang meningkat pula.

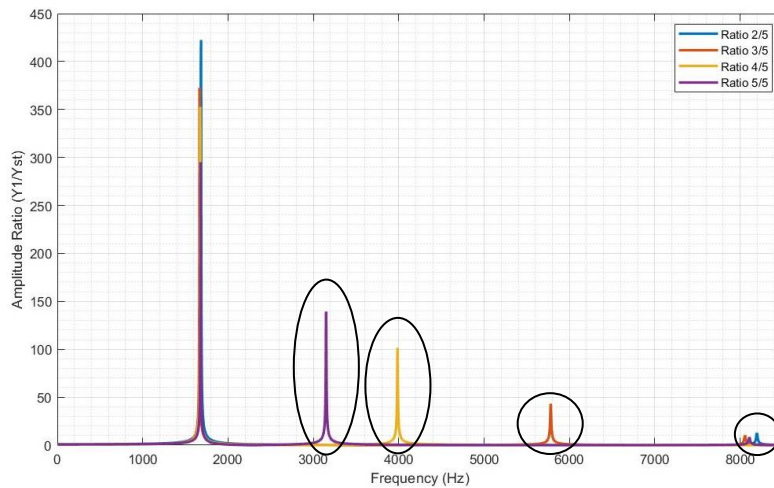
**Tabel 4.1** Kekakuan Ekuivalen Sistem Utama  
tanpa MR-DVA

<i>No.</i>	<i>Length and Width Ratio of Workpiece</i>	<i>Stiffness</i>
1	$\frac{2}{5}$	5,57E+06
2	$\frac{3}{5}$	6,24E+06
3	$\frac{4}{5}$	8,62E+06,
4	$\frac{5}{5}$	8,85E+06

Namun pada simulasi penelitian sistem utama tanpa penambahan MR-DVA benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  memiliki redaman yang lebih besar karena luasan sisi yang dicekam *clamp* lebih lebar. Hal tersebut pula yang menyebabkan resonansi kedua akibat getaran dari mesin *drill* melalui *clamp* menyebabkan adanya *peak* kedua pada benda kerja tersebut seperti pada gambar 4.2. Sehingga pada rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  dan  $\frac{3}{5}$  getaran dari benda kerja tersebut tidak terlalu beresonansi dengan benda kerja.

Pada grafik *Frequency Response Diagram* di atas, ditemukan puncak (*peak*) kedua dari sistem utama untuk rasio dimensi benda kerja  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$ , sedangkan untuk rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  dan  $\frac{3}{5}$  tidak nampak *peak* kedua. Dimana untuk sistem utama tanpa penambahan MR-DVA merupakan sistem 1 *degree of freedom* (DoF), sehingga *peak* yang muncul setelah *peak* kedua adalah getaran yang beresonansi

balik dari gaya redaman *clamp*. Pada benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  kekakuan ekuivalen tinggi sehingga memungkinkan getaran beresonansi lebih cepat. Sedangkan benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  dan  $\frac{3}{5}$  akan lebih lambat untuk beresonansi kembali. Pada dasarnya *peak* kedua tidaklah mempengaruhi getaran dikarenakan *peak* pertama merupakan puncak dari frekuensi natural dan *peak* kedua merupakan pengulangan resonansi yang sama dengan *peak* pertama. Sehingga untuk melihat fenomena tersebut lebih mendetail akan dilakukan pengambilan data simulasi guna pembuktian dari analisa hingga frekuensi 8500 Hz sebagai berikut.



**Gambar 4.4** *Frequency Response Diagram* Fenomena *Peak* Kedua untuk Sistem Utama

Gambar 4.4 merupakan hasil *frequency response diagram* yang diperpanjang guna memperlihatkan fenomena dari *peak* kedua, diketahui bahwa *peak* kedua untuk setiap variasi rasio sistem utama hingga frekuensi 8500 Hz. *Peak* kedua yang muncul dengan lembah terdekat dan tertinggi berturut-turut hingga *peak* kedua terjauh dan terendah adalah rasio dimensi benda kerja  $\frac{5}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ , dan  $\frac{2}{5}$ . Hal tersebut selaras dengan nilai kekakuan ekuivalen dari rasio dimensi benda kerja tersebut. Dimana semakin tinggi kekakuan ekuivalen dari benda kerja akan semakin sempit lembah antara dua *peak* yang mana lembah tersebut merupakan luas daerah redaman. Sehingga rasio dimensi benda kerja yang memiliki daerah redaman



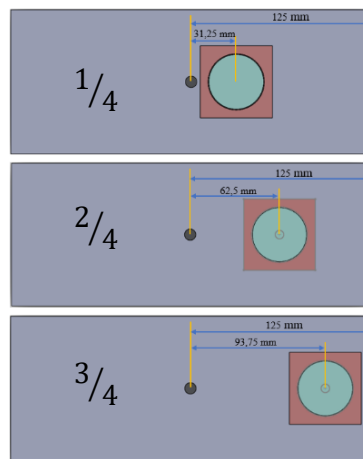
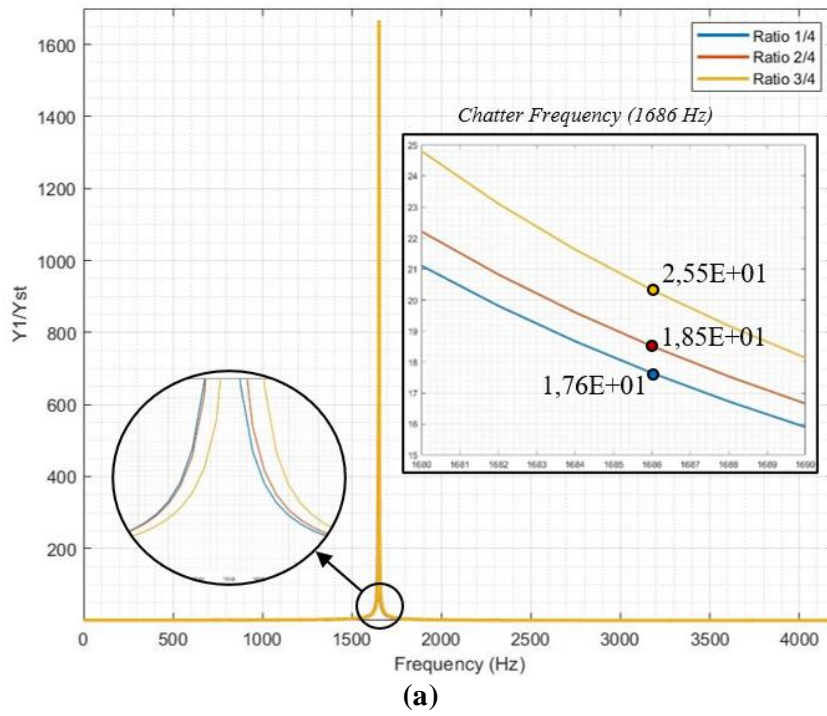
tertinggi hingga terendah adalah  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ , dan  $\frac{5}{5}$ . Fenomena ini telah sesuai dengan penelitian terdahulu oleh (Hendrowati,2021).

#### 4.1.1.2 Analisa Simulasi Respon Getaran Sistem Utama dengan Penambahan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA

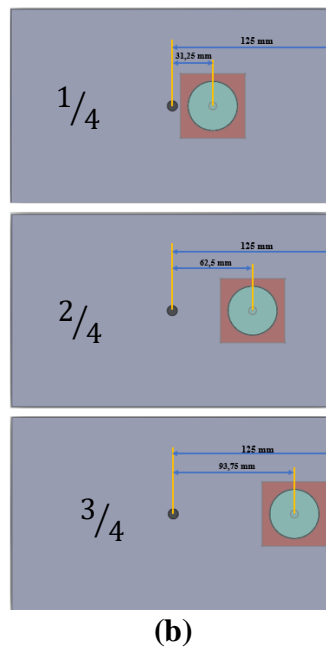
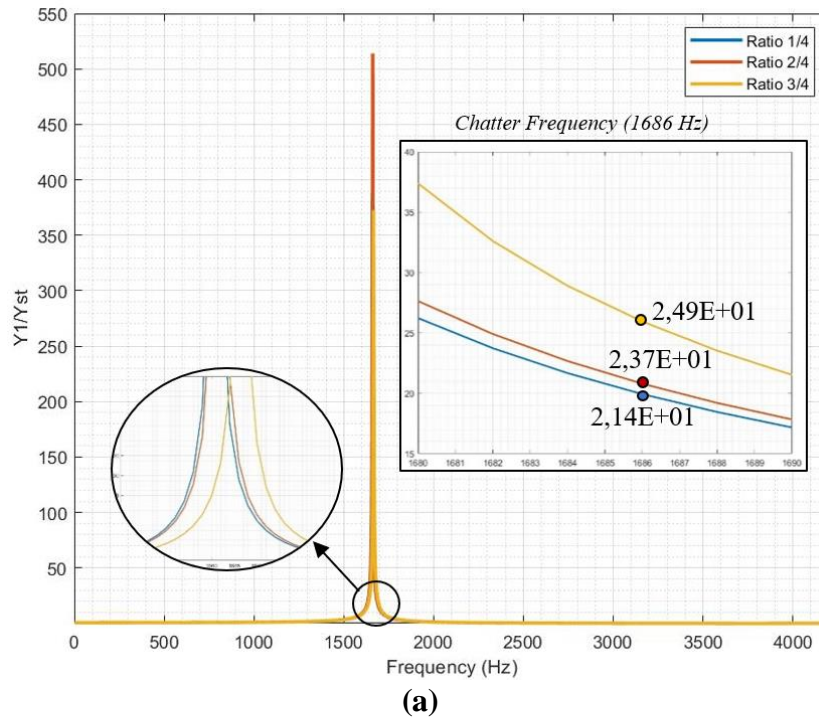
Simulasi penelitian dengan penambahan MR-DVA dilakukan dengan *boundary condition* dan parameter yang sama dengan simulasi saat MR-DVA belum ditambahkan. Pada simulasi ini didapatkan respon percepatan getaran sistem utama dengan adanya variasi rasio jarak peletakan MR-DVA dan *clamp* terhadap lubang *drill*. Respon getaran tersebut berupa *Frequency Response Diagram* sepanjang frekuensi yang ditentukan yaitu 2 Hz – 4200 Hz. Guna memudahkan analisa sehingga *Frequency Response Diagram* yang akan dianalisa merupakan grafik rasio amplitudo dari respon getaran sistem. Dimana rasio tersebut merupakan amplitudo respon getaran dinamis terhadap statis. Sehingga nantinya *Frequency Response Diagram* sistem utama sesudah dan sebelum penambahan MR-DVA akan dibandingkan.

Pada simulasi ini divariasikan jarak dari peletakan MR-DVA sebesar  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{2}{4}$ , dan  $\frac{3}{4}$  dengan jarak pengecaman *clamp* terhadap lubang *drill*. Dikarenakan panjang dari setiap sistem utama sama yaitu sebesar 250 mm, sehingga jarak yang dihasilkan dari variasi tersebut sama. Untuk rasio  $\frac{1}{4}$  yaitu sejauh 31,25 mm dari lubang *drill*,  $\frac{2}{4}$  sejauh 62,5 mm dari lubang *drill*, dan  $\frac{3}{4}$  sejauh 93,75 mm dari lubang *drill*. Untuk jarak ditinjau dari pengecaman *clamp* berlaku jarak sebaliknya seperti pada gambar 3.21, dimana digambarkan sebagai contoh oleh rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$ .

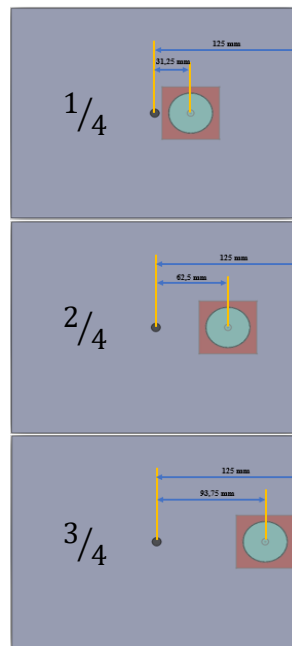
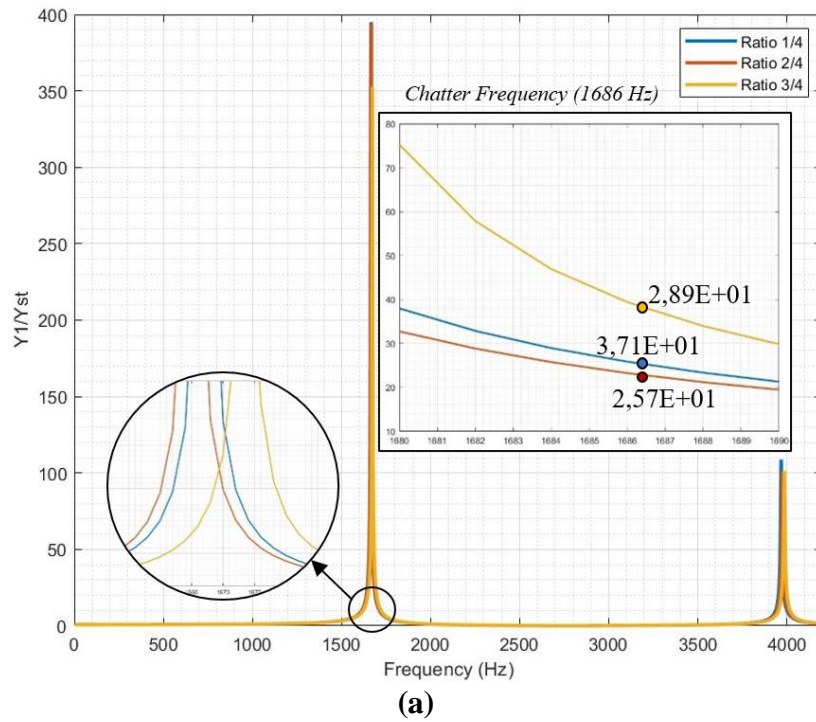
Pada penelitian ini analisa dilakukan pada frekuensi dimana *chatter* terjadi, yaitu 1686 Hz. Sehingga dari simulasi yang dilakukan didapatkan pola dari grafik berupa *trendline Frequency Response Diagram* yang serupa untuk tiap variasi rasio dimensi benda kerja. Berikut merupakan *Frequency Response Diagram* dari setiap variasi rasio dimensi benda kerja.



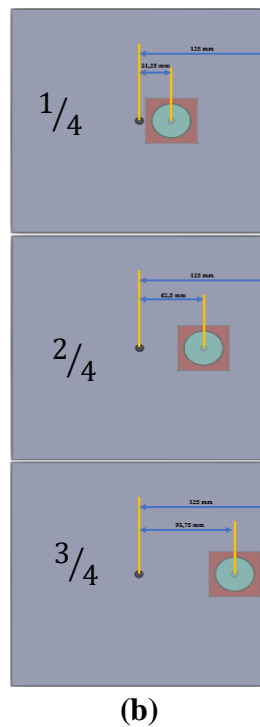
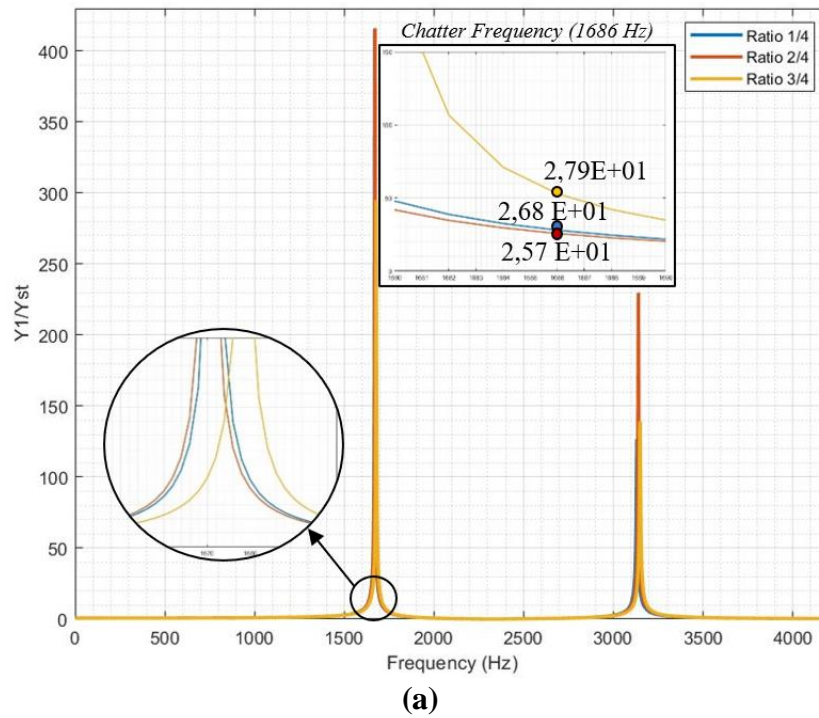
**Gambar 4.5** *Frequency Response Diagram* Sistem Utama Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$  (a) dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA (b)



**Gambar 4.6** *Frequency Response Diagram* Sistem Utama Rasio Dimensi  $\frac{3}{5}$  dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA



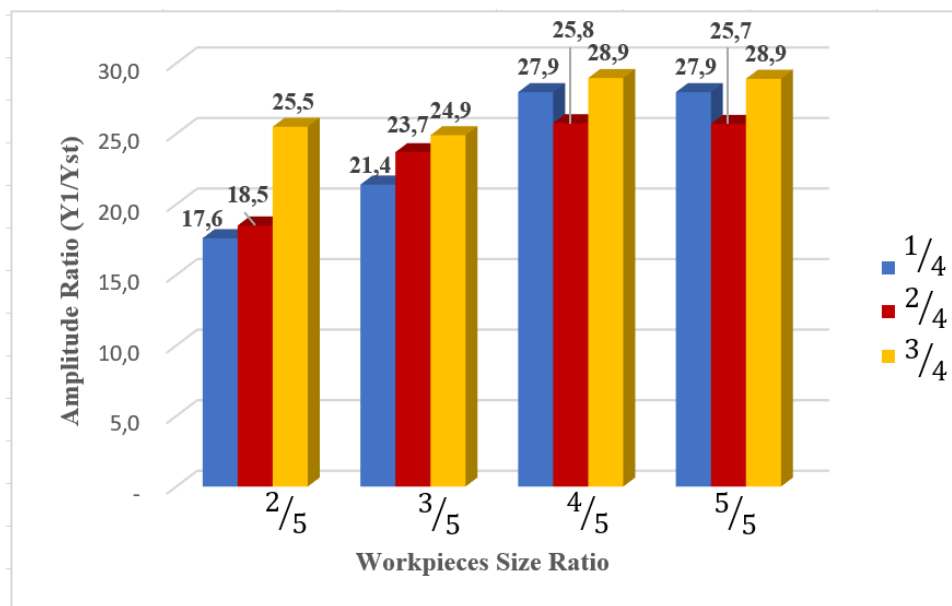
**Gambar 4.7** *Frequency Response Diagram* Sistem Utama Rasio Dimensi  $\frac{4}{5}$  dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA



**Gambar 4.8** *Frequency Response Diagram* Sistem Utama Rasio Dimensi  $\frac{5}{5}$  dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA

Gambar 4.5, 4.6, 4.7, dan 4.8 di atas merupakan *frequency domain* translasi arah sumbu  $y$  dari sistem utama berupa benda kerja dari setiap variasi dimensi. Pada

gambar telah tersedia perbesaran grafik yang terjadi pada *chatter frequency* 1686 Hz. Dimana pada frekuensi tersebut terlihat *data tip* untuk setiap rasio jarak peletakan MR-DVA yang diwakilkan oleh warna biru untuk rasio jarak peletakan MR-DVA  $1/4$ , merah untuk rasio  $2/4$ , dan kuning merupakan rasio  $3/4$ . Pada gambar 4.4 dan 4.5 menunjukkan bahwa pada rasio dimensi benda kerja  $2/5$  dan  $3/5$  memiliki respon getaran terendah pada rasio jarak peletakan MR-DVA  $1/4$ , sedangkan pada rasio dimensi benda kerja  $4/5$  dan  $5/5$  memiliki respon getaran terendah saat MR-DVA diletakkan sejauh rasio jarak  $2/4$ . Namun pada keempat variasi rasio dimensi benda kerja didapati respon rasio amplitudo tertinggi saat MR-DVA diletakkan sejauh rasio jarak  $3/4$ . Dimana dapat kita lihat besaran angka dari respon rasio amplitudo untuk setiap pengambilan data adalah pada gambar 4.9.



**Gambar 4.9** Respon Rasio Amplitudo Sistem Utama Rasio dengan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA

Gambar 4.9 merupakan respon rasio amplitudo dari sistem utama dengan penambahan MR-DVA saat simulasi. Dapat dilihat dari gambar 4.9, respon getaran berupa rasio amplitudo memiliki trend yang mengalami peningkatan secara signifikan terhadap rasio dimensi dari benda kerja. Rasio dimensi benda kerja merepresentasikan panjang dari sisi lebar benda kerja, dimana semakin besar rasio

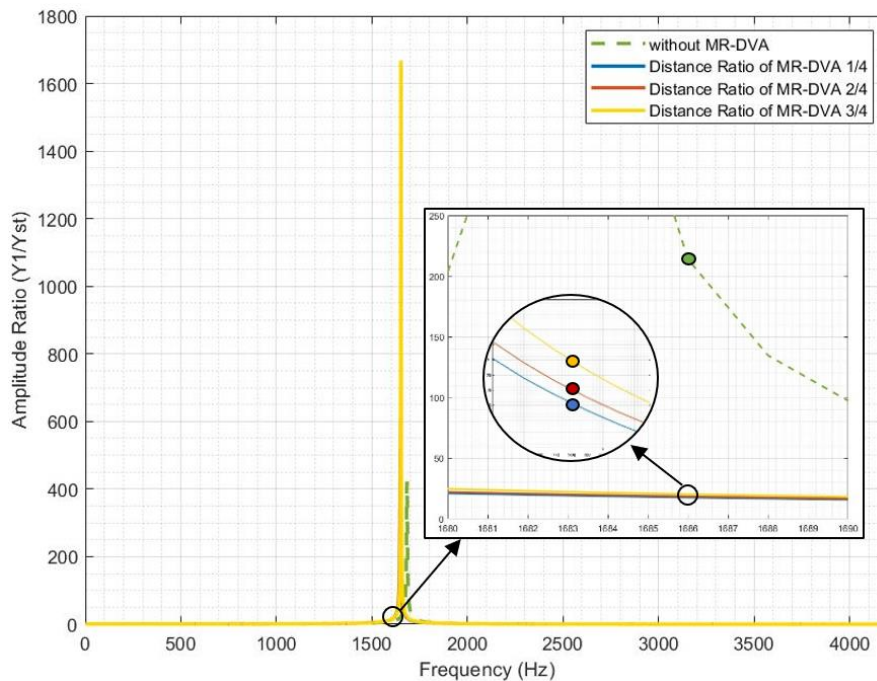
dimensi benda kerja mengartikan semakin panjang sisi lebar dari benda kerja. Sehingga dari diagram batang di atas terlihat bahwa semakin lebar sisi pendek benda kerja maka respon getaran yang dihasilkan akan semakin besar pula. Adapun sedikit perbedaan fenomena yang terjadi, yaitu pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$  dan  $\frac{3}{5}$  didapati respon rasio amplitudo mengalami kenaikan seiring peningkatan variasi rasio peletakan MR-DVA terkecil hingga terbesar. Sedangkan pada  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  cenderung menghasilkan respon amplitudo getaran turun dari variasi rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  ke rasio jarak peletakan  $\frac{2}{4}$  lalu naik kembali pada rasio peletakan  $\frac{3}{4}$ . Hal tersebut tentunya disebabkan oleh kelentingan dan rigiditas dari benda kerja. Dimana rasio dimensi benda kerja  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  bersifat *rigid*, namun dari *Frequency Response Diagram* yang dihasilkan terlihat *peak* kedua pada benda menjulang tinggi sehingga bertubrukan dengan frekuensi dari MR-DVA saat diletakkan pada rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$ , menyebabkan respon rasio amplitudo menjadi lebih besar dibandingkan pada rasio dimensi benda kerja yang hanya memiliki satu *peak*.

#### **4.1.1.2.1 Analisa Reduksi Getaran terhadap Variasi Peletakan MR-DVA terhadap Lubang *Drill* secara Simulasi**

Analisa respon reduksi getaran sistem dilakukan dengan membandingkan respon rasio amplitudo sistem utama oleh benda kerja saat sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA untuk getaran translasi arah sumbu y. Pada proses *drilling* getaran berlebih timbul, akibatnya pada permukaan lubang yang telah berlubang tersebut akan bertekstur atau sering dikenal sebagai *chatter*. Pada sub bab ini akan membahas detail mengenai reduksi sistem setelah dan sebelum MR-DVA ditambahkan dengan variasi rasio jarak peletakannya dan jarak pencekaman *clamp* terhadap lubang *drill* sebesar  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{2}{4}$ , dan  $\frac{3}{4}$ . Selisih dari rasio amplitudo tersebut akan diubah dalam bentuk persentase, sehingga memudahkan dalam proses analisa reduksi yang terjadi pada sistem setelah MR-DVA ditambahkan. Analisis reduksi ini bertujuan untuk menguji optimalisasi dari MR-DVA yang telah di desain

pada penelitian terdahulu [5] dan mendapatkan parameter yang optimal untuk setiap benda kerja yang diujikan.

Pada penelitian simulasi akan didapatkan respon getaran berupa *Frequency Response Diagram* sebanyak frekuensi yang dikehendaki, yaitu 4200 Hz. Kemudian dilakukan normalisasi *Frequency Response Diagram* dengan membagi respon getaran dinamis terhadap statis. Frekuensi ditentukan sepanjang 4200 Hz guna menganalisa fenomena yang terjadi setelah puncak (*peak*) pertama yaitu saat frekuensi natural sebesar 1675,6 – 1696,6 Hz. Gambar grafik *Frequency Response Diagram* di bawah merupakan *Frequency Response Diagram* yang terjadi pada benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA. Dari gambar adalah detail dari nilai respon rasio amplitude pada frekuensi *chatter* 1686 Hz. Terlihat adanya reduksi getaran yang ditandai dengan garis berwarna hijau (sistem utama tanpa MR-DVA) yang berada di garis berwarna kuning milik sistem utama dengan rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{3}{4}$ , kemudian merah milik rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{2}{4}$ , dan terakhir garis berwarna biru milik rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  seperti pada gambar 4.10.



**Gambar 4.10** *Frequency Response Diagram* Sistem Utama dengan Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$  Sebelum dan Sesudah Penambahan MR-DVA

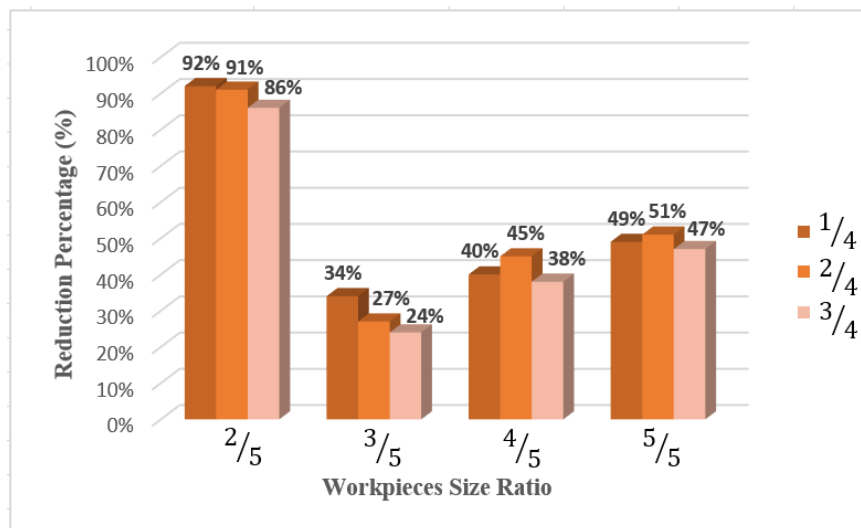


**Tabel 4.2** Respon Rasio Amplitudo serta Persen Reduksi Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA

No.	Workpieces Size Ratio	MR-DVA Placed Distance Ratio	Amplitude Response Ratio of Main System ( $Y_1/Y_{st}$ )		Reduction (%)
			without MR-DVA (m)	with MR-DVA (m)	
1	2/5	1/4	2,14E+02	1,76E+01	92
2		2/4		1,85E+01	91
3		3/4		2,55E+01	86
4	3/5	1/4	2,59E+01	2,14E+01	34
5		2/4		2,37E+01	27
6		3/4		2,49E+01	24
7	4/5	1/4	3,94E+01	2,79E+01	40
8		2/4		2,57E+01	45
9		3/4		2,89E+01	38
10	5/5	1/4	5,29E+01	2,68E+01	49
11		2/4		2,57E+01	51
12		3/4		2,79E+01	47

Gambar 4.10 merupakan diagram respon frekuensi sistem utama rasio dimensi  $2/5$  sebelum dan sesudah ditambahkan MR-DVA. terlihat bahwa dengan penambahan MR-DVA telah menurunkan respon getaran pada frekuensi *chatter*. Dari grafik *Frequency Response Diagram* tersebut terlihat bahwa rasio jarak MR-DVA telah mempengaruhi besar getaran translasi arah sumbu y yang dihasilkan, dimana semakin dekat peletakan MR-DVA dari lubang maka akan semakin kecil

respon getaran yang dihasilkan. Namun, hal yang berbeda ditemukan pada rasio dimensi benda kerja  $4/5$  dan  $5/5$ . Dimana pada rasio dimensi benda kerja tersebut respon getaran terendah terjadi untuk rasio jarak peletakan MR-DVA  $2/4$ . Hal tersebut dapat terjadi akibat adanya getaran beresonansi secara berlebih, dimana hal tersebut akan dibuktikan saat eksperimen. Untuk mempermudah proses analisa perbandingan hasil reduksi tersebut, berikut merupakan tabel dari reduksi getaran sistem setelah penambahan MR-DVA untuk setiap variasi rasio dimensi benda kerja sebagai sistem utama.



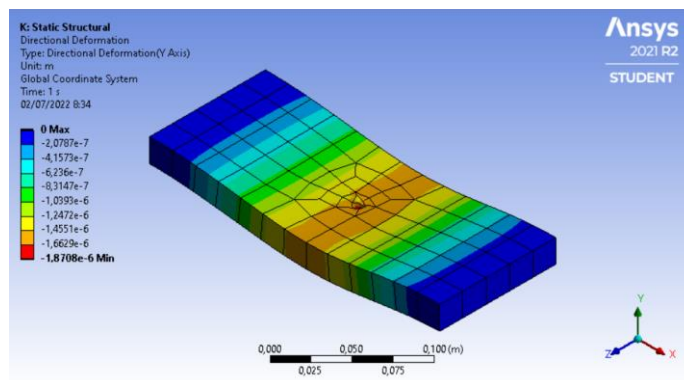
**Gambar 4.11** Persen Reduksi Simulasi Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA

Gambar 4.11 merupakan diagram batang dari persen reduksi simulasi, dimana diketahui bahwa rasio respon amplitudo getaran sistem utama terhadap variasi rasio jarak peletakan MR-DVA untuk setiap variasi rasio dimensi benda kerja menghasilkan persen reduksi yang beragam. Hal ini menandakan kesesuaian sistem dari desain MR-DVA, dimana untuk MR-DVA yang dapat meredam secara maksimal adalah rasio massa MR-DVA  $1/20$  [6]. Desain MR-DVA ini paling optimal meredam pada sistem utama dengan rasio dimensi benda kerja  $2/5$  seperti pada gambar diagram batang di atas, dimana persen reduksi yang dihasilkan dapat mencapai 92% untuk rasio jarak peletakan MR-DVA  $1/4$ . Sedangkan reduksi

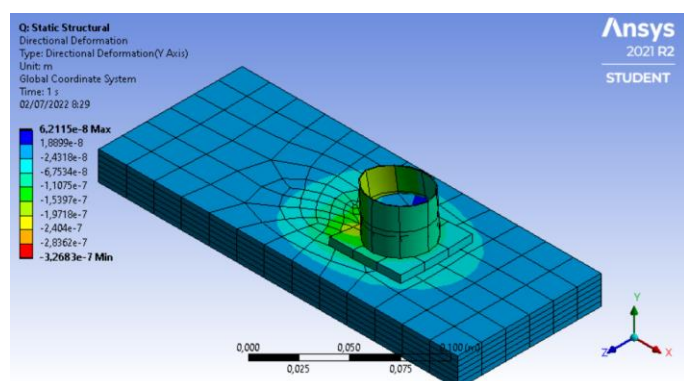
terendah didapat pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{3}{5}$  untuk setiap variasi rasio peletakan MR-DVAny. Persen reduksi mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya dimensi benda kerja. Sehingga berturut-turut rasio dimensi benda kerja yang menghasilkan persen reduksi rasio respon amplitudo tertinggi hingga terendah adalah  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{5}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ , dan  $\frac{3}{5}$ .

#### 4.1.1.2.2 Analisa Defleksi terhadap Variasi Rasio Massa MR-DVA

Adapun tahapan akhir pada analisa simulasi adalah dengan melakukan analisa simulasi *Modal* dengan *software ANSYS Workbench*. Analisa *Modal* berguna untuk mengetahui *mode shape* pada sistem utama serta defleksi MR-DVA.



(a)



(b)

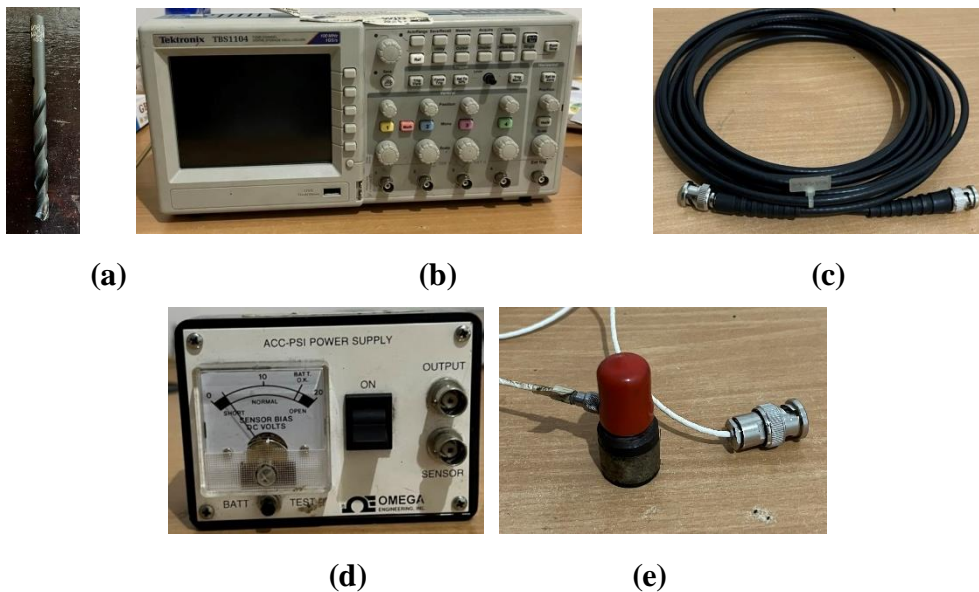
**Gambar 4.12** Defleksi Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA (a) dan Sistem Utama Setelah Penambahan MR-DVA (b)

Gambar 4.12 merupakan hasil defleksi sesudah dan sebelum ditambahkan MR-DVA pada sistem utama, dimana terlihat distribusi warna yang merepresentasikan defleksi tanpa pemberian gaya eksitasi. Dari gambar terlihat perbedaan defleksi dari benda kerja sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA. Sebagai contoh yang terlampir pada gambar 4.12 adalah sistem utama dengan rasio dimensi  $\frac{2}{5}$  yang kemudian dibandingkan dengan keadaan pemberian MR-DVA pada rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$ .

Penambahan MR-DVA telah memberikan pengaruh terhadap defleksi sistem utama maupun untuk MR-DVA. Dimana terlihat distribusi beragam warna menandakan adanya defleksi maka setelah dilakukan penambahan MR-DVA, benda kerja semakin *rigid* yang ditandai dengan warna biru tua hampir menyeluruh di permukaan benda kerja. Sedangkan pada MR-DVA fenomena yang terjadi berlaku sebaliknya, defleksi terjadi dengan besaran maksimum pada *rubber* dari MR-DVA yang merupakan kekakuan pegas dari MR-DVA. Hal tersebut menandakan dengan menambahkan MR-DVA dapat meredam getaran berlebih.

#### 4.1.2 Analisa Eksperimen Penelitian

Adapun barang yang perlu dipersiapkan dalam menunjang pengambilan data eksperimen seperti pada gambar 4.13.



**Gambar 4.13** Mata Bor (a), *Oscilloscope* (b), Kabel Penghubung (c), *Adaptor* (d),

dan *Probe* (e)



**Gambar 4.14** Pelaksanaan Eksperimen

Gambar 4.14 merupakan pengaturan pelaksanaan eksperimen dengan sistem utama mesin *drill Kao Ming Machinery Industria Co., Ltd* tipe KMR-700DS. Eksperimen hanya dilakukan untuk analisa translasi arah sumbu *y*, sehingga hanya dibutuhkan 1 buah *probe accelerometer*, serta 1 buah kabel penghubung dan 1 buah adaptor. Untuk melakukan pembacaan tersebut, *probe* diletakkan di permukaan benda kerja yang akan dilubangi di antara lubang dan peletakan MR-DVA dengan posisi vertikal.

Pengambilan data diterapkan pada 2 perlakuan, yaitu sistem utama tanpa penambahan MR-DVA dan sistem utama dengan penambahan MR-DVA. Untuk sistem utama tanpa MR-DVA dilakukan pada benda kerja dengan variasi rasio panjang dan lebar yang dilubangi di pusat massanya, kemudian pencekaman oleh *clamp* berada di sisi pendek. Sedangkan eksperimen sistem utama dengan penambahan MR-DVA dilakukan pada benda kerja yang sama, dan divariasikan rasio jarak peletakan MR-DVA dan pencekaman *clamp* terhadap lubang atau pusat massa benda kerja sehingga akan diketahui variasi ideal guna mereduksi percepatan getaran pada proses *drilling*.

Eksperimen tesis ini dioperasikan pada kecepatan 441 rpm dengan kecepatan makan 0,07 mm/rev. Variasi rasio panjang dan lebar benda kerja  $\frac{2}{5}$ ,  $\frac{3}{5}$ ,  $\frac{4}{5}$ , dan  $\frac{5}{5}$  dengan variasi rasio jarak peletakan MR-DVA dan pencekaman *clamp* terhadap lubang sebesar  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ , dan  $\frac{3}{4}$ .

Sistem Utama, Pada penelitian ini sistem utamanya merupakan mesin *drill Kao Ming Machinery Industrial Co., Ltd* tipe KMR-700DS. Analisa dibatasi pada 2 komponen fokus yaitu berupa benda kerja material Aluminium Alloy 7075-T6 dengan dimensi sesuai variasi yang telah ditentukan, serta mata bor dengan diameter 8 mm yang menyalurkan gaya eksitasi getaran dari mesin *drill*.

Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA), Penelitian ini akan menganalisa penambahan desain dari prototipe peredam jenis *Mass-Rubber Dynamic Absorber* (MR-DVA) terhadap operasi dari sistem utama. MR-DVA terdiri atas massa dan kekakuan pegas. Massa dari MR-DVA merupakan logam dengan material *brass* yang berbentuk seperti koin. Sedangkan kekakuan dari pegas didapatkan dari kekakuan karet material *natural rubber*.

#### **4.1.2.1 Analisa Eksperimen Respon Getaran Sistem Utama**

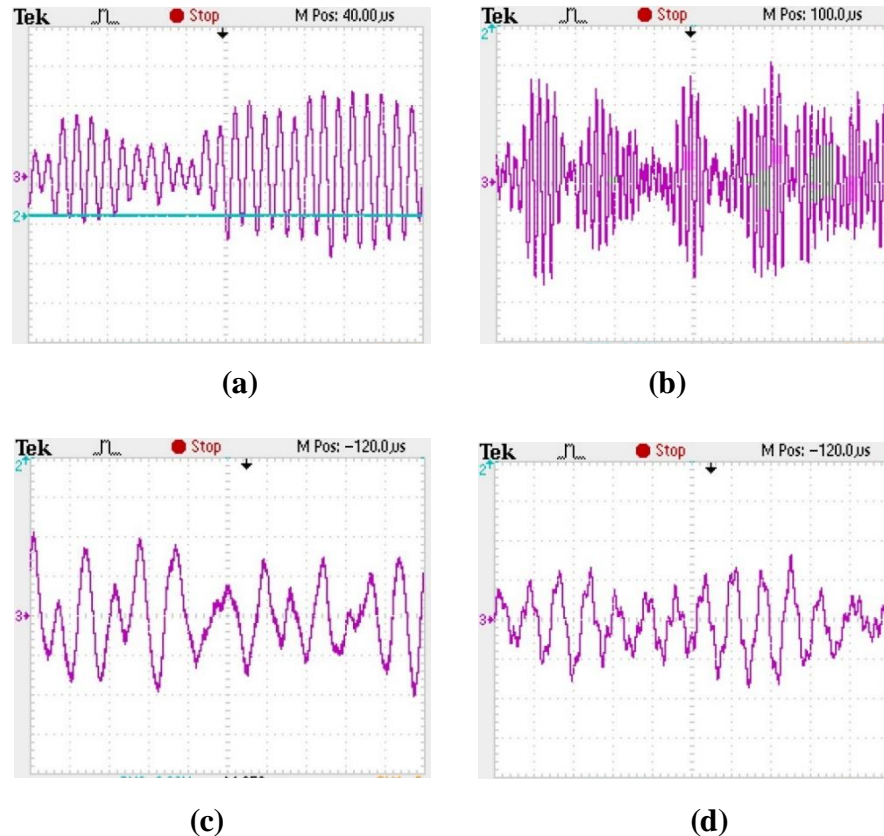
Penelitian dilakukan pada proses *drilling* berkecepatan putaran mesin 441 rpm dan kecepatan makan 0,07 mm/rev. Eksperimen dilakukan guna mendapatkan respon percepatan getaran pada benda kerja untuk sebelum dan sesudah penambahan *Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber* (MR-DVA). Dimana analisa dilakukan hanya untuk getaran translasi arah vertikal pada benda kerja.

Respon getaran yang akan dianalisa pada penelitian ini berupa respon percepatan getaran translasi arah vertikal. Sehingga, data dari bacaan *oscilloscope* berupa data waktu dan *voltase* harus dikonversi menjadi respon percepatan terlebih dahulu dengan rumus pada persamaan 3.27, 3.37, dan 3.38.

#### **4.1.2.2 Analisa Eksperimen Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA**

Penelitian eksperimen sistem utama tanpa menambahkan MR-DVA dilakukan pada kecepatan mesin 441 rpm dan kecepatan makan 0,07 mm/rev. Dari eksperimen ini didapatkan hasil berupa respon percepatan terhadap waktu untuk getaran translasi hasil bacaan oleh *oscilloscope* untuk setiap pengambilan data

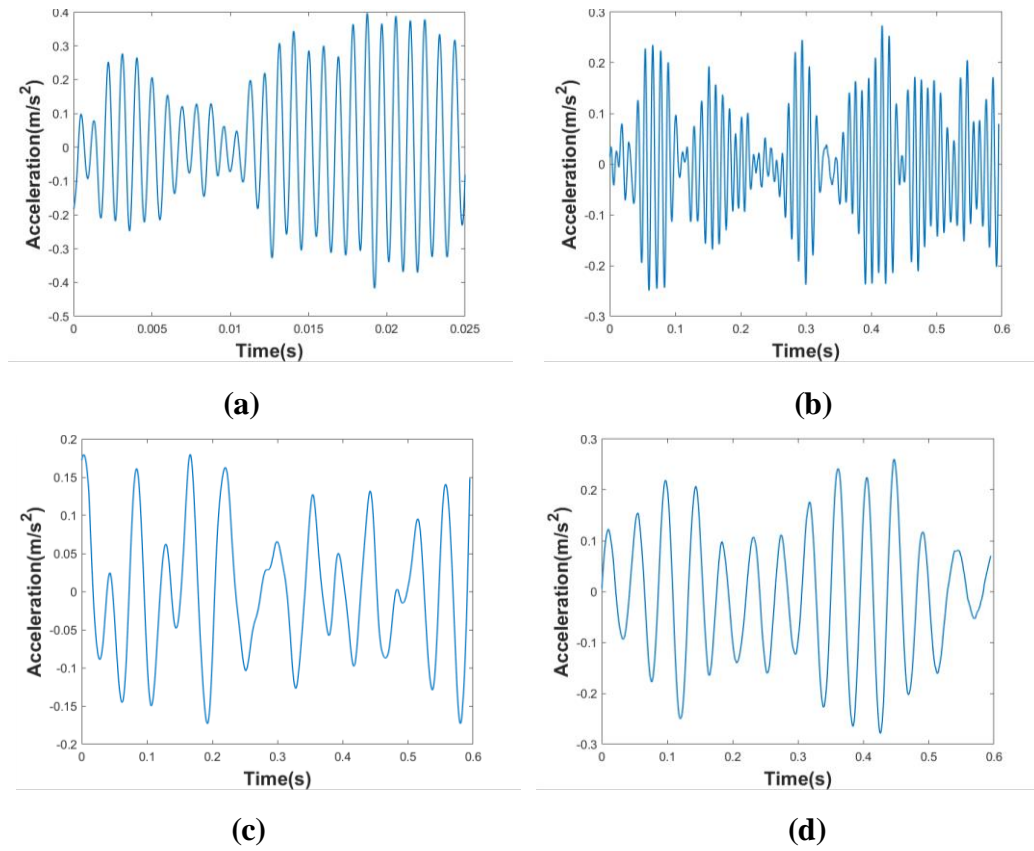
eksperimen. Respon tersebut akan di konversi untuk kemudian dilakukan *filtering* dan *smoothing* data. Data tersebut kini dapat direpresentasikan oleh nilai RMS tiap rasio dimensi benda kerja. Berikut merupakan grafik dari hasil *filtering* dan *smoothing*.



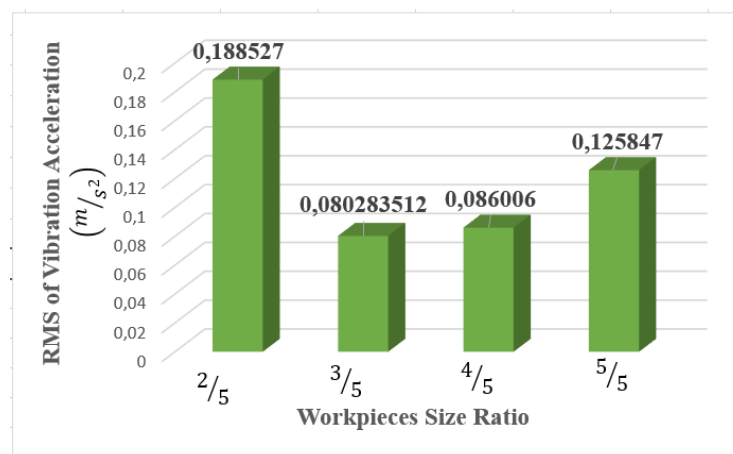
**Gambar 4.15** Hasil Bacaan pada *Oscilloscope* untuk Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA dengan Rasio Ukuran Benda Kerja  $\frac{2}{5}$  (a),  $\frac{3}{5}$  (b),  $\frac{4}{5}$  (c), dan  $\frac{5}{5}$  (d)

Gambar 4.15 merupakan data sistem utama tanpa penambahan MR-DVA yang terbaca oleh *oscilloscope* untuk tiap-tiap variasi rasio ukuran benda kerja. Sedangkan pada gambar 4.16 merupakan data atau grafik yang telah melalui proses *filtering* dan *smoothing* dari sistem utama tanpa penambahan MR-DVA untuk tiap-tiap variasi rasio ukuran benda kerja menggunakan *software MATLAB*. Hasil dari *filtering* dan *smoothing* menunjukkan gambaran sistem beresilasi dengan respon getaran berupa respon percepatan getaran terhadap waktu. Dalam bentuk grafik percepatan ini belum dapat merepresentasikan analisa respon getaran yang dapat

dianalisa lebih lanjut. Sehingga dibutuhkan nilai RMS dari sistem utama setelah *filtering* dan *smoothing* data.



**Gambar 4.16** Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Grafik Respon Percepatan Getaran Sistem Utama tanpa MR-DVA untuk Benda Kerja dengan Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$  (a),  $\frac{3}{5}$  (b),  $\frac{4}{5}$  (c), dan  $\frac{5}{5}$  (d)



**Gambar 4.17** Diagram Batang RMS Sistem Utama tanpa Penambahan MR-DVA



Gambar 4.17 merupakan diagram batang dari RMS pada benda kerja tanpa peredaman, dimana diketahui besar percepatan getaran translasi vertikal arah sumbu y dari sistem utama mengalami hasil yang beragam. Dimana dapat kita lihat untuk rasio benda kerja  $2/5$  memiliki nilai respon percepatan getaran tertinggi dibanding rasio ukuran benda kerja yang lain sebesar  $0,188527 \text{ m/s}^2$ . Dimana pada benda kerja dengan rasio ukuran  $3/5$  menghasilkan respon percepatan getaran tertinggi sebesar  $0,080284 \text{ m/s}^2$  yang kemudian mengalami peningkatan seiring bertambahnya besar dari rasio ukuran benda kerja hingga berturut-turut untuk rasio dimensi benda kerja  $4/5$  dan  $5/5$  adalah  $0,086006 \text{ m/s}^2$  dan  $0,125847 \text{ m/s}^2$ .

Fenomena tersebut dipengaruhi oleh posisi pencekaman *clamp* yang berada disisi pendek dari benda kerja. Dimana seluruh sisi pendek dari benda kerja dengan rasio ukuran  $2/5$  tercekam oleh *clamp*. Sedangkan sisi pendek dari benda kerja dengan rasio ukuran  $3/5, 4/5, \text{ dan } 5/5$  tidak secara keseluruhan tercekam oleh *clamp*. Seperti pada gambar berikut saat eksperimen berlangsung, serta penambahan panjang sisi pendek benda kerja telah menyebabkan meningkatnya rigiditas dari benda kerja. Hal tersebut dikarenakan sisi pendek yang lebih lebar hingga sama dengan sisi panjang akan menerima getaran lebih merata keseluruhan permukaannya sehingga meningkatkan efek peredaman yang lebih besar. Sehingga hasil penelitian eksperimen dari sistem utama sebelum penambahan MR-DVA telah sesuai dengan hasil yang didapatkan pada penelitian simulasi.

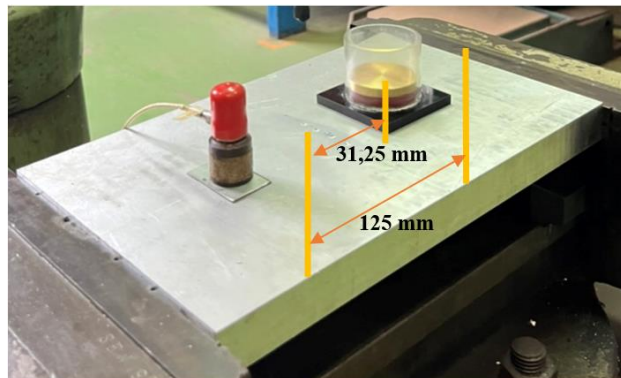
#### **4.1.2.3 Analisa Eksperimen Sistem Utama dengan Penambahan MR-DVA**

Penelitian eksperimen sistem utama dengan menambahkan MR-DVA dilakukan pada kecepatan mesin 441 rpm dan kecepatan makan 0,07 mm/rev. Dari eksperimen didapatkan respon percepatan getaran sistem utama dengan MR-DVA. Respon percepatan getaran dari benda kerja tersebut kemudian dianalisa. Respon percepatan getaran tersebut akan dibandingkan dengan respon percepatan getaran sistem utama tanpa adanya penambahan MR-DVA, sehingga akan diketahui besar reduksi yang disebabkan penambahan MR-DVA. Pada eksperimen ini dilakukan

variasi rasio jarak peletakan MR-DVA dan jarak pengecaman *clamp* terhadap lubang untuk tiap-tiap rasio ukuran benda kerja.

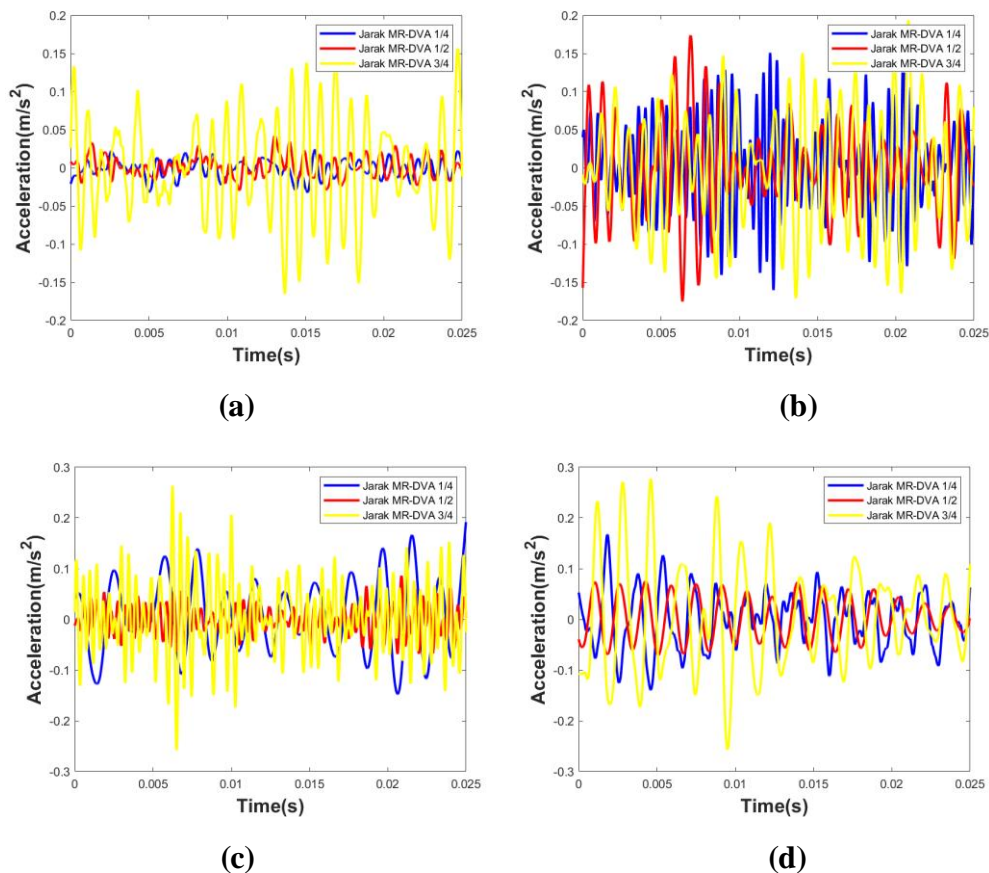
#### 4.1.2.3.1 Analisa Eksperimen Respon Getaran Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA terhadap Lubang *Drill*

Pada eksperimen ini diberlakukan variasi rasio jarak peletakan MR-DVA dan jarak pengecaman oleh *clamp* terhadap lubang *drill*. Variasi tersebut diantaranya  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ , dan  $\frac{3}{4}$ . Variasi tersebut diterapkan untuk setiap variasi rasio ukuran benda kerja yang mana memiliki sisi panjang yang sama sebesar 250 mm. Berikut adalah contoh sebagai gambaran rasio peletakan MR-DVA dan jarak pengecaman *clamp* terhadap lubang *drill* pada benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{3}{5}$ .



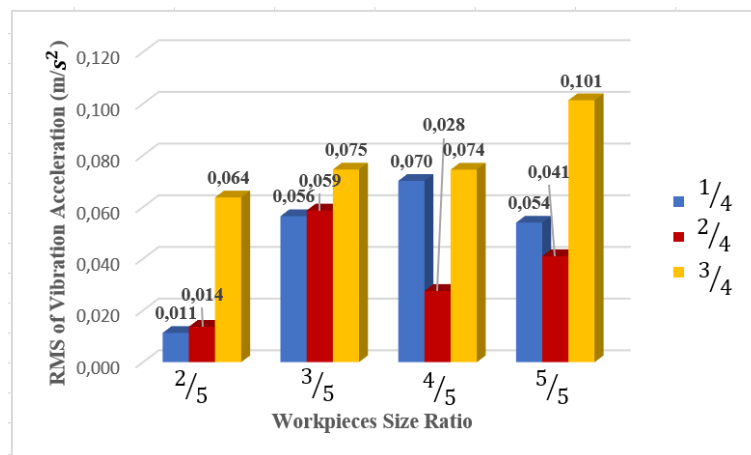
**Gambar 4.18** Contoh Penerapan Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  pada Benda Kerja Rasio Dimensi  $\frac{3}{5}$

Sehingga dari eksperimen yang telah dilakukan didapatkan grafik respon percepatan terhadap waktu untuk getaran translasi hasil bacaan oleh *oscilloscope* untuk setiap pengambilan data eksperimen. Respon tersebut akan di konversi untuk kemudian dilakukan *filtering* dan *smoothing* data. Data tersebut kini dapat direpresentasikan oleh nilai berikut masing-masing variasi. Perbandingan RMS respon percepatan getaran pada sistem utama setelah MR-DVA ditambahkan dengan memvariasikan rasio jarak peletakannya. Berikut merupakan grafik dari hasil *filtering* dan *smoothing*, serta diagram batang nilai RMS hasil respon percepatan getaran eksperimen.



**Gambar 4.19** Hasil Perbandingan Respon Percepatan Getaran Translasi Sumbu Y Sistem Utama Rasio Dimensi  $2/5$  (a),  $3/5$  (b),  $4/5$  (c), dan  $5/5$  (d) dengan Penambahan MR-DVA

Gambar 4.19 merupakan hasil *filtering* dan *smoothing* sistem utama setelah penambahan MR-DVA dengan rasio massa  $1/20$  dengan *software MATLAB*. Hasil dari *filtering* dan *smoothing* menunjukkan gambaran sistem beresiliasi dengan respon getaran berupa respon percepatan getaran terhadap waktu. Grafik respon percepatan terhadap waktu di atas dapat terlihat untuk garis berwarna biru merupakan milik sistem utama dengan variasi rasio jarak peletakan MR-DVA  $1/4$ , kemudian merah adalah milik rasio  $2/4$ , dan warna kuning merupakan milik rasio  $3/4$ . Dalam bentuk grafik percepatan ini belum dapat merepresentasikan analisa respon getaran yang dapat dianalisa lebih lanjut. Sehingga dibutuhkan nilai RMS dari sistem utama setelah *filtering* dan *smoothing* data guna mempermudah proses analisa seperti data pada tabel 4.5.



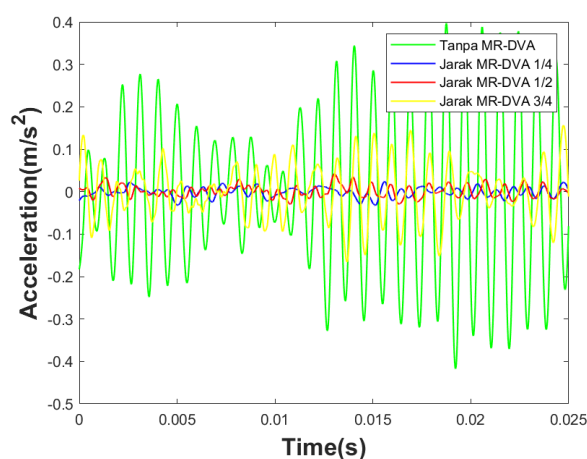
**Gambar 4.20** Diagram Batang RMS dari Sistem Utama dengan Penambahan MR-DVA terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA

Gambar 4.20 merupakan diagram batang dari RMS sistem utama setelah penambahan MR-DVA saat eksperimen, dimana diketahui bahwa nilai *root mean square* (RMS) dari respon percepatan getaran translasi vertikal sistem utama mengalami fenomena yang beragam setelah dilakukan penambahan MR-DVA. Respon percepatan getaran untuk rasio dimensi benda kerja  $2/5$  dan  $3/5$  mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya jarak dari peletakan MR-DVA. Dimana respon percepatan terendah terjadi saat MR-DVA diletakkan pada rasio jarak peletakan dan pencekaman *clamp* terhadap lubang *drill*  $1/4$  dan terus mengalami peningkatan hingga rasio  $3/4$ . Respon percepatan terendah terjadi saat benda kerja dengan rasio dimensi  $2/5$  pada rasio jarak peletakan MR-DVA  $1/4$  sebesar  $0,011329 \text{ m/s}^2$ .

Sedangkan pada benda kerja dengan rasio dimensi  $4/5$  dan  $5/5$  terlihat fenomena *trend* dari diagram batang yang berbeda dari rasio dimensi benda kerja sebelumnya. Dimana respon percepatan getaran terendah hingga tertinggi berturut-turut terjadi saat rasio jarak peletakan MR-DVA  $2/4$ ,  $1/4$ , dan  $3/4$ . Sehingga hasil penelitian eksperimen dari sistem utama setelah penambahan MR-DVA telah sesuai dengan hasil yang didapatkan pada penelitian simulasi.

#### 4.1.2.4 Analisa Reduksi Getaran terhadap Variasi Peletakan MR-DVA terhadap Lubang *Drill* secara Eksperimen

Analisa respon reduksi getaran sistem dilakukan dengan membandingkan respon percepatan getaran translasi sistem utama oleh benda kerja saat sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA arah sumbu y. Pada proses *drilling* getaran berlebih timbul, akibatnya pada permukaan lubang yang telah berlubang tersebut akan bertekstur atau sering dikenal sebagai *chatter*. Pada sub bab ini akan membahas detail mengenai reduksi sistem setelah dan sebelum MR-DVA ditambahkan dengan variasi rasio jarak peletakannya dan jarak pengekaman *clamp* terhadap lubang *drill* sebesar  $1/4$ ,  $2/4$ , dan  $3/4$ . Pada sub bab sebelumnya merupakan analisa eksperimen dimana telah didapatkan nilai *root mean square* (RMS) dari setiap pengambilan data. Sehingga, selisih dari RMS sistem utama sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA akan dianalisa besar reduksinya yang bertujuan untuk menguji optimalisasi dari MR-DVA yang telah di desain pada penelitian terdahulu [5] dan mendapatkan parameter yang optimal untuk setiap benda kerja yang diujikan. Untuk mempermudah proses analisa perbandingan hasil reduksi tersebut, berikut merupakan tabel dari reduksi getaran sistem setelah penambahan MR-DVA untuk setiap variasi rasio dimensi benda kerja sebagai sistem utama.



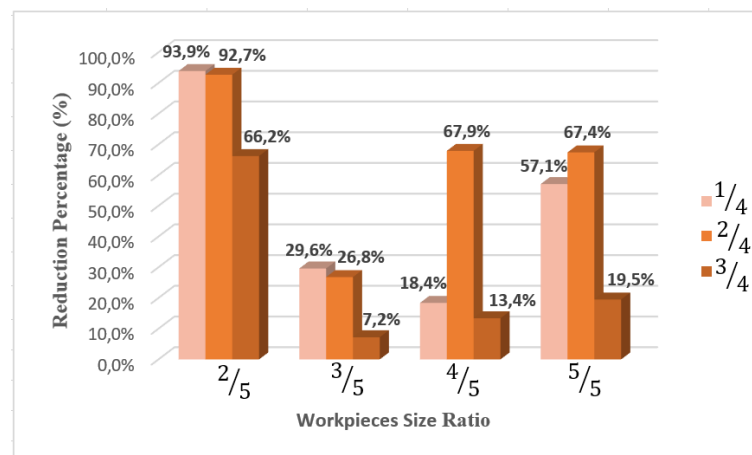
**Gambar 4.21** Perbandingan Respon Percepatan Getaran untuk Benda Kerja Rasio Dimensi  $2/5$  terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA

Gambar 4.21 merupakan representasi data dari grafik respon percepatan sistem utama terhadap waktu untuk sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA. Garis berwarna hijau merupakan respon dari sistem utama tanpa penambahan MR-DVA, sedangkan warna biru merupakan milik sistem utama dengan rasio peletakan MR-DVA  $1/4$ , merah memiliki rasio  $2/4$ , dan terakhir berwarna kuning milik rasio  $3/4$ .

**Tabel 4.3** Respon RMS Percepatan serta Persen Reduksi Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA

No.	Workpieces Size Ratio	MR-DVA Placed Distance Ratio	RMS of Main System ( $m/s^2$ )		Reduction (%)
			without MR-DVA	with MR-DVA	
1	$2/5$	$1/4$	0,188527	0,011329	93,9
2		$2/4$		0,013706	92,7
3		$3/4$		0,063732	66,2
4	$3/5$	$1/4$	0,080284	0,056494	29,6
5		$2/4$		0,058693	26,8
6		$3/4$		0,074523	7,2
7	$4/5$	$1/4$	0,086006	0,070149	18,4
8		$2/4$		0,027557	67,9
9		$3/4$		0,074471	13,4
10	$5/5$	$1/4$	0,125847	0,053979	57,1
11		$2/4$		0,041015	67,4
12		$3/4$		0,101346	19,5

Secara keseluruhan grafik pada gambar 4.21, terlihat bahwa respon getaran yang dihasilkan sistem utama tanpa MR-DVA memiliki amplitudo yang besar. Sedangkan penambahan MR-DVA telah mengecilkan amplitudo dari respon getaran sistem utama. Namun, grafik percepatan ini tidak dapat mendefinisikan analisa secara mendetail dan nyata. Hal tersebut disebabkan data eksperimen belum diolah sehingga masih terdapat sedikit *noise* yang tergambar pada grafik walaupun sudah melalui proses *filtering* dan *smoothing*. Sehingga untuk mempermudah proses analisa perbandingan hasil reduksi tersebut adalah dengan analisa RMS dan persen reduksi eksperimen pada tabel 4.3.



**Gambar 4.22** Persen Reduksi Eksperimen Sistem Utama terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA

Gambar 4.22 merupakan diagram batang dari persen reduksi sistem utama pada eksperimen, dimana diketahui bahwa RMS dari respon percepatan getaran sistem utama terhadap variasi rasio jarak peletakan MR-DVA untuk setiap variasi rasio dimensi benda kerja menghasilkan persen reduksi yang beragam. Hal ini menandakan kesesuaian sistem dari desain MR-DVA, dimana untuk MR-DVA yang dapat meredam secara maksimal adalah rasio massa MR-DVA  $1/20$  [6]. Desain MR-DVA ini paling optimal meredam pada sistem utama dengan rasio dimensi benda kerja  $2/5$  seperti pada gambar diagram batang di atas, dimana persen reduksi yang dihasilkan dapat mencapai 93,9% untuk rasio jarak peletakan MR-DVA  $1/4$ . Pada rasio dimensi benda kerja  $4/5$  dan  $3/5$  persen reduksi tertinggi

terjadi pada rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{2}{4}$  dengan perbedaan yang tidak terlalu signifikan yaitu 67,9% dan 67,4%. Perbedaan yang cukup signifikan hanya pada persen reduksi rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$ . Sedangkan reduksi terendah didapat pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{3}{5}$  untuk rasio jarak peletakan MR-DVA  $\frac{3}{4}$  sebesar 7,2%.

**4.1.2.5 Analisa Permukaan Lubang *Drill* dan Diameter Material terhadap Penambahan MR-DVA**

Guna mendapatkan parameter penggunaan mata bor yang efektif pada kecepatan mesin 441 rpm maka dilakukan analisa pada permukaan lubang dan pengukuran diameter lubang dari benda kerja hasil proses *drilling* terhadap penambahan MR-DVA.

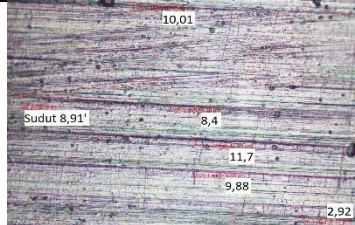
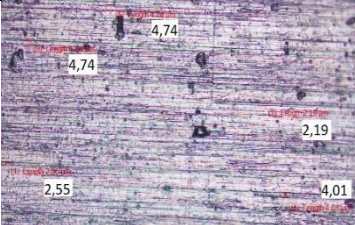
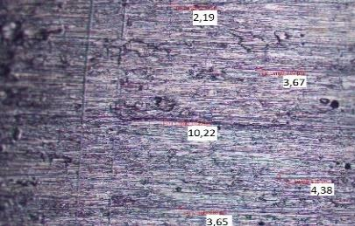
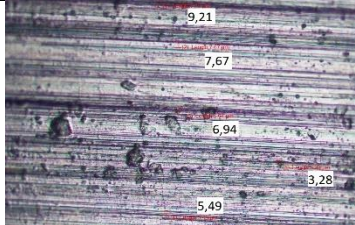
**Tabel 4.4** Hasil Permukaan Lubang dengan Foto *Microscope Digital*

<i>Workpieces Size Ratio</i>	<i>Surface Results</i>			
	<i>without MR-DVA</i>	<i>with MR-DVA</i>		
		$\frac{1}{4}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{3}{4}$
$\frac{2}{5}$				
$\frac{3}{5}$				
$\frac{4}{5}$				
$\frac{5}{5}$				

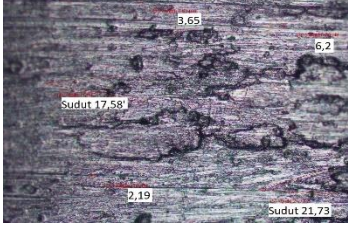
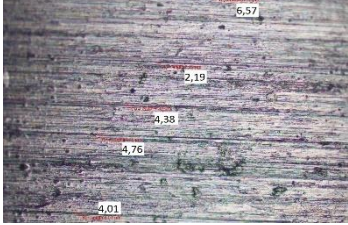
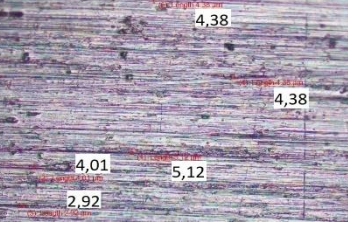
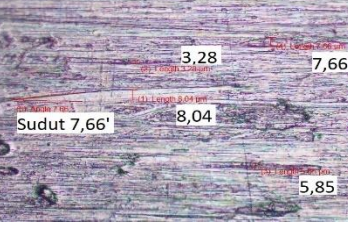


Pada table 4.4 merupakan hasil permukaan lubang *drill* di benda kerja dengan rasio dimensi terhadap variasi rasio peletakan MR-DVA menggunakan alat *microscope digital* dan kamera telfon genggam. Penggunaan *microscope digital* bertujuan untuk melihat *chatter* lebih jelas, sehingga dapat terlihat nyata apakah penambahan MR-DVA ini telah mereduksi *chatter* sesuai dengan simulasi dan analisa respon percepatan pengujian eksperimen.

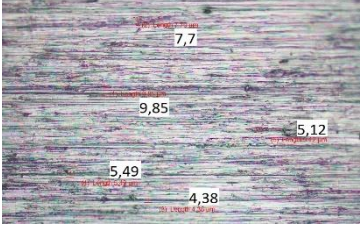
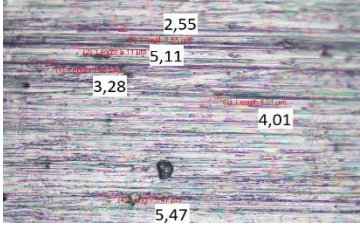
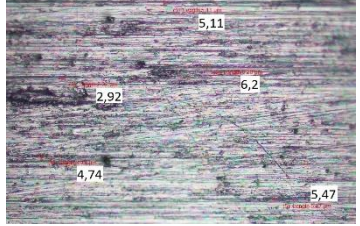
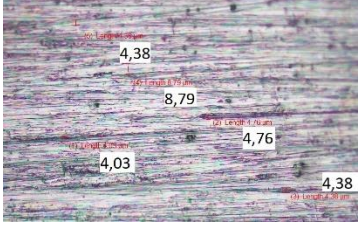
**Tabel 4.5** Hasil Permukaan Lubang dengan Foto *Optical Microscope* Sistem Utama Rasio Dimensi  $2/5$

<i>Workpieces</i> <i>Size Ratio</i>	<i>Surface Results</i>	
$2/5$	<i>without</i> <i>MR-DVA</i>	
	<i>with</i> <i>MR-DVA</i>	$1/4$ 
		$2/4$ 
		$3/4$ 

**Tabel 4.6** Hasil Permukaan Lubang dengan Foto *Optical Microscope* Sistem Utama Rasio Dimensi  $3/5$

<i>Workpieces</i> <i>Size Ratio</i>	<i>Surface Results</i>		
$3/5$	<i>without MR-DVA</i>		
	<i>with MR-DVA</i>	$1/4$	
		$2/4$	
		$3/4$	

**Tabel 4.7** Hasil Permukaan Lubang dengan Foto *Optical Microscope* Sistem Utama  
Rasio Dimensi  $\frac{4}{5}$

<i>Workpieces</i> <i>Size Ratio</i>	<i>Surface Results</i>		
$\frac{4}{5}$	<i>without MR-DVA</i>		
	<i>with MR-DVA</i>	$\frac{1}{4}$	
		$\frac{2}{4}$	
		$\frac{3}{4}$	

**Tabel 4.8** Hasil Permukaan Lubang dengan Foto *Optical Microscope* Sistem Utama Rasio Dimensi  $5/5$

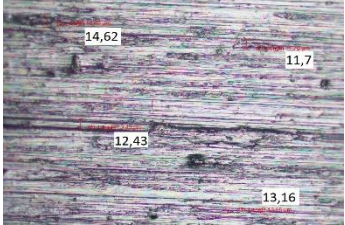
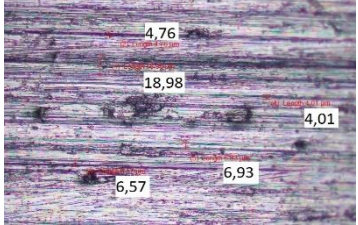
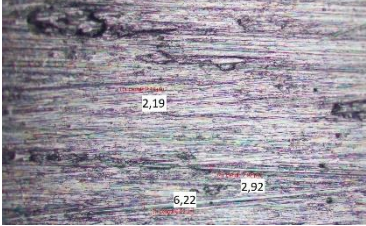
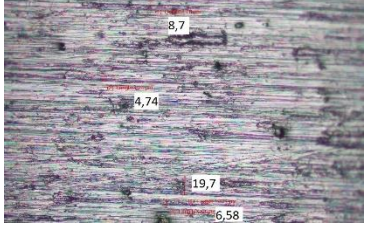
<i>Workpieces Size Ratio</i>	<i>Surface Results</i>		
$5/5$	<i>without MR-DVA</i>		
	<i>with MR-DVA</i>	$1/4$	
		$2/4$	
		$3/4$	

Table 4.5, 4.6, 4.7, dan 4.8 merupakan hasil foto permukaan lubang dengan menggunakan *optical microscope*, dimana terlihat *chatter* pada permukaan lubang sebelum adanya penambahan MR-DVA dari sistem utama. Efek *chatter* pada proses *drilling* bersifat sangat halus dan kecil dikarenakan dasar dari benda kerja yang dicekam oleh *clamp* menyebabkan sistem utama sudah *rigid*. Namun, penambahan MR-DVA ini tentunya berguna untuk lebih memperhalus permukaan lubang atau dengan kata lain mereduksi *chatter*. *Chatter* adalah efek dari getaran berlebih yang diterima sistem utama. Sehingga pada permukaan lubang terlihat

seperti hasil yang kurang bagus seperti sayatan tidak teratur atau kerusakan. Dari gambar di atas terlihat untuk setiap rasio dimensi benda kerja membutuhkan rasio peletakan MR-DVA yang berbeda untuk mengurangi efek *chatter*.

Setelah analisa dari hasil permukaan lubang, maka dilakukan analisa dengan membandingkan diameter hasil proses *drilling* untuk setiap variasi pengujian eksperimen. Pengukuran dilakukan dengan jangka sorong dan berguna untuk mengetahui akurasi dari eksperimen yang dilakukan. Analisa dilakukan dengan membandingkan selisih antara variasi rasio peletakan MR-DVA terhadap sistem tanpa penambahan MR-DVA pada setiap variasi rasio dimensi benda kerja. Tabel berikut merupakan perbandingan diameter lubang *drill* antara sistem utama tanpa dan dengan penambahan MR-DVA.

**Tabel 4.9** Perbandingan Diameter dari Lubang *Drill* Sistem Utama

<i>Workpieces Size Ratio</i>	<i>Drill Hole Diameter (mm)</i>				<i>Drill Hole Diameter Difference (mm)</i>		
	<i>without MR- DVA</i>	<i>with MR-DVA</i>			<i>Distance Ratio of MR-DVA</i>		
		<i>Distance Ratio of MR-DVA</i>					
		$\frac{1}{4}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{3}{4}$
$\frac{2}{5}$	0,785	0,760	0,770	0,780	0,025	0,015	0,005
$\frac{3}{5}$	0,870	0,750	0,750	0,740	0,030	0,030	0,040
$\frac{4}{5}$	0,790	0,780	0,790	0,810	0,010	0	-0,020
$\frac{5}{5}$	0,795	0,770	0,800	0,780	0,025	-0,005	0,015

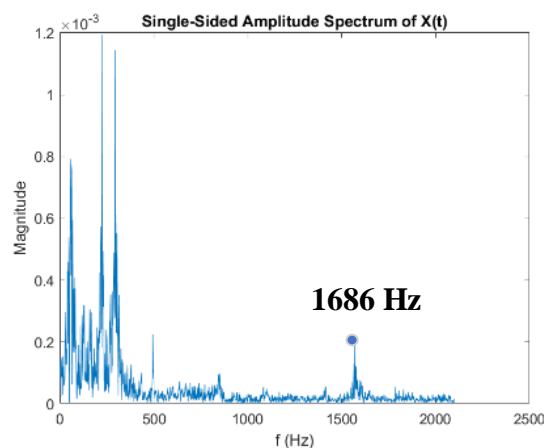
Tabel 4.10 merupakan hasil pengukuran diameter lubang sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA, diketahui bahwa tingkat akurasi tertinggi adalah saat *drilling* pada sistem utama dengan rasio dimensi  $\frac{3}{5}$ . Dimana penggunaan MR-DVA dapat mereduksi diameter yang tanpa MR-DVA melebihi dari diameter mata bor yang sudah ditentukan. Namun, dari sisi kestabilan diameter benda kerja dengan rasio dimensi  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  memiliki diameter lubang yang stabil sebelum dan sesudah penambahan MR-DVA.

## 4.2 Komparasi antara Simulasi dengan Eksperimen Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisa desain dari MR-DVA untuk diaplikasikan pada rentang frekuensi natural benda kerja tertentu. Analisa dilakukan dengan mengkomparasi antara penelitian secara simulasi dan eksperimen yang beriringan dalam pengerjaanya. Maka akan dilakukan analisa mengenai kesinambungan antara simulasi dan eksperimen pada sub sub bab berikut.

### 4.2.1 Frekuensi Domain – *Fast Fourier Transform (FFT) Method*

*Fast Fourier Transform* merupakan metode *software MATLAB* sebagai bentuk presentasi sinyal dalam domain waktu diskrit terhadap domain frekuensi. Sehingga grafik hasil FFT tersebut berguna untuk melihat frekuensi domain dari bentuk grafik respon percepatan terhadap waktu. Frekuensi domain dibutuhkan untuk mengetahui frekuensi dimana terdapat *chatter* dari sistem utama terhadap arah getaran translasi arah sumbu y. *Input* data yang akan diolah dengan metode FFT adalah data respon percepatan getaran yang telah melalui proses *filtering* dan *smoothing*. Sehingga didapatkan grafik hasil FFT pada salah satu rasio dimensi benda kerja  $2/5$  sebagai representasi grafik FFT.



**Gambar 4.23** Hasil Metode *Fast Fourier Transform* (FFT) dengan *MATLAB* pada Rasio Dimensi Benda kerja  $2/5$

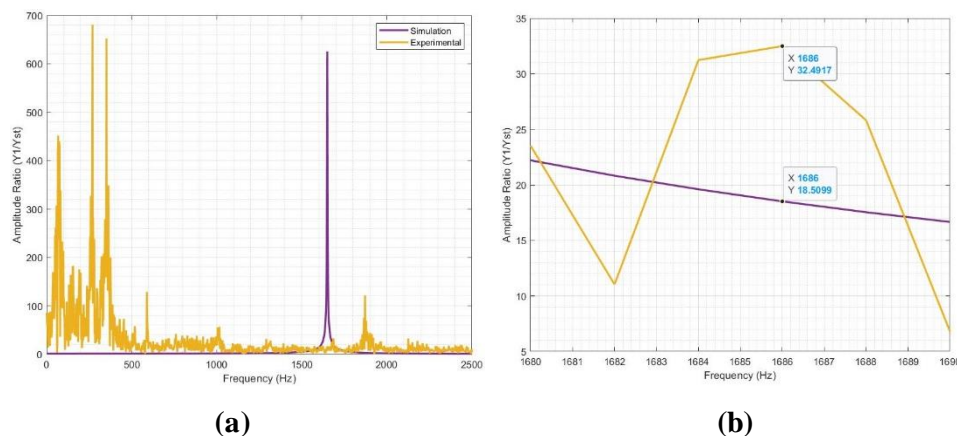
Gambar 4.23 merupakan hasil dari transformasi dengan metode FFT merubah domain percepatan terhadap waktu menjadi domain frekuensi. Frekuensi *chatter* merupakan frekuensi dimana nilai amplitude didapati paling tinggi. Gambar



4.23 memperlihatkan amplitudo tertinggi banyak terjadi diawal proses *drilling*. Dimana diketahui bahwa awal proses *drilling* didapati amplitudo bernilai tinggi akibat pertama kali mata bor mendapatkan gaya dari mesin *drill* dan kemudian akibat pertama kalinya mata bor menyentuh permukaan benda kerja. Hal ini selaras dengan penelitian simulasi yang dilakukan oleh (Suryandari, 2021) lalu. Sehingga *chatter frequency* dari sistem utama ini adalah pada frekuensi 1686 Hz. Frekuensi tersebut akan dibutuhkan guna analisa simulasi maupun eksperimen untuk menganalisa *chatter* yang terjadi.

#### 4.2.2 Respon Getaran Simulasi dan Eksperimen

Analisi yang pertama untuk melakukan komparasi penelitian simulasi dan eksperimen adalah dengan membandingkan *output* yang dihasilkan keduanya, *Frequency Response Diagram*. Saat melakukan eksperimen, *outputnya* merupakan grafik percepatan terhadap waktu, sehingga membutuhkan metode *fast fourier transform* guna konversi grafik *time domain* menjadi *frequency domain*. Kemudian dari kedua *Frequency Response Diagram* tersebut disatukan dan dibandingkan.



**Gambar 4.24** *Frequency Response* Simulasi dan Eksperimen pada Benda Kerja dengan Rasio Dimensi  $\frac{2}{5}$  (a) dan Detail Data pada Frekuensi *Chatter* (b)

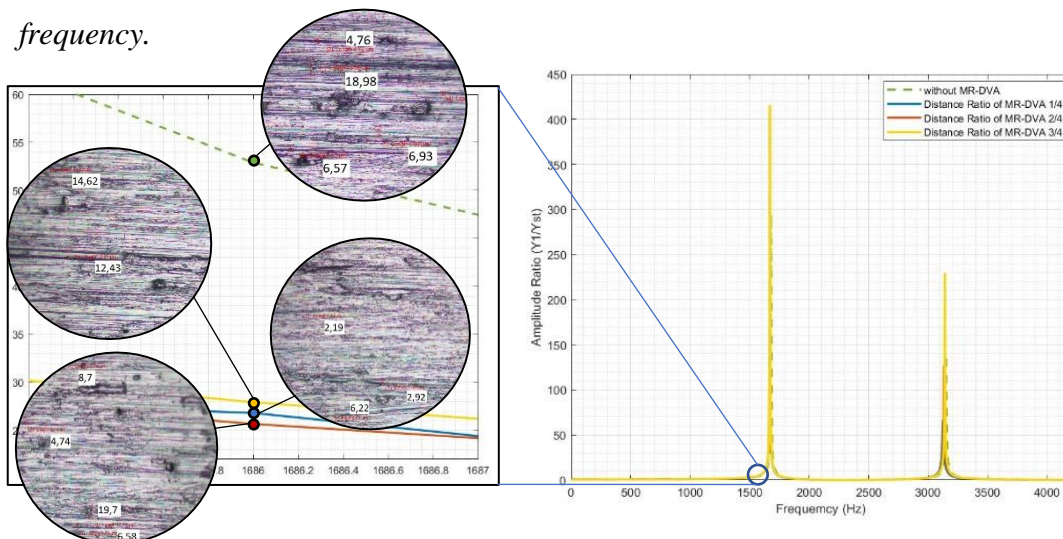
Gambar 4.24 merupakan diagram respon frekuensi hasil simulasi dan eksperimen pada sistem utama rasio dimensi  $\frac{2}{5}$ , dimana terlihat perbedaan dari fenomena *trendline Frequency Response Diagram* untuk penelitian simulasi dengan eksperimen. Hal tersebut tentunya disebabkan oleh berbagai faktor terutama yang terjadi pada eksperimen. Saat pengujian simulasi maka *boundary condition*

merupakan keadaan ideal. Sedangkan untuk pengujian eksperimen banyak faktor *real system* yang mempengaruhi hasil dari proses *drilling* tersebut.

Grafik pada gambar 4.24b menunjukkan besaran dari rasio amplitudo yang dihasilkan sistem saat pengujian dengan simulasi dan eksperimen. Besaran rasio amplitudo tersebut didapatkan dari normalisasi deformasi dinamis terhadap deformasi statis sistem ( $Y_1/Y_{st}$ ). Besaran dari selisih rasio amplitudo adalah sebesar 13,9818 atau 43,03%. Hal tersebut menjadikan adanya perbedaan persen reduksi dari pengujian simulasi dan eksperimen sebagai bentuk dari toleransi *error* dari pengujian eksperimen. Maka selisih tersebut menyebabkan persen reduksi dari pengujian eksperimen cenderung lebih kecil dari persen reduksi pengujian simulasi.

### 4.2.3 Perbandingan Hasil Penelitian Simulasi dengan Eksperimen

Penelitian ini didasari analisa dan pemodelan DVA oleh Suryandari,2021 pada pengujian MR-DVA satu frekuensi natural. Kemudian untuk optimalisasi penggunaan MR-DVA dilakukan pengujian dengan variasi rasio jarak peletakan MR-DVA. Pada pengujian simulasi respon getaran yang dihasilkan berupa amplitudo, sedangkan eksperimen menghasilkan respon berupa percepatan getaran. Berikut merupakan komparasi permukaan lubang yang terjadi saat *chatter frequency*.



**Gambar 4.25** Permukaan Lubang pada *Chatter Frequency* pada Rasio Dimensi Benda Kerja  $5/5$



Gambar 4.25 merupakan hasil permukaan lubang yang terjadi saat frekuensi *chatter* 1686 Hz dengan komparasi *Frequency Response Diagram* hasil simulasi ANSYS pada rasio dimensi benda kerja  $5/5$ . Dari gambar terlihat bahwa penambahan MR-DVA menyebabkan getaran berkurang, terutama pada frekuensi *chatter*. Kemudian diikuti dengan efek *chatter* yang berkurang setelah dilakukan penambahan MR-DVA. Pada pengambilan gambar dengan *microscope digital* terlihat kualitas dari permukaan lubang meningkat. Dimana terlihat bekas dari sudut ulir mata bor nampak samar pada benda kerja yang telah ditambahkan MR-DVA.

**Tabel 4.10** Perbandingan Persen Reduksi Hasil Simulasi dan Eksperimen terhadap Variasi Rasio Jarak Peletakan MR-DVA

Simulation Result			Experimental Result		
Workpieces Size Ratio	MR-DVA Distance Ratio	Reduction (%)	Workpieces Size Ratio	MR-DVA Distance Ratio	Reduction (%)
$2/5$	$1/4$	92	$2/5$	$1/4$	93,9
	$2/4$	91		$2/4$	92,7
	$3/4$	86		$3/4$	66,2
$3/5$	$1/4$	34	$3/5$	$1/4$	29,6
	$2/4$	27		$2/4$	26,8
	$3/4$	24		$3/4$	7,2
$4/5$	$1/4$	40	$4/5$	$1/4$	18,4
	$2/4$	45		$2/4$	67,9
	$3/4$	38		$3/4$	13,4
$5/5$	$1/4$	49	$5/5$	$1/4$	57,1
	$2/4$	51		$2/4$	67,4
	$3/4$	47		$3/4$	19,5

Tabel 4.10 merupakan komparasi hasil eksperimen dengan simulasi, didapati hasil bahwa simulasi dari proses *drilling* yang telah dilakukan memiliki hasil yang

serupa dengan eksperimen pada penelitian ini. *Trendline* dari reduksi yang terjadi bersifat sama, pada variasi rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$  dan  $\frac{3}{5}$  reduksi tertinggi adalah saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$ . Kemudian pada kedua pengujian ini, reduksi tertinggi pada variasi rasio dimensi benda kerja  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  adalah saat rasio peletakan MR-DVA sebesar  $\frac{2}{4}$ . Namun, dari keseluruhan pengujian dengan setiap penerapan variasi MR-DVA telah berhasil mereduksi walaupun dengan hasil yang beragam. Adapun kesamaan dari kedua pengujian dimana reduksi tertinggi untuk pengujian simulasi maupun eksperimen berturut-turut adalah pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$  dengan rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  sebesar 92% dan 93,9%. Sedangkan untuk nilai persen reduksi terendah dari pengujian simulasi maupun eksperimen berturut-turut adalah pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{3}{5}$  dengan rasio peletakan MR-DVA  $\frac{3}{4}$  sebesar 24% dan 7,2%.

#### 4.2.3.1 Validasi dengan Metode *Independent Sample T Test*

Validasi dilakukan dengan metode objektif statistik, independent sample T test dengan mengujikan nilai reduksi dari kedua pengujian simulasi dan eksperimen. Perhitungan dilakukan menggunakan rumus (3.27).

Menggunakan data reduksi pengujian simulasi dan eksperimen yang berada pada Tabel 4.10 sehingga akan didapatkan contoh perhitungan pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{5}{5}$  dan dengan hipotesa awal sebagai berikut:

$H_0: \mu_1 = \mu_2$ , untuk mengetahui apakah antara pengujian simulasi dan eksperimen memberikan pengaruh perbedaan yang signifikan, dimana sama dengan hipotesa berikut:

$$H_0: \mu_{different} = 0$$

$$H_1: \mu_{different} \neq 0,$$

Dengan asumsi *confidence level* (CF) = 95%,  $\alpha = 0,05$ , menggunakan pengujian *two-tailed test*.

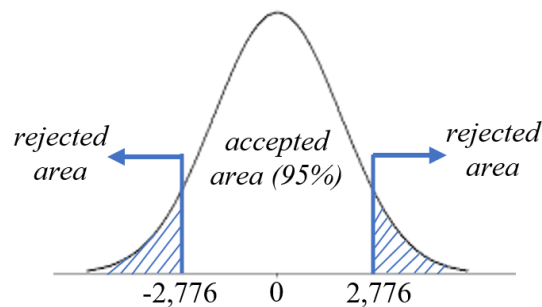
Untuk menentukan  $t_{tabel}$  maka ditentukan terlebih dahulu  $v$  (*degree of freedom*):

$$v = (n_S + n_B) - 2$$

$$v = (3 + 3) - 2$$

$$v = 4 ; \alpha = 0,05$$

Sehingga berdasarkan tabel *t distribution* pada (Montgomery, 2013) didapatkan  $t_{tabel} = 2,776$ .



**Gambar 4.26** Kurva Distribusi Normal *Two-Tailed Test*  $v = 4 ; \alpha = 0,05$

Gambar 4.26 merupakan kurva distribusi normal dan  $t_{hitung}$  didapatkan hasil bahwa  $t_{hitung} < t_{tabel}$ . Hasil tersebut menyatakan bahwa hipotesa  $H_0$  gagal ditolak, yang berarti antara data dari pengujian simulasi dan eksperimen tidak memiliki perbedaan yang signifikan untuk 3 sampel untuk setiap rasio dimensi benda kerja.

**Tabel 4.11** Hasil Perbandingan Pengujian Simulasi dan Eksperimen dengan Metode *Independent Sample T Test*

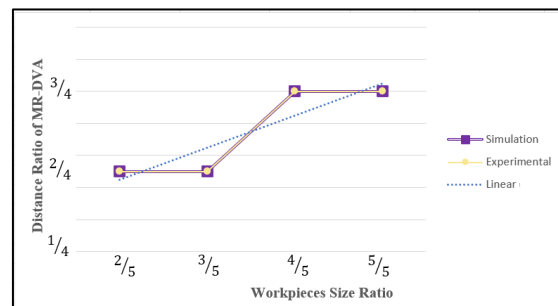
<i>Workpieces Size Ratio</i>	$t_{hitung}$	$t_{tabel}$	<i>Results</i>	<i>Conclusion</i>
$2/5$	2,042	2,776	$t_{hitung} < t_{tabel}$	<i>Valid</i>
$3/5$	0,847		$t_{hitung} < t_{tabel}$	<i>Valid</i>
$4/5$	0,242		$t_{hitung} < t_{tabel}$	<i>Valid</i>
$5/5$	0,455		$t_{hitung} < t_{tabel}$	<i>Valid</i>

Pada pengujian untuk reduksi getaran tranlasi mesin *drill* arah sumbu y menggunakan metode *Independent Sample T Test* bahwa hasil simulasi terhadap eksperimen adalah sesuai. Sehingga hasil simulasi dapat dikatakan merepresentasikan hasil pengujian eksperimen. Dengan catatan simulasi yang

dilakukan dengan *boundary condition* yang mendekati keadaan riil dari eksperimen baik secara desain maupun parameter.

#### 4.2.3.2 Validasi *Trendline* antara Simulasi dan Eksperimen

Fenomena pada penelitian ini telah membuktikan teori pada buku (Rao,2011) yang menyatakan bahwa DVA optimal berkerja dengan rasio massa  $1/20$ . Terbukti dari penelitian dengan pengujian eksperimen maupun simulasi dapat mereduksi untuk setiap variasi rasio peletakan MR-DVA, walaupun dengan nilai persen reduksi yang beragam. Sehingga dari penelitian tesis ini diharapkan dapat memberikan rumusan untuk penerapan ketika proses *drilling*. Dimana dapat digunakan untuk menentukan peletakan MR-DVA pada ukuran benda kerja tertentu agar didapatkan hasil permukaan dengan *chatter* yang paling tereduksi. Berikut merupakan grafik *trendline* dari pengaruh dimensi benda kerja terhadap jarak peletakan MR-DVA.



**Gambar 4.27** *Trendline* Variasi Rasio Dimensi Benda Kerja terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA

Gambar 4.27 merupakan *trendline* parameter penggunaan MR-DVA pada rasio dimensi benda kerja secara optimal. Dimana terlihat pada gambar bahwa *trendline* mengalami kenaikan seiring bertambahnya dimensi dari benda kerja maka jarak peletakan MR-DVA akan lebih optimal apabila semakin jauh dari lubang *drill*. Sehingga nantinya apabila proses *drilling* berlangsung dapat disesuaikan jarak peletakan MR-DVA dengan rasio massa  $1/20$  dari sistem utama yang optimal untuk ukuran dari dimensi benda kerja yang ditentukan.

Sehingga apabila digunakan perbandingan desain TMVA Lestari, 2020 dengan desain MR-DVA Suryandari, 2021 maka akan didapatkan beberapa kekurangan dan kelebihan dari keduanya.

**Tabel 4.12** Perbandingan Desain *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

	Desain MR-DVA	
	Oleh Lestari, 2020	Oleh Suryandari, 2021
Desain		
Material	Kerangka: <i>Acrylic</i> Koin Massa: Besi Pegas: Besi	Kerangka: <i>Acrylic</i> Koin Massa: <i>Brass</i> Pegas: <i>Natural Rubber</i>
Kelebihan	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kerangka lebih kokoh dengan dimensi yang lebih besar dibanding desain milik (Suryandari, 2021)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dimensi kecil, sehingga dapat lebih banyak diaplikasikan pada ragam dimensi benda kerja</li> <li>• Persen reduksi maksimal hingga 90%</li> <li>• Kekakuan pegas dengan karet <i>natural</i> sehingga lebih mudah didapatkan dan dibuat</li> <li>• Logam <i>brass</i> memiliki massa jenis yang terbesar</li> </ul>
Kekurangan	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kekakuan pegas menggunakan pegas besi yang susah untuk dibuat</li> <li>• Tidak bisa diaplikasikan pada benda kerja berukuran kecil karena dimensi yang cukup besar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• MR-DVA dapat bergeser apabila tidak diberi perakat saat mendapat getaran yang terlalu besar</li> <li>• Material <i>brass</i> merupakan logam yang mahal</li> </ul>

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari penelitian tesis yang telah dilakukan secara simulasi dan eksperimen sebagai berikut:

1. Sistem utama pada penelitian tesis ini merupakan 2 komponen pada mesin *drill Kao Ming Machinery Industrial Co., Ltd Model KMR-700DS*, benda kerja dan sistem peredaman MR-DVA. Sehingga model dinamis dari penelitian merupakan 2 *degree of freedom* (DoF) dari analisis respon amplitudo untuk pengujian simulasi dan respon percepatan untuk pengujian eksperimen getaran translasi arah vertikal sumbu y.
2. Peletakan MR-DVA dianalisa dengan jarak berdasarkan rasio antara MR-DVA dan antara *clamp* terhadap lubang *drill*. Pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$  dan  $\frac{3}{5}$ , reduksi optimal terjadi saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$ , sedangkan pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{4}{5}$  dan  $\frac{5}{5}$  reduksi optimal terjadi saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{2}{4}$ . Hal tersebut diakibatkan lebar daerah redaman berbanding terbalik dengan rasio dimensi benda kerja.
3. Persen reduksi terbesar didapati pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{2}{5}$  saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  sebesar 92% untuk simulasi dan 93,9% untuk pengujian eksperimen, sedangkan reduksi terendah didapati pada rasio dimensi benda kerja  $\frac{3}{5}$  saat rasio peletakan MR-DVA  $\frac{1}{4}$  sebesar 24% untuk simulasi dan 7,2% untuk pengujian eksperimen.
4. Analisis simulasi dan eksperimen ini dengan MR-DVA rasio massa  $\frac{1}{20}$  berhasil optimal meredam getaran proses *drilling* dengan rentang redaman pada frekuensi natural sistem utama 1675,5 – 1696,6 Hz dengan variasi rasio dimensi benda kerja dan variasi rasio peletakan MR-DVA sesuai yang ditentukan pada penelitian tesis.

## 5.2 Saran

Adapun saran dari penelitian yang telah dilakukan secara simulasi dan eksperimen pada penelitian Tesis ini:

1. Eksperimen dilakukan pada mesin *drill* yang berbeda dengan parameter yang sama sebagai validasi parameter pemesinannya.
2. Melakukan pengujian dengan rentang redaman yang lebih besar serta dengan keadaan khusus lain agar pengaplikasian MR-DVA dapat lebih luas
3. Menambahkan *cutting* parameter yang disesuaikan dengan berbagai material benda kerja yang lain



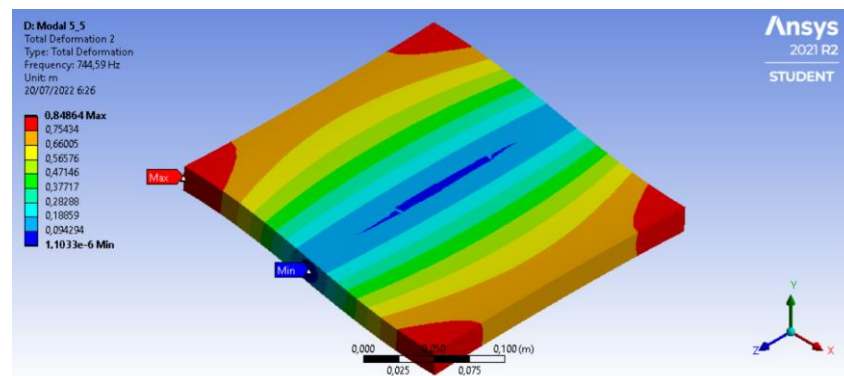
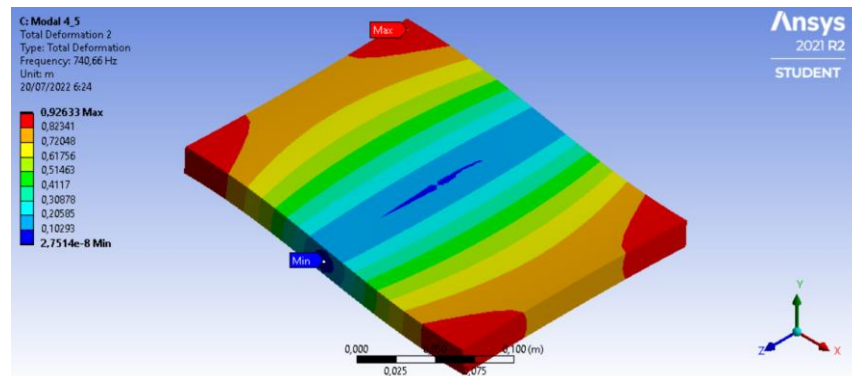
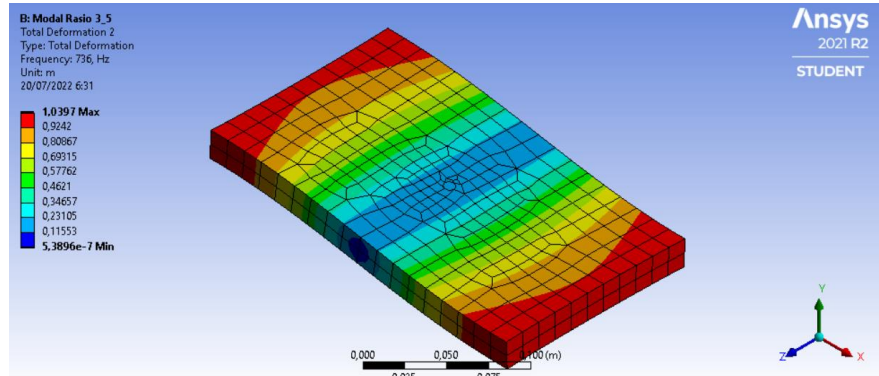
## DAFTAR PUSTAKA

- Aguirre, G., Gorostiaga, M., Porchez, T., Munoa, J., Aguirre, G., Gorostiaga, M., Porchez, T., & Munoa, J. (2014). *Self-Tuning Dynamic Vibration Absorber for Machine Tool Chatter Suppression*. 28th Annual Meeting of the American Society for Precision Engineering (ASPE).
- Brahadeeshwaran, R. S. (2017). Design Optimization of Dynamic Vibration Absorber for Boring Process.
- Bolsunovsky, S., Vermel, V., Gubanov, G., & Leontiev, A. (2013). Reduction of Flexible Workpiece Vibrations with Dynamic Support Realized as Tuned Mass Damper. *Procedia CIRP*. Moscow, Russia: Elsevier B.V.
- Chasanah, N. M. (2019). Pemodelan dan Analisa Reduksi Getaran Translasi pada Proses *Drilling* Material Aluminium (Al) dengan Penambahan Sistem *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Hendrowati, W., & Merdekawan, N. (2021). *Modelling and Analysis of Boring Bar Vibration Response in Internal Turning due to Variation of The Amount and Types of DVA Rubber in Finish Boring Cut*. *KSME Journal of Mechanical Science and Technology* 35 (10).
- Hendrowati, W., Guntur, H. L., Daman, A. A. A., & Lestari, H. (n.d.). (2019). *Analytical and Experimental Study of Translational Vibration Response's Reduction on Aluminum (Al) Drilling Process Using Translational Mass Vibration Absorber (TMVA) System*. AIP Conference Proceedings.
- Hendrowati, W., Harus LG, M Solichin. 2018. *Optimizing the Value of Reduction and Generating Energy on Mechanism of Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*. AIP Conference proceeding (pp. 0300151-0300156). American Institute of Physics.

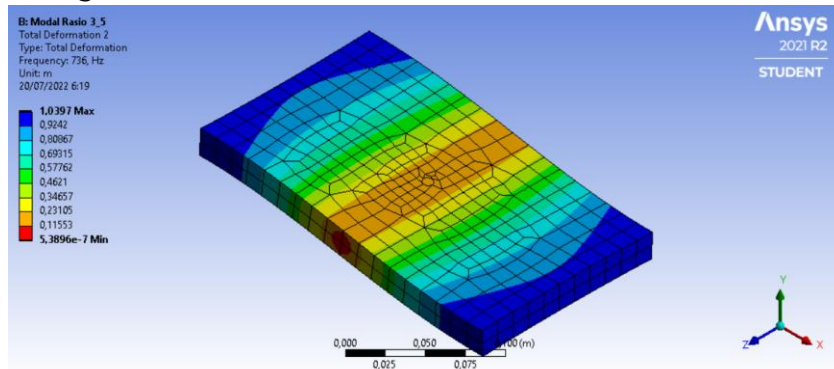
- Kalpakjian, S., Steven R Schmid. 2009. *Manufacturing Engineering and Technology, Sixth Edition*. Chicago: Pearson Education, Inc.
- Kamran, M.A., Ghader R, Shiva G. 2015. *An Investigation on Optimal Designing of Dynamic Vibration Absorbers Using Genetic Algorithm*. The Second National Conference on Applied Research in Science and Technology (pp. 765-779). Urmia: [www.researchgate.net](http://www.researchgate.net).
- Navid Asmari Saadabad, H. M. (2014). *Global Optimization and Design of Dynamic Absorbers for Chatter*.
- Pachpute, A. Z., & Bawa, P. B. (2016). *Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber – A Simulation Approach*. International Journal of Recent Engineering Research and Development (IJRERD).
- Parsian, A., Magnevall, M., Beno, T., & Eynian, M. (2017). *Sound Analysis in Drilling, Frequency and Time Domains*. Procedia CIRP.
- Rao, SS. 2011. *Mechanical Vibration Fifth Edition*. Amerika: Prentice Hall.
- Suryandari, D. A. (2021). *Pemodelan dan Analisa Reduksi Getaran Translasi pada Proses Drilling akibat Pemasangan Mass-Rubber Dynamic Vibration Absorber (MR-DVA)*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

## LAMPIRAN

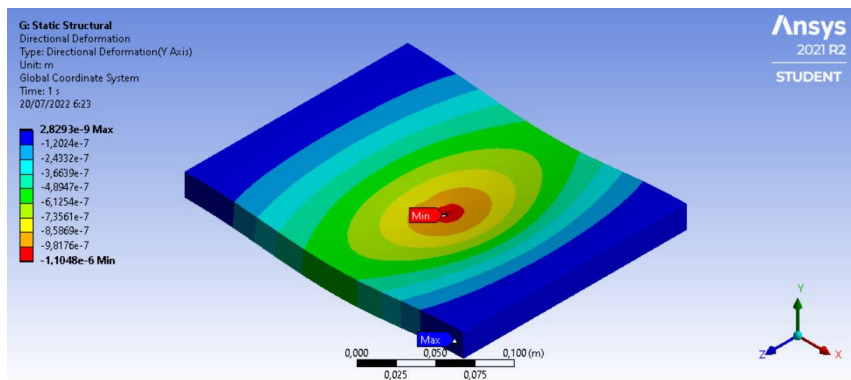
- Analisa *Modal* Sistem Utama Benda Kerja Rasio  $3/5$  (a),  $4/5$  (b), dan  $5/5$  (c).



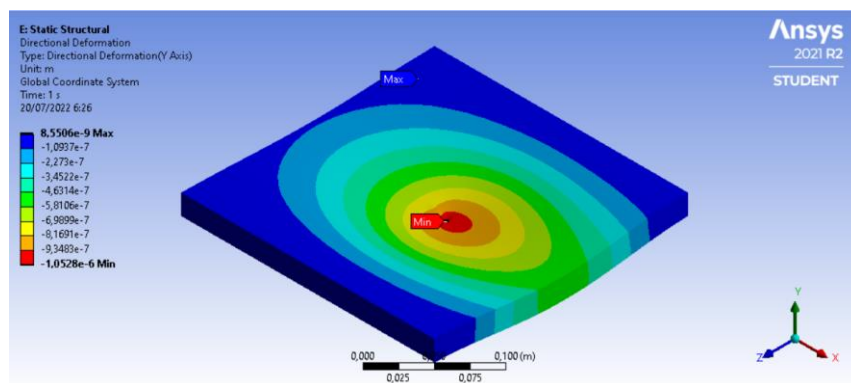
- Analisa *Static Structural* Sistem Utama Benda Kerja Rasio  $3/5$  (a),  $4/5$  (b), dan  $5/5$  (c).



(a)

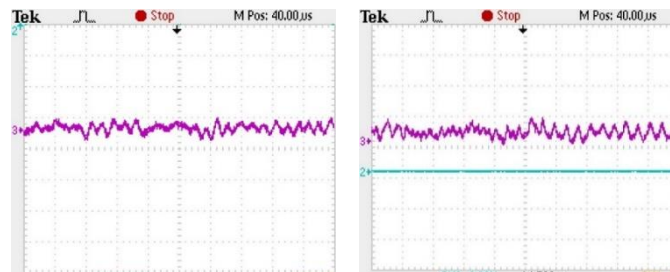


(b)



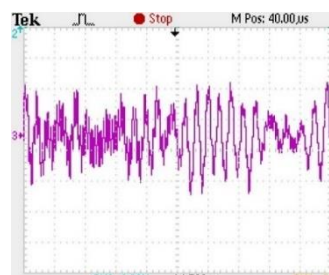
(c)

- Hasil Bacaan pada *Oscilloscope* untuk Rasio Dimensi Sistem Utama  $\frac{2}{5}$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $\frac{1}{4}$  (a),  $\frac{2}{4}$  (b), dan  $\frac{3}{4}$  (c).



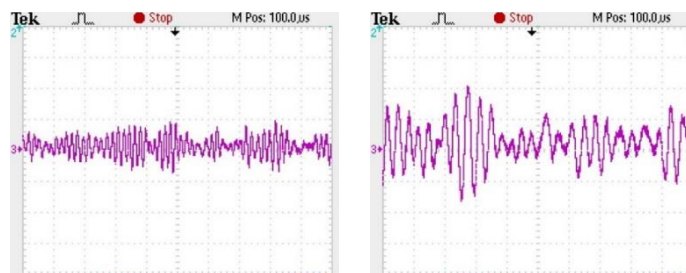
(a)

(b)



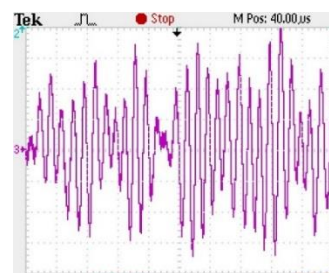
(c)

- Hasil Bacaan pada *Oscilloscope* untuk Rasio Dimensi Sistem Utama  $\frac{3}{5}$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $\frac{1}{4}$  (a),  $\frac{2}{4}$  (b), dan  $\frac{3}{4}$  (c).



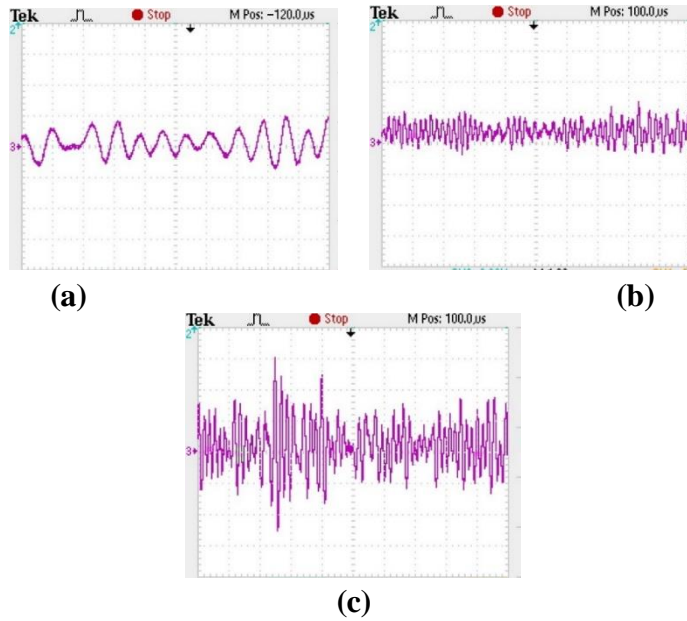
(a)

(b)

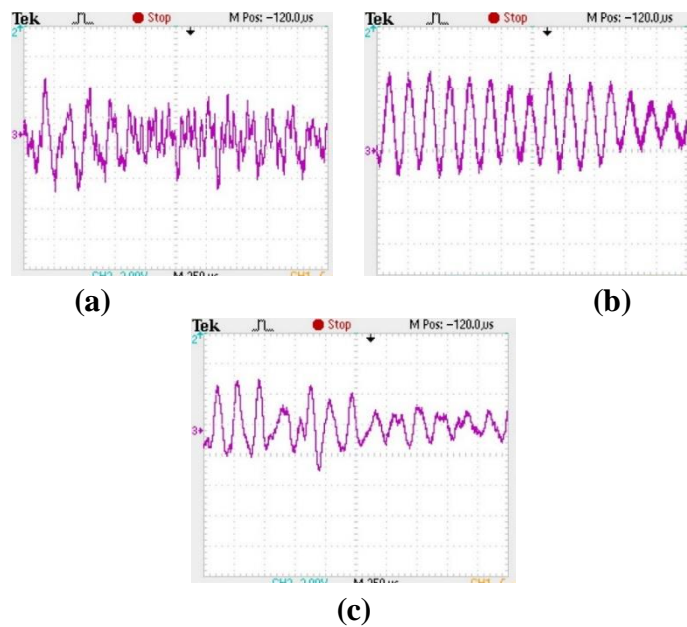


(c)

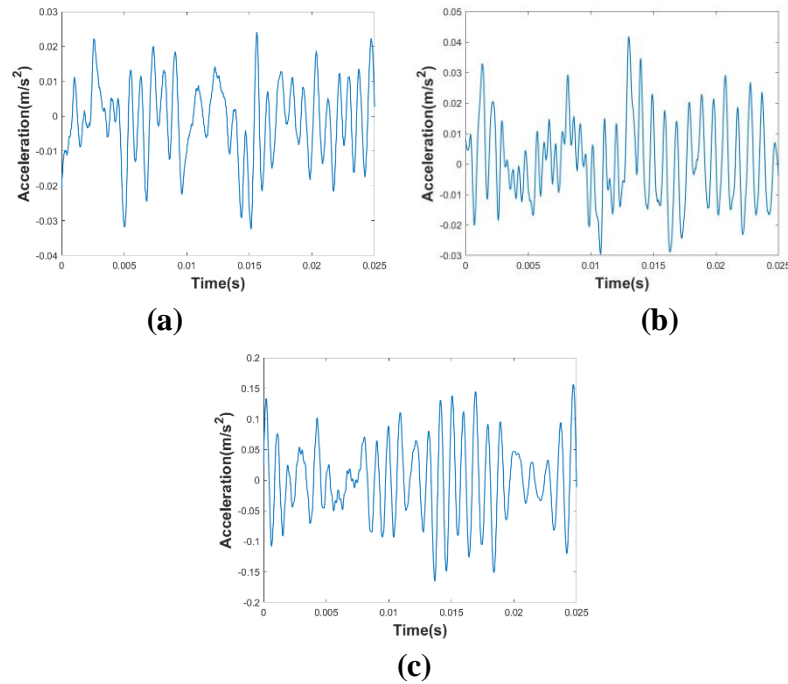
- Hasil Bacaan pada *Oscilloscope* untuk Rasio Dimensi Sistem Utama  $\frac{4}{5}$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $\frac{1}{4}$  (a),  $\frac{2}{4}$  (b), dan  $\frac{3}{4}$  (c).



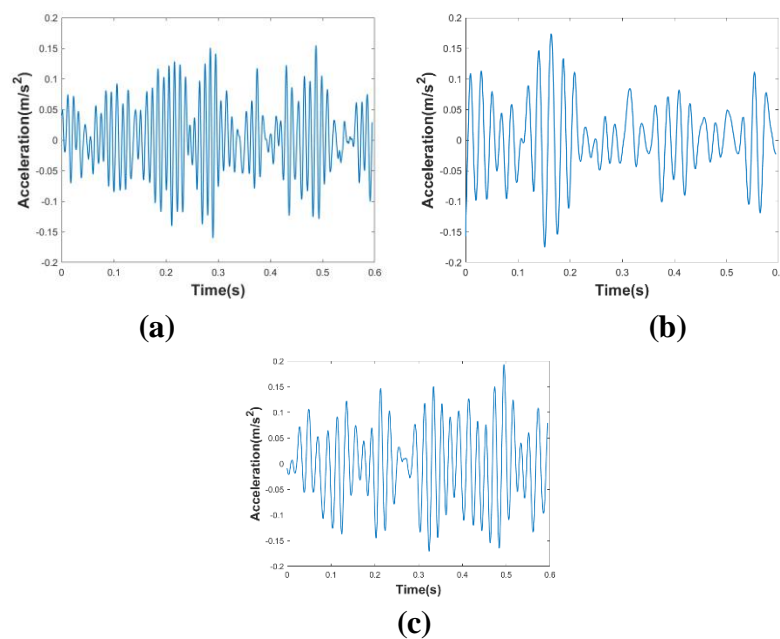
- Hasil Bacaan pada *Oscilloscope* untuk Rasio Dimensi Sistem Utama  $\frac{5}{5}$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $\frac{1}{4}$  (a),  $\frac{2}{4}$  (b), dan  $\frac{3}{4}$  (c).



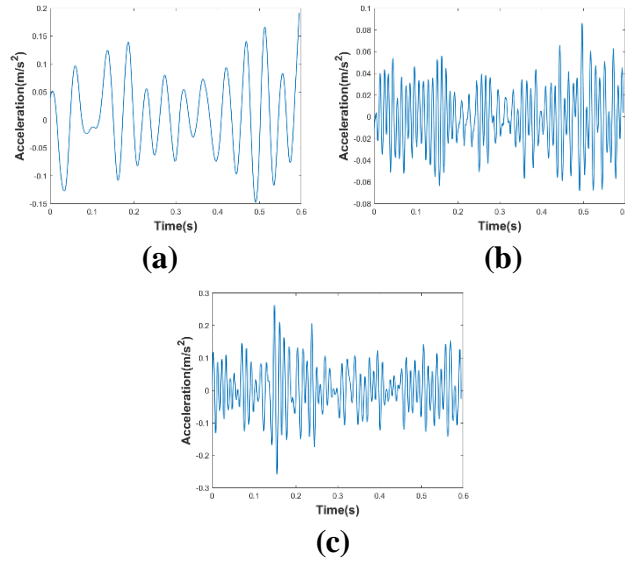
- Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Grafik Respon Percepatan Getaran Rasio Dimensi Sistem Utama  $2/5$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $1/4$  (a),  $2/4$  (b), dan  $3/4$  (c).



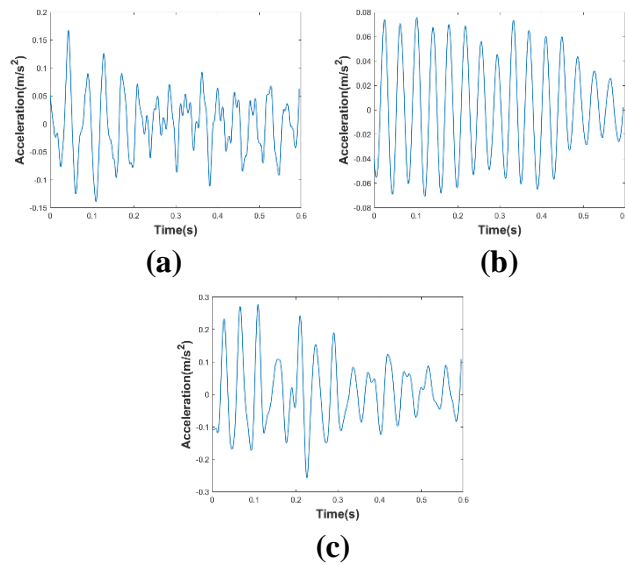
- Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Grafik Respon Percepatan Getaran Rasio Dimensi Sistem Utama  $3/5$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $1/4$  (a),  $2/4$  (b), dan  $3/4$  (c).



- Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Grafik Respon Percepatan Getaran Rasio Dimensi Sistem Utama  $4/5$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $1/4$  (a),  $2/4$  (b), dan  $3/4$  (c).

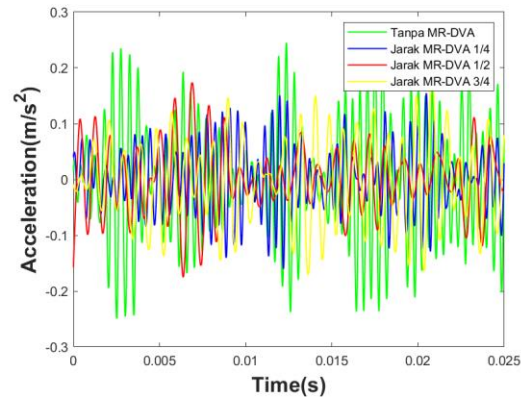


- Hasil *Filtering* dan *Smoothing* Grafik Respon Percepatan Getaran Rasio Dimensi Sistem Utama  $5/5$  dengan MR-DVA Rasio Jarak Peletakan  $1/4$  (a),  $2/4$  (b), dan  $3/4$  (c).

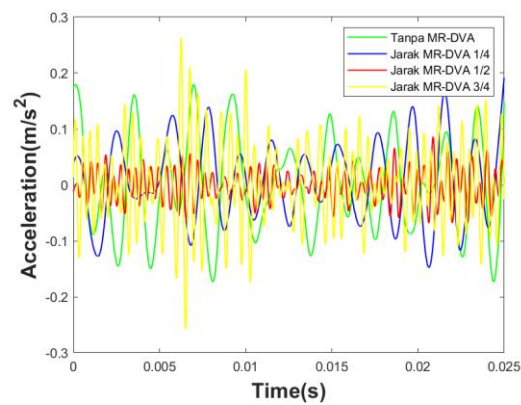




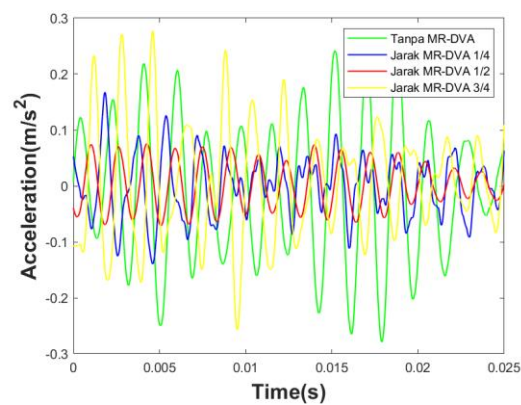
- Perbandingan Respon Percepatan Getaran untuk Benda Kerja Rasio Dimensi 3/5 (a), 4/5 (b), dan 5/5 (c) terhadap Variasi Rasio Peletakan MR-DVA



(a)



(b)



(c)

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

## BIODATA PENULIS



**Dika Andini Suryandari** lahir pada tanggal 15 Desember 1998 bertempat di Surabaya. Lahir dari pasangan berbahagia Bapak Ir. Subowo, M.Sc. (Alm) dan Ibu Agung Wani Panca Andika, S.H. Penulis memiliki seorang kakak laki-laki bernama Agung Prabowo, S.E. (Alm). Penulis telah menempuh Pendidikan formal di SDN Kertajaya, SMPN 1 Surabaya, SMAN 5 Surabaya, dan bergelar Sarjana Teknik (S.T.) berkat pendidikan terakhirnya di Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS. Penulis kini melanjutkan studi program magister di Departemen Teknik Mesin, FTIRS ITS dengan beasiswa *Fastrack* oleh ITS. Penulis menjadi asisten Laboratorium Rekayasa Vibrasi dan Sistem Otomotif selama program magister. Penulis pernah menerima beasiswa *Djarum Beasiswa Plus* oleh PT. Djarum Foundation saat menempuh program sarjana. Penulis kini bercita-cita untuk melanjutkan studinya agar dapat mewujudkan keinginannya menjadi seorang dosen seperti ayahanda tercinta, serta menjadi wanita sukses dan mandiri untuk keluarganya seperti ibunda terkasih. Untuk informasi beserta kritik dan saran mengenai Laporan Tesis ini dapat menghubungi penulis melalui *email*: [dikandinis@gmail.com](mailto:dikandinis@gmail.com). Penulis sangat terbuka dalam segala hal terkait penelitian ini, maupun hal lainnya.