



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**TUGAS AKHIR - TM 184730**

**PEMODELAN DAN ANALISA RESPON  
GETARAN BORING BAR PADA INTERNAL  
TURNING AKIBAR PENGARUH VARIASI  
JUMLAH DAN JENIS KARET DVA PADA GAYA  
PEMOTONGAN TIPIKAL FINISHING**

**NUGRAHA MERDEKAWAN**  
NRP 02111540000145

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

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





**TUGAS AKHIR - TM184835**

**PEMODELAN DAN ANALISA RESPON GETARAN  
BORING BAR PADA INTERNAL TURNING  
AKIBAR PENGARUH VARIASI JUMLAH DAN  
JENIS KARET DVA PADA GAYA PEMOTONGAN  
TIPIKAL FINISHING**

**Nugraha Merdekawan**  
0211154000145

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

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
Surabaya 2020**





**BACHELOR THESIS - TM184835**

**MODELING AND VIBRATION RESPONSE  
ANALYSIS OF A BORING BAR TO DYNAMIC  
VIBRATION ABSORBER (DVA) NUMBER AND  
TYPES OF RUBBER VARIATION IN FINISH CUT  
INTERNAL TURNING**

**Nugraha Merdekawan**  
02111540000145

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

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



**PEMODELAN DAN ANALISA RESPON GETARAN  
BORING BAR PADA INTERNAL TURNING AKIBAT  
PENGARUH VARIASI JUMLAH DAN JENIS KARET DVA  
PADA GAYA PEMOTONGAN TIPIKAL FINISHING**

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh :

**NUGRAHA MERDEKAWAN**  
NRP. 02111540000145

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

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



**SURABAYA**  
**AGUSTUS 2020**



**PEMODELAN DAN ANALISA RESPON GETARAN  
*BORING BAR* PADA *INTERNAL TURNING* AKIBAT  
PENGARUH VARIASI JUMLAH DAN JENIS KARET  
DVA PADA GAYA PEMOTONGAN TIPIKAL  
*FINISHING***

**Nama Mahasiswa** : Nugraha Merdekawan  
**NRP** : 02111540000145  
**Departemen** : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**ABSTRAK**

Proses permesinan pada mesin bubut merupakan salah satu bagian terpenting dalam dunia industri. Terdapat berbagai proses salah satunya adalah proses *boring*. Pada proses *boring* terdapat berbagai hal yang mempengaruhi hasil pengerjaan salah satunya getaran berlebih dan kecilnya nilai kekakuan pahat. Guna mengurangi hal tersebut digunakan metode prediksi *chatter vibration* dan mekanisme *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*.

Penelitian tugas akhir ini mengenai simulasi pada *software ANSYS* dan analisa respon getaran pada *boring bar* yang diberi DVA dengan variabel kekakuan *absorber* diberbagai kondisi pemotongan tipikal *finishing*. DVA terletak pada bagian tepi *overhang* boring bar, massa absorber didesain berbentuk *tube* berbahan *brass* dan kekakuan *absorber* dari karet dengan variasi jumlah 2,3,4,5,6,7, dan 8 berbahan *neoprene rubber* dan *natural rubber*. Komponen sistem utama yang dianalisa pada penelitian ini adalah *boring bar* dengan pengurangan diameter dibagian depan sebagai tempat karet dipasang yakni *customized boring bar*, memiliki frekuensi natural 438 hz. Selain itu juga akan disimulasikan *regular boring bar* tanpa pengurangan diameter dengan diameter 25 mm dan panjang *overhang* 8 x D, memiliki frekuensi natural 407 hz. Frekuensi natural *absorber* didesain

bervariasi dari 166 Hz – 408 Hz, yang mana memiliki nilai yang relatif sama dengan *chatter frequency* sebagai frekuensi eksitasi. Terapat 45 *cutting* parameter dengan variasi putaran *spindle* (N) = 920 rpm, 1250 rpm, 2000 rpm, *depth of cut* (d) = 0,1 mm, 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, 0,5 mm dan *feed rate* (f) = 0,05 mm/rev, 0,1 mm/rev, dan 0,15 mm/rev yakni 166 Hz – 601 Hz. Benda kerja yang digunakan merupakan AISI 4340 dengan pemotongan diameter dalam 40 mm, sedangkan *boring bar* menggunakan material AISI 4140.

Dari simulasi yang telah dilakukan, desain *boring bar* tanpa DVA memiliki daerah operasi stabil paling kecil dimana hanya mampu melakukan pengeboran stabil pada 6 *cutting* parameter (13%) dengan material removal rate 0,6 cm<sup>2</sup>/min – 2,5 cm<sup>2</sup>/min dan respon gerak *boring bar* terendah yakni 0,002 mm arah sumbu-x, 0,020 mm arah sumbu-y, dan 0,014 mm arah sumbu-z. Sedangkan desain *boring bar* dengan DVA dapat mampu melakukan pengeboran stabil pada 27 *cutting* parameter (60%) dengan material removal rate 0,6 cm<sup>2</sup>/min – 18,8 cm<sup>2</sup>/min dan respon gerak *boring bar* terendah yakni 0,000 mm arah sumbu-x, 0,006 mm arah sumbu-y, 0,003 mm arah sumbu-z, dan 0,082 mm pada *mass ring* arah sumbu-y. *Boring bar* dengan 8 *natural rubber* DVA merupakan desain dengan daerah operasi stabil paling besar.

***Kata Kunci: Boring Bar, Dynamic Vibration Absorber, Respon Getaran.***

**MODELING AND VIBRATION RESPONSE ANALYSIS  
OF A BORING BAR TO DYNAMIC VIBRATION  
ABSORBER (DVA) NUMBER AND TYPES OF  
RUBBER VARIATION IN FINISH CUT INTERNAL  
TURNING**

***Student Name*** : Nugraha Merdekawan  
***NRP*** : 02111540000145  
***Departement*** : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
***Advisory Lecturer*** : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

***ABSTRACT***

*Machining process is one of important thing in industry. Boring process in lathe is one of them. In boring process many things affect result, few of them are excessive vibration and lack of stiffness in cutting tool. To minimize it, chatter prediction method and Dynamic Vibration Absorber (DVA) mechanism is carried in this final project.*

*This final project is about simulation at software ANSYS and vibration responses analysis to boring bar attached DVA with number and types of rubber variation in finishing cut condition. DVA is on the tip of the boring bar's overhang before tool insert, absorber mass designed as tubular ring called mass ring made out of brass and absorber stiffness made out of neoprene rubber and natural rubber with number variation 2,3,4,5,6,7, and 8. The main system in this project is boring bar with diameter cutback at the tip for DVA's rubber to be placed called customized boring bar, it has natural frequency of 438 Hz. Beside that, regular boring bar that has 25 mm diameter and overhang length equal to 8 times diameter that has 407 hz natural frequency is also carried in this project. DVA's natural frequencies are designed among 166 Hz – 408 Hz which has relatively the same value as chatter frequency. There is 45 cutting*

*parameter carried in this project which has spindle rotation (N) = 920 rpm, 1250 rpm, 2000 rpm, depth of cut (d) = 0,1 mm, 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, 0,5 mm and feed rate (f) = 0,05 mm/rev, 0,1 mm/rev, dan 0,15 mm/s that leads to 166 Hz – 601 Hz chatter frequency. The specimen used is AISI 4340 Steel with inner diameter 40 mm, while boring bar is made out of AISI 4140 Steel.*

*From simulation, we get that boring bar's design without DVA can do stable boring process at 6 cutting parameter (13%) with material removal rate only 0.6 cm<sup>2</sup>/min – 2.5 cm<sup>2</sup>/min, the smallest responses are 0.002 mm at X-Axis, 0.020 mm at Y-Axis, and 0.014 mm at Z-Axis. While boring bar's design with DVA can do stable boring process at 27 cutting parameter (60%) with material removal rate 0.6 cm<sup>2</sup>/min – 18,8 cm<sup>2</sup>/min and smallest response 0.000 mm at X-Axis, 0.006 mm at Y-Axis, 0.003 mm at Z-Axis, and 0.082 mm at mass ring Y-Axis. Boring bar with 8 natural rubber DVA has the largest stable zone.*

***Keyword: Boring Bar, Dynamic Vibration Absorber, Vibration Responses.***

## KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadiran Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW. Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Kedua orang tua penulis, Bapak **Ir. Bambang Sarwoko** dan Ibu **Mancu Rosida**, serta adik penulis yang telah memberikan dukungan dalam segala bentuk dan doa yang tidak ada hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
2. Ibu **Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.** selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, petunjuk, nasihat, serta motivasi.
3. **Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng., Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., dan M.T., Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.** selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.
4. **Prof. Dr. Ir. Wajan Berata DEA** selaku dosen wali yang telah membimbing selama perkuliahan.
5. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis satu persatu, terima kasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Mesin khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya.

Surabaya, 9 Agustus 2020

**Penulis**

## 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>vi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>ix</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xiv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	4
<b>BAB II DASAR TEORI &amp; TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>5</b>
2.1 Teori Mekanika Getaran .....	5
2.1.1 Getaran <i>Multidegree-of-Freedom</i> .....	5
2.1.2 <i>Vibration Absorber</i> .....	7
2.1.2.1 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i> .....	7
2.1.2.2 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i> .....	10
2.2 Mesin Bubut.....	13
2.2.1 Komponen Mesin Bubut .....	15
2.2.2 Gaya pada Proses Turning.....	16
2.2.3 Vibrasi dan <i>Chatter</i> pada Proses Permesinan.....	20
2.3 Tinjauan Pustaka .....	22
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	<b>37</b>
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	37
3.2 Penjelasan Tahap Penelitian .....	38
3.2.1 Studi Literatur .....	38
3.2.2 Identifikasi Masalah .....	39

3.2.3	Perancangan Mekanisme Sistem Utama ( <i>Boring Bar</i> ) dan DVA .....	39
3.2.3.1	Perancangan Mekanisme Sistem Utama ( <i>Boring Bar</i> ) .....	39
3.2.3.2	Perancangan Mekanisme DVA .....	40
3.2.4	Pemodelan Sistem Dinamis .....	41
3.2.5	Penurunan Persamaan Gerak.....	42
3.2.5.1	Sistem Utama tanpa DVA.....	42
3.2.5.2	Sistem Utama dengan DVA .....	45
3.2.6	Perancangan Desain .....	48
3.2.6.1	Sistem Utama .....	48
3.2.6.2	DVA .....	51
3.2.7	Perencanaan Parameter .....	53
3.2.7.1	<i>Cutting Parameter</i> .....	53
3.2.7.2	<i>Boring Bar</i> .....	56
3.2.7.3	DVA .....	60
3.2.8	Simulasi.....	66
3.2.8.1	<i>Engineering Data</i> .....	66
3.2.8.2	<i>Geometry</i> .....	66
3.2.8.3	<i>Connection</i> .....	68
3.2.8.4	<i>Mesh</i> .....	70
3.2.8.5	<i>Force dan Fixed Support</i> .....	71
3.2.8.6	<i>Modal dan Harmonic Response</i> .....	71
3.2.9	Reduksi Respon Getaran .....	73
3.2.10	Analisa Data dan Pembahasan .....	73
3.2.11	Kesimpulan .....	74
<b>BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....</b>		<b>75</b>
4.1	<i>Flowchart</i> Analisa Data .....	75
4.2	Analisa Respon Getaran.....	76

4.2.1	Respon Getaran <i>Boring Bar</i> Arah Sumbu-Y ( <i>Tangential</i> ).....	77
4.2.2	Respon Getaran <i>Boring Bar</i> Arah Sumbu-Z ( <i>Radial</i> ) .....	78
4.2.3	Respon Getaran <i>Boring Bar</i> Arah Sumbu-X ( <i>Axial</i> ) .....	80
4.2.4	Respon Getaran DVA Arah Sumbu-Y ( <i>Radial</i> <i>Vertical</i> ).....	83
4.3	Analisa Pengaruh Gaya Pemotongan ( $F_c$ ) dan <i>Chatter</i> <i>Frequency</i> ( $\omega_c$ ) Terhadap <i>Stability</i> .....	84
4.3.1	<i>Stability limit</i> .....	85
4.3.2	Pengaruh Gaya Pemotongan ( $F_c$ ) dan <i>Chatter</i> <i>Frequency</i> ( $\omega_c$ ) Terhadap <i>Stability limit</i> .....	87
4.3.3	Pengaruh <i>Cutting Parameter</i> Finish <i>Boring</i> AISI 4340 Terhadap <i>Stable Response</i> .....	92
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>		<b>101</b>
5.1	Kesimpulan .....	101
5.2	Saran .....	102
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>102</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>		<b>104</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	Sistem <i>undamped</i> dengan tiga derajat kebebasan (Rao, 2011).....	6
Gambar 2. 2	<i>Undamped dynamic vibration absorber</i> (Rao, 2011).....	8
Gambar 2. 3	<i>Undamped dynamic vibration absorber</i> (Rao, 2011).....	10
Gambar 2. 4	Pemodelan sistem dinamis dengan <i>damped dynamic vibration absorber</i> (Rao, 2011).....	11
Gambar 2. 5	Pengaruh <i>undamped vibration absorber</i> terhadap respon sistem utama (Rao, 2011).....	12
Gambar 2. 6	<i>General view of a typical lathe, showing various components</i> (Kalpakjian & Schmid, 2009).....	15
Gambar 2. 7	<i>Forces acting on cuttingtool in turning. <math>F_c</math> is the cutting force, <math>F_t</math> is the thrust force (in the direction of feed), and <math>F_r</math> is the radial force that tend to push the tool away from workpiece being machined</i> (Kalpakjian & Schmid, 2009) .....	18
Gambar 2. 8	<i>Chatter marks (right of center of photograph) on the surface of a turned part</i> (Kalpakjian & Schmid, 2009).....	21
Gambar 2. 9	Model 2 DOF <i>damped DVA</i> (Pachpute, 2016) .	23
Gambar 2. 10	Tabel variasi parameter (Pachpute, 2016) .....	23
Gambar 2. 11	Respon gerak sistem utama dengan berbagai parameter DVA (Pachpute, 2016) .....	23
Gambar 2. 12	(a) Respon getaran sistem utama dan (b) Respon getaran sistem <i>absorber</i> (Zulfianti, 2019) .....	25
Gambar 2. 13	<i>Radial Vibration Damper</i> (Aufa, 2019).....	26

Gambar 2. 14	Pengambilan data percepatan dengan <i>oscilloscope</i> dengan dan tanpa RVD (Aufa, 2019) .....	27
Gambar 2. 15	Respon percepatan poros pajang langsing arah sumbu x pada 900 rpm (Aufa, 2019).....	28
Gambar 2. 16	Respon percepatan poros pajang langsing arah sumbu y pada 900 rpm (Aufa, 2019).....	28
Gambar 2. 17	Model dinamis <i>boring bar</i> dengan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018) .....	29
Gambar 2. 18	Data parameter <i>boring bar</i> dan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018) .....	30
Gambar 2. 19	Simulasi grafik rasio amplitudo dengan rasio frekuensi (Liu, Liu, & Wu, 2018).....	30
Gambar 2. 20	<i>Experimental setup</i> (Liu, Liu, & Wu, 2018).....	31
Gambar 2. 21	<i>Diagram</i> stabil dan tidak stabil pada hasil eksperimen pengeboran (Liu, Liu, & Wu, 2018) .....	31
Gambar 2. 22	Struktur <i>boring bar</i> dengan <i>variable stiffness</i> DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) .....	32
Gambar 2. 23	Parameter <i>boring bar</i> dengan <i>variable stiffness</i> DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) .....	33
Gambar 2. 24	Simulasi grafik rasio amplitudo dan rasio frekuensi (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019).....	33
Gambar 2. 25	<i>Boring experiment</i> (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)	34
Gambar 2. 26	Daerah stabil dan tidak stabi hasil eksperimen (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019).....	34
Gambar 2. 27	Tabel perbandingan data berdasarkan hasil eksperimen dan hasil prediksi (Ugochukwu, 2017).....	35

Gambar 2. 28	Grafik <i>chatter</i> frekuensi berdasarkan hasil eksperimen dan hasil prediksi (Ugochukwu, 2017).....	35
Gambar 3. 1	<i>Flowchart</i> penelitian.....	38
Gambar 3. 2	<i>Customized boring bar</i> tanpa DVA .....	40
Gambar 3. 3	DVA .....	40
Gambar 3. 4	<i>Boring process</i> .....	41
Gambar 3. 5	Model dinamis sistem utama (a) tanpa DVA (b) dengan DVA .....	42
Gambar 3. 6	<i>Free body diagram</i> sistem utama tanpa DVA ...	43
Gambar 3. 7	<i>Free body diagram</i> sistem utama dengan DVA	45
Gambar 3. 8	<i>Regular body boring bar</i> .....	48
Gambar 3. 9	<i>Customized body boring bar</i> .....	49
Gambar 3. 10	<i>Customized body boring bar top view</i> .....	49
Gambar 3. 11	(a) Simulasi deformasi statis <i>regular</i> desain <i>boring bar</i> dan (b) Simulasi deformasi statis <i>customized boring bar</i> .....	50
Gambar 3. 12	<i>Carbide insert</i> .....	51
Gambar 3. 13	<i>Mass ring</i> .....	52
Gambar 3. 14	<i>Neoprene</i> dan <i>natural rubber</i> .....	53
Gambar 3. 15	Gaya pada proses <i>boring</i> .....	55
Gambar 3. 16	Simulasi defleksi statis arah sumbu-y (a) <i>regular boring bar</i> dan (b) <i>customized boring bar</i> .....	57
Gambar 3. 17	Simulasi frekuensi <i>natural modal analysis</i> (a) <i>regular boring bar</i> dan (b) <i>customized boring bar</i> .....	59
Gambar 3. 18	Massa DVA .....	61

Gambar 3. 19	Static <i>deformation</i> (a) <i>neoprene rubber</i> (b) <i>natural rubber</i> .....	62
Gambar 3. 20	Simulasi frekuensi natural DVA dengan 2 buah karet material (a) <i>neoprene rubber</i> (b) <i>natural rubber</i> .....	63
Gambar 3. 21	<i>Regular boring bar</i> , sistem utama ( <i>customized boring bar</i> ), dan sistem utama ( <i>customized boring bar</i> ) dengan 7 variasi posisi karet DVA .....	68
Gambar 3. 22	(a) <i>Rough connection</i> (b) <i>bonded connection</i> ....	69
Gambar 3. 23	(a) <i>Mesh</i> (b) <i>mesh quality</i> (c) parameter kualitas <i>orthogonal quality</i> .....	71
Gambar 3. 24	(a) Gaya eksitasi pada bagian ujung mata pisau <i>boring bar</i> (b) <i>fixed support</i> pada bagian belakang <i>boring bar</i> .....	71
Gambar 3. 25	(a) <i>Modal</i> dan <i>harmonic response</i> (b) <i>Frequency response</i> pada tepi <i>insert</i> dan <i>mass ring</i> .....	73
Gambar 4. 1	<i>Flowchart</i> analisa data dan pembahasan .....	76
Gambar 4. 2	<i>Bode diagram boring bar</i> dengan (a) <i>neoprene</i> dan (b) <i>natural rubber</i> DVA arah sumbu-y.....	77
Gambar 4. 3	<i>Bode diagram boring bar</i> dengan (a) <i>neoprene</i> dan (b) <i>natural rubber</i> DVA arah sumbu-z.....	79
Gambar 4. 4	<i>Bode diagram boring bar</i> dengan (a) <i>neoprene</i> dan (b) <i>natural rubber</i> DVA arah sumbu-x.....	81
Gambar 4. 5	<i>Bode diagram boring bar</i> dengan (a) <i>neoprene</i> dan (b) <i>natural rubber</i> DVA arah sumbu-y.....	83
Gambar 4. 6	Respon gerak <i>regular boring bar</i> L/D <i>overhang</i> 4 pada proses <i>boring</i> dengan MRR 25 cm <sup>2</sup> /min arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z.....	87

Gambar 4. 7	3D <i>plot</i> respon gerak <i>customized boring bar</i> dengan 5 <i>natural rubber</i> DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta <i>mass ring</i> arah (d) sumbu-y pada <i>cutting force</i> 0 N – 400 N .....88
Gambar 4. 8	3D <i>plot</i> respon gerak <i>customized boring bar</i> dengan 5 <i>natural rubber</i> DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta <i>mass ring</i> arah (d) sumbu-y pada <i>cutting force</i> 0 N – 400 N dengan masing-masing <i>stable limit</i> .....89
Gambar 4. 9	3D <i>plot</i> respon gerak stabil <i>customized boring bar</i> dengan 5 <i>natural rubber</i> DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta <i>mass ring</i> arah (d) sumbu-y pada <i>cutting force</i> 0 N – 400 N .....90
Gambar 4. 10	<i>Surface plot</i> respon gerak stabil <i>customized boring bar</i> dengan 5 <i>natural rubber</i> DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta <i>mass ring</i> arah (d) sumbu-y pada <i>cutting force</i> 0 N – 400 N .....91
Gambar 4. 11	<i>Stable zone customized boring bar</i> dengan 5 <i>natural rubber</i> DVA.....92
Gambar 4. 12	<i>Scatter plot</i> 45 <i>cutting parameter</i> proses <i>boring</i> AISI 4340 tipikal <i>finishing</i> .....92
Gambar 4. 13	45 <i>cutting parameter</i> pada <i>stable zone</i> 16 desain <i>boring bar</i> .....95

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1	<i>Approximate range of energy requirement in cutting operations at the drive motor of the machine tool.....</i>	17
Tabel 2. 2	<i>General recommendation for turning operation .....</i>	20
Tabel 3. 1	<i>Cutting parameter, Gaya dan Frekuensi Eksitasi.....</i>	55
Tabel 3. 2	<i>Parameter Penelitian Boring bar .....</i>	60
Tabel 3. 3	<i>Parameter Penelitian DVA .....</i>	65
Tabel 3. 4	<i>Material Properties.....</i>	66
Tabel 4. 1	<i>Cutting parameter untuk regular boring bar L/D overhang 4.....</i>	85
Tabel 4. 2	<i>27 cutting parameter tipikal finishing yang mampu melakukan proses boring dengan stabil menggunakan 16 desain boring bar.....</i>	96
Tabel 4. 3	<i>Respon dan reduksi getaran boring bar yang mampu melakukan pengeboran dengan stabil pada 27 cutting parameter tipikal finishing spesimen AISI 4340.....</i>	98

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pengeboran atau yang biasa dikenal dengan *boring* pada permesinan merupakan proses pelebaran lubang yang awalnya dibuat dengan proses *drilling*. Alat yang digunakan pada proses pengeboran adalah alat potong bermata tunggal yang biasa disebut dengan *boring bar*. Terdapat berbagai aspek yang mempengaruhi kualitas pengeboran salah satunya adalah vibrasi. Ketika *boring bar* memiliki rasio panjang / diameter yang besar, terjadi vibrasi yang berlebih pada *boring bar*, hal ini terjadi karena kecilnya nilai kekakuan pada *boring bar*, yang mana dapat menimbulkan dampak negatif pada kualitas dan performa pada pengeboran. Terdapat berbagai macam cara guna mengurangi vibrasi yang terjadi, diantaranya ialah penggunaan *Passive Dynamic Vibration Absorbers (DVA)*.

Berbeda dengan *Active Dynamic Vibration Absorber* yang memiliki struktur yang kompleks dan dapat beradaptasi terhadap berbagai kondisi pengeboran, *Passive Dynamic Vibration Absorber* memiliki struktur yang sederhana namun memiliki nilai keandalan yang tinggi sehingga lebih banyak digunakan pada aplikasi *engineering*. Pada frekuensi tertentu gerak translasi naik-turun pada *head boring bar* akan diserap oleh massa dan kekakuan *absorber* dikarenakan gerak yang berlawanan dari massa *absorber*. Pada umumnya gerak berlawanan dari massa *absorber* memiliki amplitudo yang jauh lebih besar dibandingkan gerakan massa sistem utama, namun pada studi kasus ini *Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* memiliki batasan dimensi untuk bergerak. Oleh karena itu dibutuhkan desain massa dan kekakuan *asorber* yang tepat guna menghindari tumbukan antara massa *absorber* dengan benda kerja.

Penggunaan *Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* pada berbagai macam kondisi memiliki tingkat parameter yang berbeda-beda guna mencapai titik yang optimal. Maka dari itu

pengembangan DVA yang efisien sesuai dengan kebutuhan masih terus dikembangkan hingga saat ini. Seperti penelitian yang dilakukan oleh (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) mengenai analisa karakteristik vibrasi pada *boring bar* dengan variabel kekakuan *dynamic vibration absorber*. Dalam penelitian ini digunakan *boring bar* dengan diameter 40 mm dan panjang 310 mm, nilai kekakuan pada *absorber* divariasikan dengan memutar *knob* yang memberikan kompresi aksial pada *rubber bush* sebagai kekakuan *absorber* guna mendapatkan nilai kekakuan *absorber* yang optimal pada proses pengeboran tertentu. Kemudian penelitian yang dilakukan oleh (Liu, Liu, & Wu, 2018) mengenai analisa karakteristik vibrasi dan metode pengaturan pada *boring bar* dengan variable kekakuan *dynamic vibration absorber*. Berbeda dengan penelitian yang dilakukan oleh Lie Li, pada penelitian ini digunakan *boring bar* dengan perbandingan panjang / diameter yang lebih besar yakni diameter 40 mm dan panjang 600 mm, nilai kekakuan pada *dynamic vibration absorber* divariasikan dengan memutar *knob* yang menggerakkan *cantilever beam* sebagai kekakuan *dynamic vibration absorber* kearah aksial, semakin panjang *cantilever beam* maka semakin kecil kekakuan *absorber*, sebaliknya semakin pendek *cantilever beam* maka semakin besar kekakuan *absorber*.

Pada penelitian ini digunakan sistem *Passive Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* pada bagian depan *boring bar* dengan memberikan sedikit pengurangan diameter sebagai tempat meletakkan DVA. Penelitian ini bertujuan mengetahui pengaruh reduksi respon getaran *boring bar* dengan *Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* pada variasi kekakuan *absorber* dengan menambah dan mengubah jumlah karet dan jenis karet di berbagai parameter pemotongan. Diharapkan dengan digunakannya metode reduksi vibrasi ini dapat meminimalisir getaran yang terjadi sehingga kualitas dan performa dari proses pengeboran dapat menjadi lebih baik.

## 1.2 Rumusan Masalah

Adapun permasalahan yang akan dikaji dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan dan mekanisme *Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* yang mampu mereduksi getaran pada *boring bar*?
2. Bagaimana pengaruh variasi jumlah dan jenis karet sebagai kekakuan *Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* terhadap reduksi respon getaran pada *boring bar*?
3. Bagaimana pengaruh variasi parameter pemotongan tipikal *finishing specimen* AISI 4340 terhadap reduksi respon getaran pada *boring bar*?

## 1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui rancangan dan mekanisme *Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* yang mampu mereduksi getaran pada *boring bar*
2. Mengetahui pengaruh variasi jumlah dan jenis karet sebagai kekakuan *Dynamic Vibration Absorbers (DVA)* terhadap reduksi respon getaran pada *boring bar*
3. Mengetahui pengaruh variasi parameter pemotongan tipikal *finishing specimen* AISI 4340 terhadap reduksi respon getaran pada *boring bar*

## 1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Material benda kerja yang digunakan adalah AISI 4340
2. Parameter yang didapat didasari oleh jurnal dan simulasi
3. Sumber dan analisa getaran terletak tepat diujung pisau pahat
4. Tidak ada slip yang terjadi diantara *clamp* dan *boring bar*

5. Nilai konstanta gesekan statis antar permukaan karet dengan metal dan permukaan karet dengan karet dianggap 1
6. Nilai konstanta redaman untuk jenis material metal dan jenis material karet dianggap sama
7. Nilai konstanta kekakuan karet dianggap *linear*
8. Benda kerja dianggap tidak bergetar

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Sebagai penerapan ilmu pengetahuan dibidang industri dalam mereduksi getaran yang berlebih pada permesinan khususnya mesin bubut
2. Memberikan kontribusi dalam meningkatkan kualitas hasil pengeboran pada permesinan
3. Dapat digunakan sebagai referensi dan studi literatur dalam melakukan penelitian selanjutnya mengenai reduksi getaran pada pahat

## **BAB II**

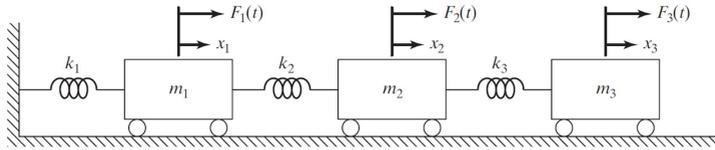
### **DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Teori Mekanika Getaran**

Getaran merupakan gerak bolak-balik suatu benda melalui titik keseimbangan dengan interval waktu / periode, frekuensi dan amplitudo tertentu. Titik keseimbangan disini adalah posisi benda pada saat diam dan tidak ada gaya yang bekerja pada benda tersebut. Getaran dibagi menjadi dua kelompok umum yakni getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas merupakan getaran yang terjadi akibat gaya awal kemudian dibiarkan bergetar secara bebas, sedangkan getaran paksa merupakan getaran yang terjadi akibat gaya bolak-balik yang bekerja terus menerus pada benda tersebut. Terdapat getaran yang dapat memberikan manfaat dan getaran yang memberikan kerugian. Adapun teori mekanika getaran dan permesinan yang digunakan sebagai landasan dan literatur pada penelitian ini mengenai Getaran *Multidegree-of-Freedom*, *Vibration Absorber*, Komponen Mesin Bubut, Gaya pada Proses *Turning*, Vibrasi dan *Chatter* pada Proses Permesinan.

##### **2.1.1 Getaran *Multidegree-of-Freedom***

Degree of *freedom* atau yang biasa disebut dengan derajat kebebasan merupakan koordinat independen yang menentukan posisi dari suatu massa setiap saat. Getaran yang paling sederhana adalah getaran dengan satu derajat kebebasan yaitu berarti sistem memiliki satu koordinat independen yang merepresentasikan gerakan massa. Pada getaran *multi degree of freedom* terdapat lebih dari satu koordinat independen yang merepresentasikan gerakan dari massa, pada getaran ini digunakan Hukum Newton Kedua guna mendapatkan persamaan gerak dari suatu sistem dinamis. Setiap derajat kebebasan menentukan jumlah dari frekuensi natural dari sistem. Berikut merupakan contoh sistem dengan *multidegree of freedom*:



**Gambar 2. 1** Sistem *undamped* dengan tiga derajat kebebasan (Rao, 2011)

Berdasarkan gambar 2.1 sistem dinamis diatas, didapatkan persamaan gerak untuk setiap massa sesuai dengan Hukum Newton kedua.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum F_i$$

Dari persamaan (2.1) diatas dengan nilai  $i = 1,2,3$  dapat ditulis dalam bentuk matriks sebagai berikut:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}; [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}; [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix}$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.2) ke persamaan (2.1) didapatkan persamaan gerak dengan matriks 3x3 sebagai berikut:

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

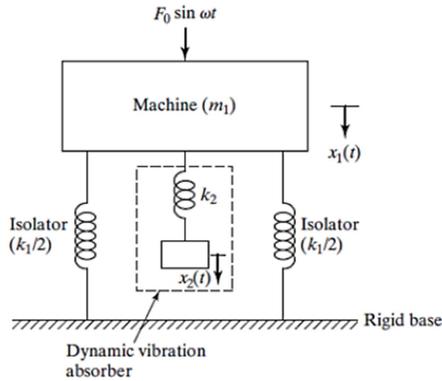
### 2.1.2 *Vibration Absorber*

*Vibration absorber* biasa juga dikesebut sebagai *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* adalah metode reduksi getaran dengan cara menambahkan massa dan pegas sekunder pada sistem utama. Berdasarkan tingkat sifatnya DVA dapat dibagi menjadi dua yaitu *Active Dynamic Vibration Absorber* dan *Passive Dynamic Vibration Absorber*. *Active Dynamic Vibration Absorber* menggunakan sensor dan aktuator untuk mengubah massa / kekakuan dari DVA guna mengubah *natural* frekuensi sistem sesuai dengan kondisi yang bekerja pada saat itu. Berbeda dengan *active dynamic vibration absorber*, *passive dynamic vibration absorber* yang memiliki struktur yang sederhana yang hanya memiliki massa dan kekakuan.

Sitem utama akan mengalami getaran yang ekstrim ketika dikenai gaya eksitasi yang memiliki nilai frekuensi sama atau mendekati nilai frekuensi natural dari sistem. Penambahan DVA menyebabkan pergeseran frekuensi natural dari sistem sehingga frekuensi gaya eksitasi tidak sama lagi dengan frekuensi natural sistem. Dengan parameter yang sesuai, penggunaan DVA akan dapat mereduksi getaran yang terjadi hingga nilai tertentu. Berdasarkan ada tidaknya peredam, DVA dapat dibagi menjadi dua yakni *undamped dynamic vibration absorber* dan *damped dynamic vibration absorber*.

#### 2.1.2.1 *Undamped Dynamic Vibration Absorber*

Bentuk yang paling sederhana dari sistem dinamis gerak vibrasi terdiri dari massa ( $m_1$ ) dan pegas ( $k_1$ ). Penambahan DVA pada sistem merupakan penambahan massa *absorber* ( $m_2$ ) dan pegas *absorber* ( $k_2$ ) sehingga sistem dapat dimodelkan seperti gambar 2.2 dibawah ini:



**Gambar 2. 2** *Undamped dynamic vibration absorber (Rao, 2011)*

Dari gambar diatas, didapatkan persamaan gerak dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ) yakni:

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

Dengan asumsi persamaan harmonik, didapatkan:

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

Sehingga dapat diperoleh amplitudo steady state dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ), sebagai berikut:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \\ X_2 &= \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \end{aligned}$$

Ditambahkannya massa dan pegas *absorber* adalah guna mengurangi amplitudo gerakan massa utama menjadi nol, oleh karena itu nilai pembilang dari persamaan (2.7) harus sama dengan nol, sehingga didapat:

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2}$$

Ketika massa utama ( $m_1$ ) dioperasikan didaerah resonansi, maka:

$$\omega_1 \approx \omega_2 = \frac{k_1}{m_1}$$

Sehingga persamaannya menjadi:

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} = \frac{K_1}{m_1}$$

Dengan ditambahkan DVA dan sistem utama beroperasi pada frekuensi resonansi, maka amplitudo dari gerakan sistem utama akan menjadi nol. Dengan mendefinisikan:

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

Sebagai frekuensi natural sistem utama, dan

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

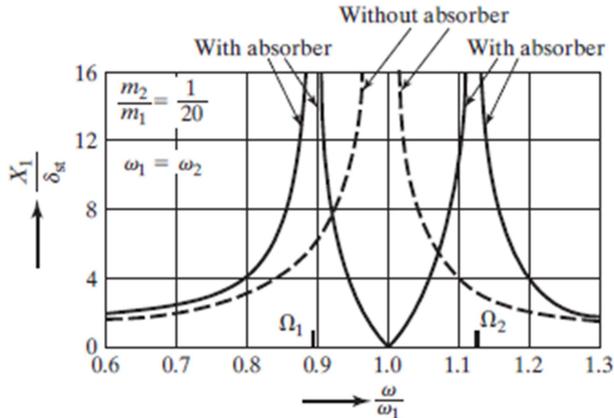
Sebagai frekuensi natural *absorber*. Didapatkan persamaan sebagai berikut:

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

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

Digunakannya DVA pada sistem utama selain akan merubah frekuensi natural dari sistem yang semula satu menjadi dua. Berikut gambar 2.3 merupakan skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitudo respon terhadap

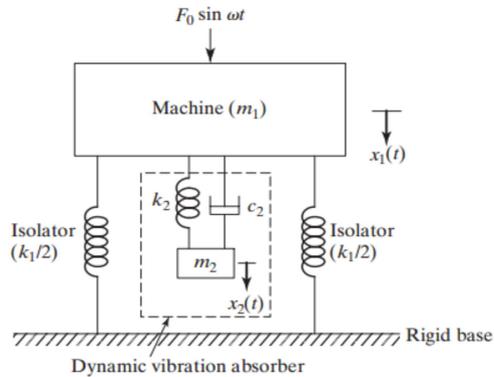
defleksi statis sistem utama dengan rasio frekuensi operasional terhadap frekuensi natural sistem dengan perbandingan massa utama dengan massa *absorber* adalah 20:1.



**Gambar 2.3** *Undamped dynamic vibration absorber* (Rao, 2011)

### 2.1.2.2 *Damped Dynamic Vibration Absorber*

Telah dijelaskan bahwa *dynamic vibration absorber* dapat merubah puncak resonansi yang semula satu menjadi dua, oleh karena itu mesin akan mengalami getaran dengan amplitudo besar saat melewati batas puncak resonansi pertama sebelum mencapai frekuensi operasional, kondisi ini biasa disebut dengan start-up. Begitu juga saat mesin akan dimatikan, maka sistem akan kembali melewati batas puncak resonansi kembali yang biasa disebut stopping. Amplitudo dari mesin dapat direduksi dengan menambahkan komponen peredam sebagaimana gambar 2.4 dibawah ini:



**Gambar 2. 4** Pemodelan sistem dinamis dengan *damped dynamic vibration absorber* (Rao, 2011)

Dari gambar diatas, didapatkan persamaan gerak dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ) yakni:

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

Dengan asumsi persamaan harmonik, didapatkan:

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

Sehingga dapat diperoleh amplitudo steady state dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ), sebagai berikut:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{F_0(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \\ X_2 &= \frac{X_1(k_2 - i c_2 \omega)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)} \end{aligned}$$

Dengan mendefinisikan:

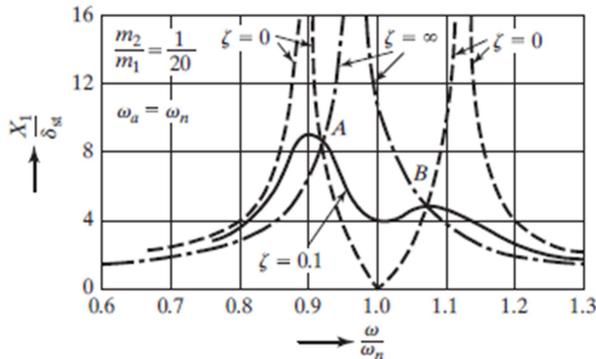
$$\begin{aligned} \mu &= m_2 / m_1 = \text{Mass ratio} \\ \delta_{st} &= F_0 / k_1 = \text{Static deflection of the system} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\omega_{a2} &= k_2 / m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber} \\ \omega_{n2} &= k_1 / m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass} \\ f &= \omega_a / \omega_n = \text{Ratio of natural frequencies} \\ g &= \omega / \omega_n = \text{Forced frequency ratio} \\ c &= 2m\omega_n = \text{Critical damping constant} \\ \zeta &= c_2 / c_c = \text{Damping ratio}\end{aligned}$$

Nilai  $X_1$  dan  $X_2$  dapat didefinisikan sebagai:

$$\begin{aligned}\frac{X_1}{\delta_{st}} &= \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \\ \frac{X_2}{\delta_{st}} &= \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}}\end{aligned}$$

Persamaan (2.21) diatas menunjukkan bahwa nilai amplitudo vibrasi dari massa utama merupakan fungsi dari  $\mu$ ,  $f$ ,  $g$ , dan  $\zeta$ . Berdasarkan respon gerak pada persamaan diatas dapat dibentuk grafik hubungan antara rasio amplitudo respon terhadap defleksi statis sistem utama dengan rasio frekuensi operasional terhadap frekuensi natural sistem dengan nilai  $\zeta = 0,1$ .



**Gambar 2.5** Pengaruh *undamped vibration absorber* terhadap respon sistem utama (Rao, 2011)

Dapat dilihat pada persamaan (2.22) bahwa amplitudo dari massa *absorber* ( $X_2$ ) akan selalu lebih besar dari pada massa sistem utama ( $X_1$ ). Oleh karena itu desain sistem harus dibuat agar dapat mencukupi kebutuhan dari pergerakan massa *absorber*. Karena besarnya pergerakan dari massa *absorber* ( $X_2$ ), nilai kekakuan dari *absorber* ( $K_2$ ) harus didesain dengan mempertimbangkan kekuatan fatigue material. Pada aplikasinya DVA biasanya dalam kondisi *undamped*, dikarenakan pada saat damping *element* ditambahkan pada sistem maka seperti ditunjukkan pada gambar 2.5 diatas bahwasanya pada kondisi resonansi amplitudo dari massa sistem utama tidaklah lagi bernilai nol. Damping *element* ditambahkan hanya pada saat frekuensi band dimana DVA efektif menyerap getaran terlalu curam pada saat dioperasikan.

## 2.2 Mesin Bubut

Mesin bubut merupakan salah satu mesin perkakas yang paling tua. Walaupun mesin bubut kayu asalnya telah dikembangkan pada periode 1000 hingga 1 tahun sebelum masehi, mesin bubut logam yang menggunakan power skrew sebagai salah satu komponen utama baru diciptakan pada tahun 1700an akhir. Mesin bubut yang paling umum, disebut dengan engine lathe, karena digerakkan dengan *overhead pulleys* dan belts dari mesin terdekat yang diletakkan diatas lantai pabrik. Namun saat ini mesin bubut modern sudah dilengkapi dengan motor listrik sendiri.

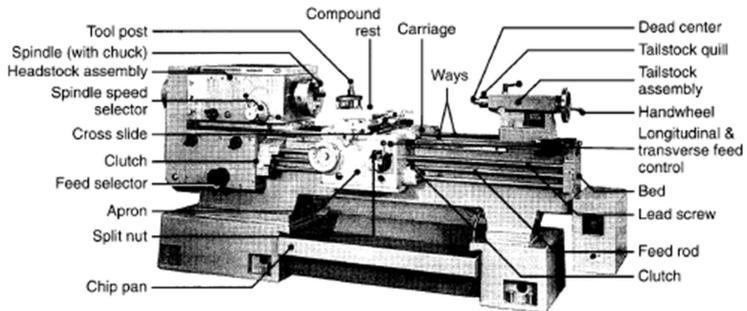
Kecepatan *spindle* maksimum mesin bubut biasanya berkisar sekitar 4000 rpm, namun untuk mesin bubut yang besar hanya sekitar 200 rpm. Untuk aplikasi tertentu, kecepatan dapat mencapai hingga 10,000 rpm, 40,000 rpm, bahkan lebih tinggi untuk proses yang membutuhkan kecepatan sangat tinggi.

Walaupun sederhana dan memiliki banyak fungsi, dibutuhkan *machinist* yang handal untuk mengoperasikan mesin bubut, dikarenakan semua dikontrol dan dimanipulasi dengan

tangan. Oleh karena itu, mesin bubut tidaklah efisien untuk pemakaian berulang dan produksi dengan skala besar. Terdapat berbagai macam proses permesinan yang dapat dilakukan oleh mesin bubut, diantara lain sebagai berikut:

- Turning: Pembuatan profil lurus, cone, curved, atau beralur pada benda kerja, seperti poros, *spindle*, dan pin.
- Facing: Pembuatan profil datar pada bagian ujung belakang benda kerja dan tegak lurus dengan sumbu putar, berguna untuk part yangmana tersambung dengan komponen lain.
- *Cuttingwith form tools*: Pembuatan berbagai bentuk profil asimetris dengan tujuan tertentu.
- *Boring*: Perbesaran lubang atau *cylindrical cavity* yang telah dibuat oleh proses permesinan sebelumnya atau sebagai pembuatan alur silindris pada bagian dalam.
- Drilling: Pembuatan lubang, yang mana biasanya diikuti dengan proses *boring* guna meningkatkan akurasi dimensi dan kehalusan permukaan.
- Parting: Biasa dikenal sebagai *cuttingoff*, pemotongan sebagian bagian pada bagian ujung belakang dari benda kerja.
- Threading: Pembuatan ulir eksternal dan internal.
- Knurling: Pembuatan profil kasar pada permukaa silindris bagian luar, sebagai pembuatan *knob* dan handle.

## 2.2.1 Komponen Mesin Bubut



**Gambar 2. 6** *General view of a typical lathe, showing various components (Kalpakjian & Schmid, 2009)*

Mesin bubut dilengkapi dengan berbagai komponen dan aksesoris, sebagaimana gambar 2.6 diatas. Berikut merupakan fungsi dari komponen utama mesin bubut

**Bed.** Berfungsi sebagai tumpuan semua komponen utama pada mesin bubut. Bed memiliki konstruksi yang berat dan rigid, biasanya terbuat dari gray atau nodular cast iron. Bagian atas bed memiliki dua jalur dengan berbagai penampang yang mana terbuat dengan bahan yang keras dan presisi agar tidak cepat aus dan memiliki akurasi pemotongan yang tinggi. Pada bagian gab-bed mesin bubut, bagian dari bed didepan *headstock* dapat dilepas guna menyesuaikan diameter benda kerja yang lebih besar.

**Carriage.** Terdiri dari mekanisme cross-slide, *tool post*, dan apron. Pahat diletakkan pada *tool post*, biasanya dilengkapi dengan compound rest yang dapat berputar untuk mengtur dan memposisikan pahat. Cross-slide bergerak kearah *radial* masuk dan keluar, mengontrol pergerakan pahat kearah *radial* saat proses permesinan seperti halnya proses facing. Apron memiliki mekanisme pergerakan power screw manual maupun otomatis.

**Headstock.** Merupakan bagian yang menjadi satu dengan bed yang dilengkapi dengan motor, pulleys, dan V-belts yang mana menyuplai tenaga pada *spindle* pada berbagaimacam kecepatan putar. Kecepatan putar dapat diatur dengan controller manual atau dengan electrical controls. Sebagian besar *headstock* dilengkapi dengan gear set, dan memiliki berbagai cara guna memberikan kecepatan kontinyu pada *spindle*.

**Tailstock.** Dapat bergerak secara sliding dan dapat *diclamp* pada posisi manapun, berfungsi untuk menahan ujung benda kerja. Dilengkapi dengan center yang dapat *fixed* (dead center), atau juga dapat bebas berotasi dengan benda kerja (live center). Drill dan reamer dapat dipasang pada tailstock *quill* (a hollow cylindrical part dengan tapered hole) untuk proses drilling lubang aksial dengan presisi pada benda kerja.

**Feed Rod and Lead Screw.** Digerakkan oleh gear melalui *headstock*. Feed rod berotasi selama proses permesinan dan memberikan gerak pada carriage dan cross-slide dengan rasio gear, gesekan kopling, dan alur sepanjang feed rod. Menutup spit nut pada lead screw menghubungkan feed rod dengan carriage; split nut juga digunakan untuk melakukan proses threading secara akurat.

### 2.2.2 Gaya pada Proses Turning

Pada prinsipnya terdapat tiga jenis gaya yang bekerja pada pahat saat proses turning seperti yang diilustrasikan pada Gambar 2.7. Gaya ini sangatlah penting dalam mendesain pahat, sebagaimana pula dengan analisa defleksi pada pahat dan benda kerja guna mendapatkan hasil yang presisi. Pahat dan komponen mesin harus didesain agar dapat menerima beban atau gaya yang diterima tanpa mengalami defleksi yang signifikan, vibrasi, dan *chatter* pada proses permesinan berlangsung.

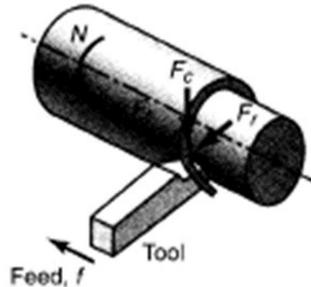
**Tabel 2. 1** *Approximate range of energy requirement in cutting operations at the drive motor of the machine tool*

Material	Specific energy
	$W \cdot s/mm^3$
Aluminum alloys	0.4–1
Cast irons	1.1–5.4
Copper alloys	1.4–3.2
High-temperature alloys	3.2–8
Magnesium alloys	0.3–0.6
Nickel alloys	4.8–6.7
Refractory alloys	3–9
Stainless steels	2–5
Steels	2–9
Titanium alloys	2–5

*Cutting force* ( $F_c$ ) bekerja kearah bawah pada bagian ujung pahat dan mengakibatkan pahat terdefleksi kebawah sedangkan benda kerja terdefleksi keatas. *Cutting force* memberikan energi yang dibutuhkan pada proses pemakanan benda kerja, dan dapat dihitung dengan data nilai spesifik energi per unit volume yang diberikan pada tabel 2.1. Perkalian dari *cutting force* dengan jari-jari benda kerja merupakan nilai dari torsi yang bekerja pada *spindle*. Sedangkan perkalian dari torsi *spindle* dan kecepatan putar merupakan nilai dari power yang dibutuhkan.

*Thrust force* ( $F_t$ ) bekerja pada arah longitudinal. *Thrust force* juga biasa disebut dengan *feed force*, karena bekerja pada arah pemakanan pahat. Gaya ini mendorong pahat berlawanan arah dari arah pemakanan.

*Radial force* ( $F_r$ ) bekerja pada arah *radial* dan mendorong pahat menjauhi benda kerja. Dikarenaka banyak faktor yang mempengaruhi proses pemotongan, *thrust force* ( $F_t$ ) dan *radial force* ( $F_r$ ) sangat sulit untuk dihitung secara matematis, kedua gaya tersebut biasanya didapatkan secara eksperimental jika dibutuhkan.



**Gambar 2. 7** Forces acting on cuttingtool in turning.  $F_c$  is the cutting force,  $F_t$  is the thrust force (in the direction of feed), and  $F_r$  is the radial force that tend to push the tool away from workpiece being machined (Kalpakjian & Schmid, 2009)

Gaya pada proses permesinan dapat diukur dengan *force* transducer, dynamometer, atau load cell. Transducer memiliki *natural* frekuensi dan kekakuan yang jauh lebih tinggi dibanding dengan dynamometer, sehingga lebih baik dalam menahan vibrasi dan defleksi berlebih. Selain itu, berbeda dengan thrust force ( $F_t$ ) dan radial force ( $F_r$ ), cutting force ( $F_c$ ) dapat dihitung secara matematis dari konsumsi power selama pemotongan.

$$P = F_c V = E \text{ MRR}$$

Dimana:

- $P$  = Power
- $F_c$  = Cutting force
- $V$  = Cuttingspeed
- $E$  = Specific energy
- $\text{MRR}$  = Material removal rate

Berdasarkan persamaan (2.23) diatas didapatkan persamaan cutting force yakni:

$$F_c = \frac{E \text{ MRR}}{V}$$

**Specific energy (E).** bergantung pada material benda kerja, nilai *specific energy* dapat dilihat pada Tabel 2.1.

**Material removal rate (MRR).** Merupakan volume material yang termakan dalam satuan waktu, memiliki satuan  $\text{mm}^3/\text{min}$ . Perlu diingat bahwa setiap putaran dari benda kerja, lapisan material berbentuk ring terlepas yang mana memiliki *cross-sectional area* yang sama dengan perkalian jarak pergerakan pahat dalam satu putaran (feed,  $f$ ) dengan dalam pemotongan (*depth of cut*,  $d$ ). Volume dari ring merupakan perkalian dari *cross-sectional area* ( $f$ )( $d$ ) dengan rata-rata keliling ring ( $\pi D_{\text{avg}}$ ), dimana

$$D_{\text{avg}} = \frac{D_o + D_f}{2}$$

Untuk pemotongan ringan pada benda kerja dengan diameter besar, rata-rata diameter dapat diganti dengan nilai  $D_o$ .

Kecepatan putar benda kerja adalah  $N$ , dan *material removal rate* setiap satu putaran adalah  $(\pi)(D_{\text{avg}})(d)(f)$ . Diketahui bahwa  $N$  merupakan puritan per menit, dapat diketahui *material removal rate* adalah

$$\text{MRR} = \pi D_{\text{avg}} d f N$$

Keakuratan dimensi dari persamaan ini dapat di pastikan dengan mensubstitusikan dimensi menjadi right-hand side. Yakni,  $(\text{mm})(\text{mm})(\text{mm}/\text{rev})(\text{rev}/\text{min}) = \text{mm}^3/\text{min}$ , yang mana mengindikasikan volume rate removal. Persamaan (2.26) diatas juga dapat ditulis sebagai

$$\text{MRR} = d f V$$

**Depth of cut (d), Feeds (f), Cuttingspeed (V).** Merupakan parameter pemotongan yang mana memiliki tingkat efektif masing-masing bergantung pada material benda kerja dan pahat. tabel 2.2 berikut merupakan spesifik rekomendasi parameter

pemotongan proses turning untuk berbagai material benda kerja dan pahat.

**Tabel 2. 2** *General recommendation for turning operation*

General Recommendations for Turning Operations		General-purpose starting conditions			Range for roughing and finishing		
Workpiece material	Cutting tool	Depth of cut, mm	Feed, mm/rev	Cutting speed, m/min	Depth of cut, mm	Feed, mm/rev	Cutting speed, m/min
		Low-C and free machining steels	Uncoated carbide	1.5-6.3	0.35	90	0.5-7.6
	Ceramic-coated carbide	"	"	245-275	"	"	120-425
	Triple-coated carbide	"	"	185-200	"	"	90-245
	TiN-coated carbide	"	"	105-150	"	"	60-230
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ceramic	"	0.25	395-440	"	"	365-550
	Cermet	"	0.30	215-290	"	"	105-455
Medium and high-C steels	Uncoated carbide	1.2-4.0	0.30	75	2.5-7.6	0.15-0.75	45-120
	Ceramic-coated carbide	"	"	185-230	"	"	120-410
	Triple-coated carbide	"	"	120-150	"	"	75-215
	TiN-coated carbide	"	"	90-200	"	"	45-215
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ceramic	"	0.25	335	"	"	245-455
	Cermet	"	0.25	170-245	"	"	105-305

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.24) dan (2.27) didapat persamaan untuk *cutting force* ( $F_c$ ) yakni:

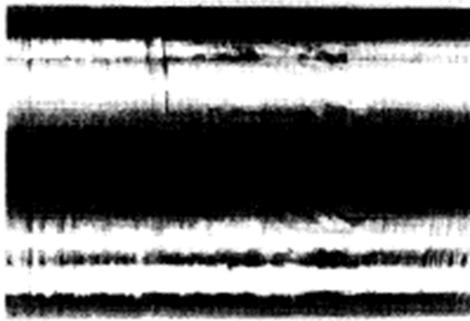
$$F_c = E d f$$

### 2.2.3 Vibrasi dan *Chatter* pada Proses Permesinan

Dalam mendefinisikan proses dan peralatan permesinan, machine *stiffness* merupakan suatu hal yang sama pentingnya dengan parameter lain pada permesinan. Kecilnya nilai *stiffness* dapat menyebabkan vibrasi dan *chatter* pada pahat dan komponen mesin, yang mana akan berdampak buruk pada kualitas produk. Vibrasi yang tidak terkontrol dan *chatter* dapat menyebabkan masalah berikut:

- *Finishing* permukaan yang buruk, sebagaimana pada gambar 2.8.
- Akurasi dimensi benda kerja berkurang.

- Premature wear, chipping, dan kegagalan pahat pada material yang terlalu getas, seperti keramik, beberapa jenis carbide, dan diamond.
- Kemungkinan kerusakan pada komponen mesin akibat getaran berlebihan.
- Kebisingan, terutama jika memiliki frekuensi yang tinggi, seperti pada proses turning pada kuningan.



**Gambar 2. 8** Chatter marks (right of center of photograph) on the surface of a turned part (Kalpakjian & Schmid, 2009)

Vibrasi dan *chatter* pada permesinan merupakan fenomena yang kompleks. Terdapat dua tipe dasar vibrasi yang terjadi pada proses permesinan yakni: *forced vibration* dan *self-excited vibration*.

**Forced Vibration.** Terjadi akibat gaya berkala yang diterima oleh peralatan permesinan, gaya yang diterima berasal dari gear penggerak, imbalance komponen mesin, misalignment, motor, dan pompa. Pada proses milling atau turning pada poros dengan alur atau lubang, *forced vibration* terjadi akibat kontak berkala pada pahat dan permukaan benda kerja yang tidak rata.

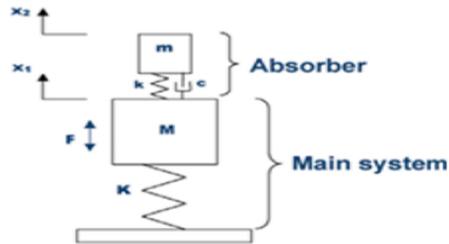
***Self-Excited Vibration.*** Biasa disebut dengan *chatter*, terjadi akibat interaksi dari proses chip-removal dengan struktur komponen mesin. *Self-excited vibration* biasanya memiliki amplitudo yang sangat besar. *Chatter* biasanya dimulai dengan gangguan pada zona pemotongan; diantara lain yakni (a) jenis chip yang dihasilkan, (b) *inhomogeneities* pada benda kerja atau kondisi permukaan yang tidak rata, dan (c) variasi kondisi gesekan pada *tool*-chip interface, sebagaimana juga dipengaruhi oleh *cuttingfluid* dan efektifitas dari masing-masing kondisi pemotongan.

Panduan mereduksi getaran dan *chatter*:

- Meminimalisir *tool overhang*.
- Menaikkan kekakuan dari *work-holding devices* dan *support workpiece*.
- Mengubah geometri pahat dan pisau untuk meminimalisir atau menyeragamkan gaya.
- Mengubah parameter pemotongan, seperti *cuttingspeed*, *feed*, *depth of cut*, dan *cuttingfluids*.
- Meningkatkan kekakuan dari komponen mesin dengan dimensi yang besar dan menggunakan material dengan modulus elastisitas yang tinggi.
- Menaikkan nilai redaman pada sistem.

### 2.3 Tinjauan Pustaka

Pada jurnal (Pachpute, 2016) yang meneliti tentang optimum desain DVA dengan pendekatan simulasi pada penelitiannya yang berjudul “*Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber – A Simulation Approach*”. Pada penelitiannya digunakan dimodelkan sistem utama dengan konstanta kekakuan dengan DVA yang memiliki konstanta kekakuan dan konstanta redaman, divariasikan rasio frekuensi, rasio massa, dan *damping ratio* guna mengetahui respon gerak dari sistem utama. Model sistem dinamis dan parameter ditunjukkan pada gambar 2.9 dan gambar 2.10.



**Gambar 2. 9** Model 2 DOF *damped* DVA (Pachpute, 2016)

Parameters	Values			
Frequency ratio $f$	0.7	0.8	0.9	1.0
Mass ratio $\mu$	0.05	0.10	0.15	0.20
Damping ratio $\xi$	0.0	0.125	0.25	0.5

**Gambar 2. 10** Tabel variasi parameter (Pachpute, 2016)

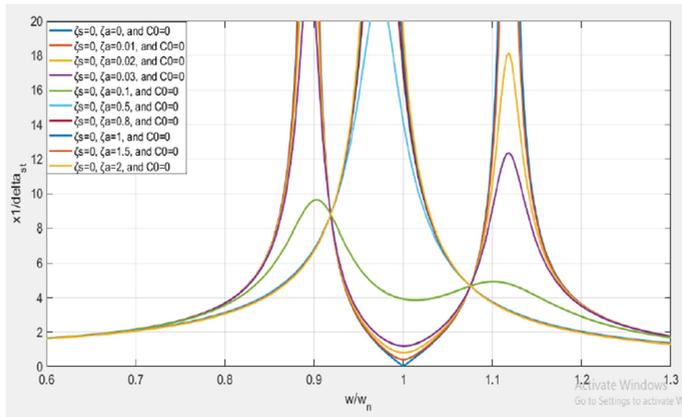
Sr. No.	$\mu$	$f$	$\xi=0.0$	$\xi=0.125$	$\xi=0.25$	$\xi=0.5$
	( $m/M$ )	( $\omega_a/\omega_m$ )	$x_1$	$x_1$	$x_1$	$x_1$
1	0.05	0.7	28.5	30	30	31.5
2	0.1	0.7	27	27	28	32
3	0.15	0.7	26	28	25	30
4	0.2	0.7	23	21.5	24	30
5	0.05	0.8	39	40	40	45
6	0.1	0.8	32	35	37	45
7	0.15	0.8	27.5	30	33	43
8	0.2	0.8	24	27	30	41
9	0.05	0.9	46	50	67	87
10	0.1	0.9	34	40	52	80
11	0.15	0.9	28	32	43	73
12	0.2	0.9	25	28	33	61
13	0.05	1	45	61	95	160
14	0.1	1	32	38	50	80
15	0.15	1	26	30.5	39.5	53
16	0.2	1	22.5	26	30.5	45

**Gambar 2. 11** Respon gerak sistem utama dengan berbagai parameter DVA (Pachpute, 2016)

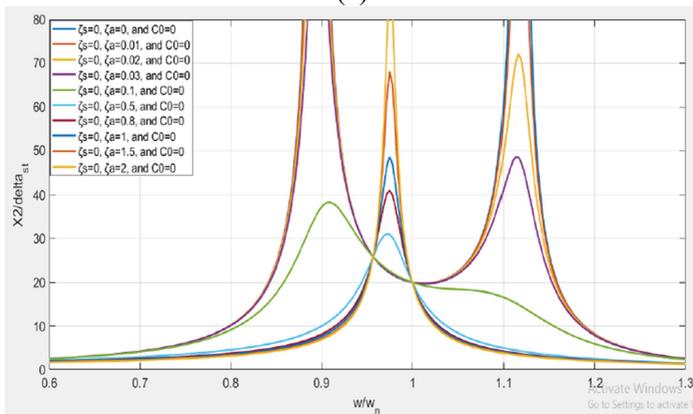
Dalam penelitiannya dapatkan respon gerak seperti pada gambar 2.11 diatas. Dapat disimpulkan bahwa semakin besarnya massa DVA, semakin jauh pula jarak antara *peak* frekuensi natural pertama dengan *peak* frekuensi natural kedua, yang mana berdampak pada semakin luasnya daerah aman sistem untuk beroperasi, namun pada prakteknya jarang dilakukan terutama pada komponen permesinan yang besar. Seiring bertambahnya rasio damping maka respon gerak sistem akan semakin berkurang. Bergantung pada frekuensi operasional, nilai rasio frekuensi akan semakin baik bila nilainya mendekati frekuensi operasional yang diinginkan.

Kemudian pada tahun 2019 dilakukan penelitian mengenai pengaruh damping pada dengan mekanisme *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) oleh (Zulfianti, 2019). Pada penelitiannya yang berjudul “Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA)”. Dilakukan variasi redaman eksitasi, variasi rasio redaman sistem utama, variasi redaman *absorber*, dan variasi rasio redaman *piezoelektrik* pada kondisi *undamped*, *damped*, dan gaya eksitasi. Didapatkan respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo dan energi bangkitan dari CPVA.

Pada penelitiannya massa dan kekakuan *absorber* memiliki nilai  $1/20$  dari nilai massa dan kekakuan sistem utama. Rasio redaman *absorber* divariasikan pada nilai *zeta* sistem utama dan *absorber* sama dengan 0 sampai dengan 2. Grafik respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo untuk pergerakan sistem utama dan *absorber* didapatkan dari hasil simulasi menggunakan aplikasi matlab seperti pada gambar 2.12 berikut.



(a)



(b)

**Gambar 2. 12** (a) Respon getaran sistem utama dan (b) Respon getaran sistem *absorber* (Zulfianti, 2019)

Dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai *zeta* sistem utama dan *absorber* maka *peak* sistem utama dan *absorber* akan semakin berkurang sedangkan daerah diantara dua *peak* meningkat, yang mana akan mengurangi efek redaman dari digunakannya DVA. Terlihat pada *zeta absorber* sama dengan 0,1 sistem utama memiliki respon gerak yang jauh berbeda dengan

kondisi *zeta* yang lain. Berbagai desain DVA dengan rasio redaman *absorber* dapat menjadi pilihan yang tepat pada berbagai kondisi tertentu.

Pada tahun yang sama, dilakukan penelitian terkait *dynamic vibration absorber (DVA)* pada arah *radial* diproses turning pada mesin bubut oleh (Aufa, 2019), dengan penelitiannya yang berjudul “*Design & Analysis of the Vibration Damper (RVD) Position Variation on a Long Thin Shaft*”. Pada penelitiannya digunakan poros panjang langsing dengan diameter 10 mm dan panjang 920 mm. Pada sisi kiri poros panjang langsing dijepit oleh ragum sedangkan pada bagian kanan, poros ditopang oleh tailstock. Guna mengurangi getaran yang terjadi digunakan RVD yang ikut bergerak berputar bersama poros dengan 4 buah pegas sebagai kekakuan *absorber* dan massa *absorber* menggunakan 4 buah koin besi seperti pada gambar 2.13.



**Gambar 2. 13** *Radial Vibration Damper* (Aufa, 2019)



(a)

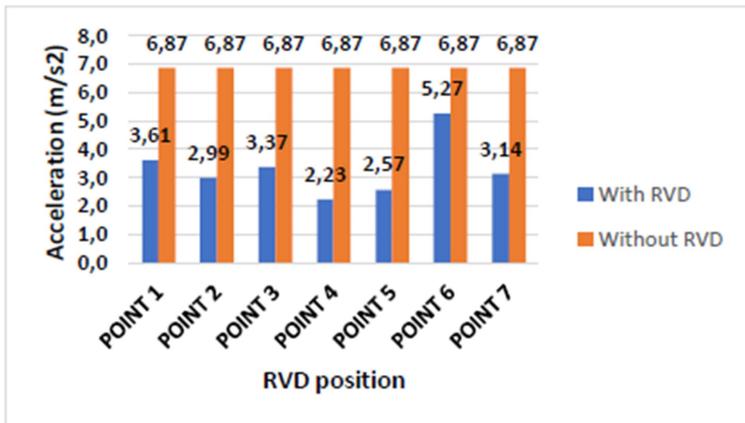


(b)

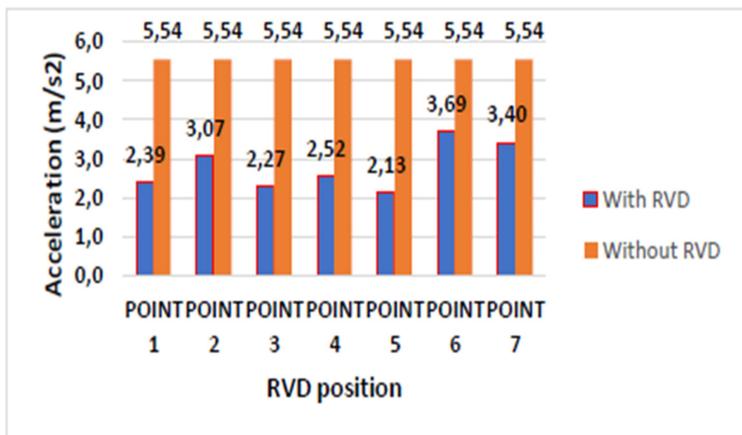
**Gambar 2. 14** Pengambilan data percepatan dengan *oscilloscope* dengan dan tanpa RVD (Aufa, 2019)

Pengambilan data dilakukan dengan dan tanpa RVD guna mengetahui respon reduksi getaran yang terjadi seperti pada gambar 2.14. Divariasikan posisi peletakan RVD pada poros panjang langsing. Didapatkan reduksi getaran paling besar jika RVD diletakkan pada bagian tengah poros. Probe diletakkan pada bagian tailstock pada sumbu x dan sumbu y. Kecepatan *spindle* divariasikan pada 320 rpm, 540 rpm, dan 900 rpm. Didapatkan hasil reduksi getaran yang paling baik pada putaran 900 rpm.

Gambar 2.15 dan gambar 2.16 dibawah menjelaskan hasil eksperimen pada putaran *spindle* 900 rpm.

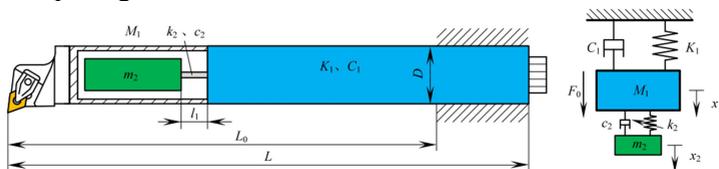


**Gambar 2. 15** Respon percepatan poros pajang langsing arah sumbu x pada 900 rpm (Aufa, 2019)



**Gambar 2. 16** Respon percepatan poros pajang langsing arah sumbu y pada 900 rpm (Aufa, 2019)

Pada jurnal (Liu, Liu, & Wu, 2018) melakukan penelitian dibidang permesinan dengan judul “*Analysis vibration characteristics and adjustment method of boring bar with a variable stiffness vibration absorber (VSDVA)*”. Telah diteliti pengaruh nilai konstanta kekakuan DVA terhadap reduksi respon getaran sistem utama yakni *boring bar*. *Boring bar* yang digunakan memiliki diameter 40 mm dengan panjang *overhang* 600 mm, yang mana memiliki nilai *L/D overhang* yakni 12, tergolong sebagai *boring bar* dengan nilai kekakuan yang rendah dengan frekuensi natural sistem berada pada daerah frekuensi *chatter* saat proses pengeboran berlangsung. pada bagian depan *boring bar* diberi sebuah *cavity* sebagai tempat untuk meletakkan DVA. *Cavity* didesain sedemikian rupa sehingga nilai konstanta kekakuan *boring bar* yang mula-mula sudah tergolong kecil, tidak berkurang dengan signifikan. Nilai konstanta kekakuan DVA dapat diatur dengan memutar *knob* pada bagian belakang *boring bar* sehingga *cantilever beam* dapat bergerak maju dan mundur seperti pada gambar 2.17 berikut:



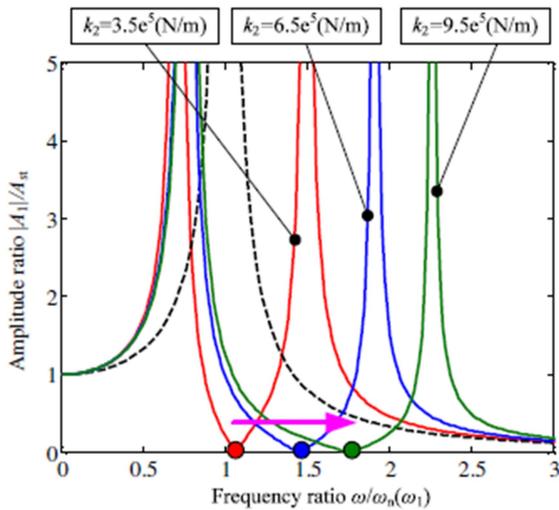
**Gambar 2. 17** Model dinamis *boring bar* dengan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018)

Pada penelitian ini digunakan metode simulasi guna mengetahui respon getaran *boring bar* yang kemudian divalidasi dengan eksperimen. Nilai parameter massa, konstanta pegas, dan konstanta peredam sistem utama untuk simulasi didapat berdasarkan pengukuran dan pengujian langsung terhadap *boring bar* dan VSDVA. Untuk massa DVA dibuat agar sebesar-besarnya dengan menggunakan *high-density cemented carbide* guna memperbesar daerah operasional yang aman, kemudian nilai konstanta pegas DVA yang telah divariasikan dan nilai konstanta

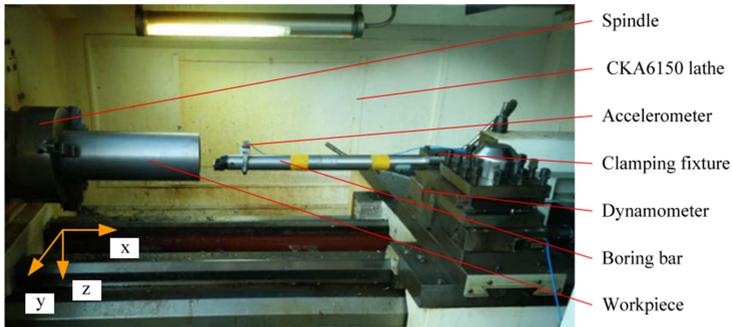
redaman DVA diukur diuji dengan cara yang sama seperti sistem utama.

Boring bars	Equivalent mass of boring bar $M_1$ (kg)	Equivalent mass of VSDVA $m_2$ (kg)	Equivalent stiffness of boring bar $K_1$ ( $10^5$ N/m)	Equivalent stiffness of VSDVA $k_2$ ( $10^5$ N/m)	Damping constant $C_1$ (N s/m)	Damping constant $c_2$ (N s/m)
Boring bar with VSDVA	1.48	0.8	5.76	3.5	8.52	5.28
Regular boring bar	2	–	5.95	–	8.52	–

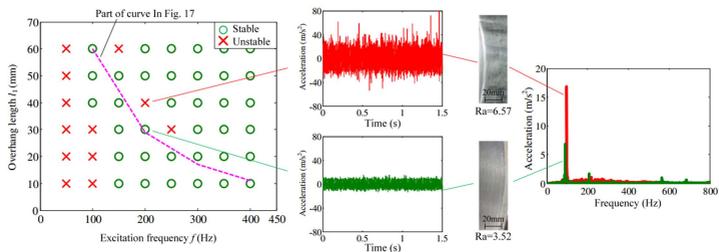
**Gambar 2. 18** Data parameter *boring bar* dan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018)



**Gambar 2. 19** Simulasi grafik rasio amplitudo dengan rasio frekuensi (Liu, Liu, & Wu, 2018)



**Gambar 2. 20** *Experimental setup* (Liu, Liu, & Wu, 2018)

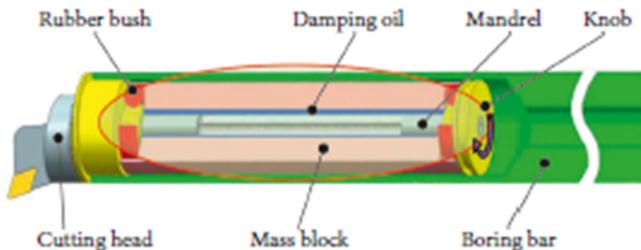


**Gambar 2. 21** *Diagram stabil dan tidak stabil pada hasil eksperimen pengeboran* (Liu, Liu, & Wu, 2018)

Eksperimen pengeboran dilakukan guna memvalidasi hasil simulasi yang telah didapat seperti pada gambar 2.18 dan gambar 2.19. Pada gambar 2.20 merupakan persiapan eksperimen dengan menggunakan mesin CNC lathe CKA6150 untuk melakukan proses pengeboran pada benda kerja C45E4 dengan diameter luar 150 mm, diameter dalam 100 mm, dan panjang 350 mm. Pisau pahat yang digunakan adalah CNMG-12-04-08-XM. Pengeboran dilakukan kondisi kering. Pada gambar 2.21 terlihat bahwa semakin bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA, maka daerah redaman akan semakin bergeser ke kanan. Dapat disimpulkan bahwa penting untuk menentukan *cutting parameter* yang mana nantinya akan mempengaruhi frekuensi operasional

pada *boring bar* agar dapat menghindari daerah tak teredam yang ditandai oleh warna merah.

Kemudian pada tahun 2019, penelitian terkait DVA pada *boring bar* juga diteliti oleh (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) dengan penelitiannya yang berjudul “*Analysis of Vibration Characteristics of a Boring bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber*”. Pada penelitiannya digunakan *boring bar* dengan panjang *overhang* 310 mm, memiliki frekuensi natural 268,60 Hz yang mana frekuensi ini berada dalam jangkauan *chatter* frekuensi yang dihasilkan pada proses pengeboran. Guna menghindari resonansi, digunakan DVA yang diletakkan pada *cavity* yang telah dibuat pada bagian depan *boring bar* yang mana nilai konstanta kekakuan *boring bar* sebelum dan sesudah diberi *cavity* berkurang tidak lebih dari 5%.



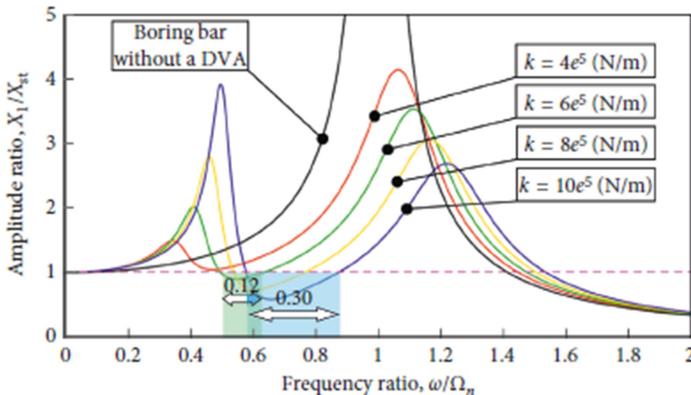
**Gambar 2. 22** Struktur *boring bar* dengan *variable stiffness* DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

Desain dari *boring bar* dan DVA seperti pada gambar 2.22 memiliki nilai konstanta kekakuan pada DVA diwakili oleh dua buah *rubber bush* yang mana dapat ditekan dengan cara memutar *knob* sehingga nilai konstanta kekakuan DVA dapat bertambah. Gerakan dari sistem utama yakni *boring bar* direpresentasikan oleh gerakan mandrel yang mana akan menggerakkan massa dva yakni *mass block* melewati *damping oil* dan dua buah *rubber bush*. Nilai parameter didapat berdasarkan pengukuran dan

pengujian yang dilakukan pada sistem utama yakni *boring bar* maupun DVA. DVA didesain agar dapat dilepas dan dipasang.

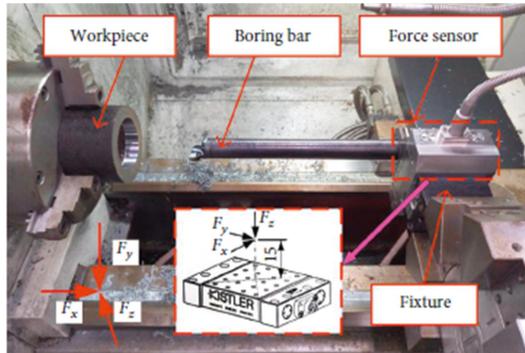
	Equivalent stiffness of the boring bar, $K$ (N/mm)	Equivalent mass of the boring bar, $M$ (kg)	Natural frequency of the boring bar, $\omega$ (Hz)	Time period, $T$ (s)	Damping coefficient of the boring bar, $C$ (N-s/m)	Equivalent mass of the DVA, $m$ (kg)	Damping coefficient of the DVA, $c$ (N-s/m)
Boring bar with a DVA	2496.6	0.8764	268.62	0.02339	9.98	0.9126	249.92
Regular boring bar without a DVA	2563.2	1.2757	225.60	0.02785	9.99	—	—

**Gambar 2. 23** Parameter *boring bar* dengan *variable stiffness* DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

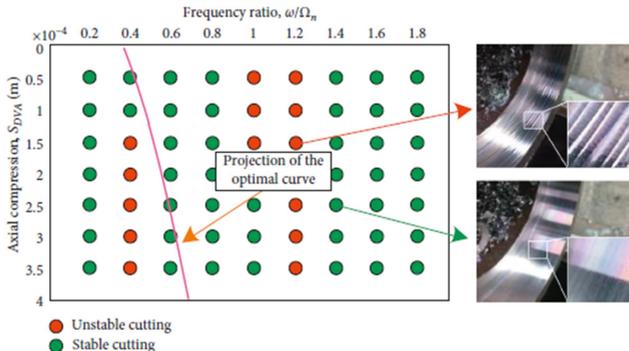


**Gambar 2. 24** Simulasi grafik rasio amplitudo dan rasio frekuensi (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

Berdasarkan parameter yang telah didapat seperti pada gambar 2.23, respon getaran disimulasikan dengan variasi nilai konstanta kekakuan DVA seperti pada gambar 2.24. Dapat dilihat bahwa terdapat dua daerah dimana rasio *amplitude* memiliki nilai dibawah satu, yakni pada daerah frekuensi rendah dan frekuensi tinggi. Daerah dengan frekuensi rendah baru memiliki daerah rasio *amplitude* dibawah satu pada saat nilai konstanta kekakuan DVA memiliki nilai  $6 \cdot 10^5$  N/m.



**Gambar 2.25** Boring experiment (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)



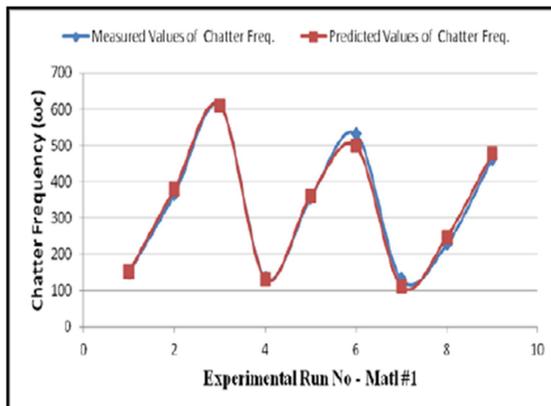
**Gambar 2.26** Daerah stabil dan tidak stabi hasil eksperimen (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

Eksperimen ditunjukkan seperti pada gambar 2.25 dilakukan guna menganalisa hubungan antara kompresi aksial pada *rubber bush* terhadap hasil pemotongan pada setiap kenaikan frekuensi *chatter*. Benda kerja yang digunakan pada eksperimen ini adalah C45E4 dengan diameter luar 160 mm dan diameter dalam 100 mm. Dapat dilihat bahwa pemotongan yang stabil dapat diatur dengan mengubah nilai kompresi aksial dari *rubber bush* pada DVA. Hasil pengeboran dapat dilihat pada gambar 2.26.

Pada tahun 2017, penelitian mengenai *chatter* pada proses turning diteliti oleh (Ugochukwu, 2017) pada penelitiannya yang berjudul “*Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material*”. Frekuensi *chatter* yang didapat dari hasil eksperimen dibandingkan dengan frekuensi *chatter* yang didapat dari hasil perhitungan model matematika menggunakan Okonkpuje dan Okonkwo equation pada AISI 4340 alloy steel.

S/N	Speed (v)	Feed Rate (f)	Depth of Cut (d)	Chatter Freq $\omega_c$ (e)	Predicted y values $\omega_c$ (m)	Percentage deviation ( $\varphi_i$ )
1	140	0.05	0.1	150.25	151.81	-1.038
2	140	0.10	0.3	366.21	381.36	-4.137
3	140	0.15	0.5	610.94	610.91	0.005
4	230	0.05	0.3	135.33	131.87	2.557
5	230	0.10	0.5	355.56	361.42	-1.648
6	230	0.15	0.1	532.44	497.97	6.474
7	320	0.05	0.5	130.00	111.93	13.900
8	320	0.10	0.1	228.04	248.48	-8.963
9	320	0.15	0.3	463.54	478.03	-3.126

**Gambar 2. 27** Tabel perbandingan data berdasarkan hasil eksperimen dan hasil prediksi (Ugochukwu, 2017)



**Gambar 2. 28** Grafik *chatter* frekuensi berdasarkan hasil eksperimen dan hasil prediksi (Ugochukwu, 2017)

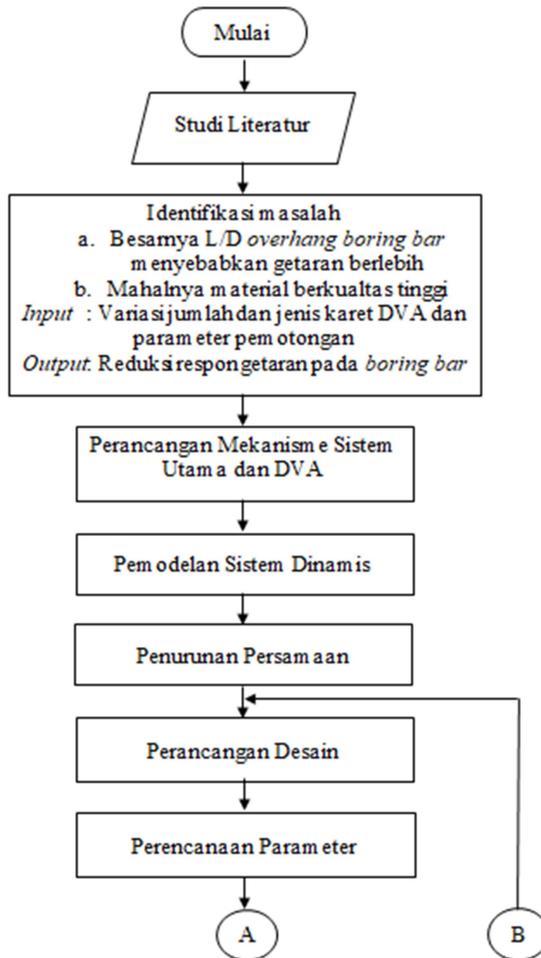
$$(\omega c) = 17.0 - 0.566 v + 3971 f + 155 d$$

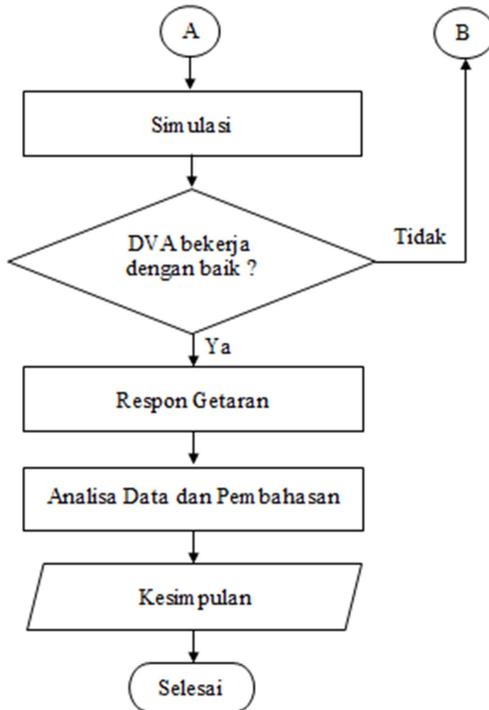
Pemotongan dilakukan dengan memvariasikan speed ( $V$ ), *feedrate* ( $f$ ), dan *depth of cut* ( $d$ ) dengan 9 kali pengambilan data. Terlihat pada gambar 2.27 dan gambar 2.28 didapatkan nilai frekuensi *chatter* dari hasil eksperimen dan hasil prediksi matematis memiliki nilai yang hampir sama. Dapat disimpulkan bahwa model matematis dapat memprediksi frekuensi *chatter* pada proses turning dengan tingkat akurasi 99,5%. Berdasarkan frekuensi *chatter* yang didapatkan dapat ditentukan parameter pemotongan yang paling baik guna mendapatkan hasil pemotongan yang maksimal.

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 *Flowchart* Penelitian

Terdapat langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini yang ditunjukkan pada *flowchart* penelitian pada gambar 3.1 berikut:





**Gambar 3. 1** *Flowchart* penelitian

### 3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

Berikut ini merupakan penjelasan dari *flowchart* penelitian seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.1 diatas.

#### 3.2.1 Studi Literatur

Sebelum penelitian ini dilakukan, perlu adanya studi literatur dan pencarian referensi penelitian terdahulu yang terkait dengan penelitian ini. Adapun materi pada literatur tersebut mengenai *multi degree of freedom vibration*, *dynamic vibration absorber (DVA)*, dan mesin bubut. Berbagai sumber tersebut diperoleh dari buku, tugas akhir dan jurnal internasional.

### 3.2.2 Identifikasi Masalah

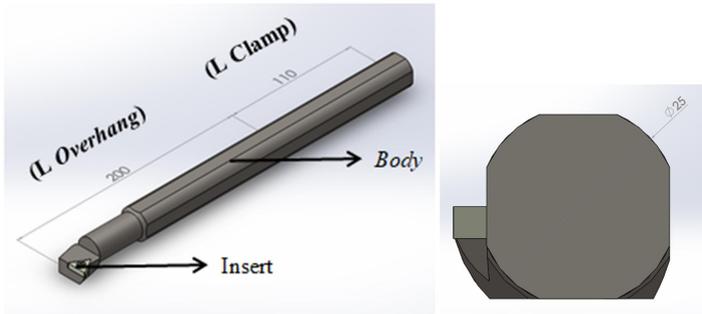
Pada penelitian ini, permasalahan utama yang mendasari penelitian ini yakni mahal nya *boring bar* dengan L/D *overhang* besar dengan kualitas bagus, oleh karena itu akan dirancang *boring bar* yang mampu beroperasi pada L/D *overhang* besar dengan stabil dengan material yang relatif murah. Pada penelitian ini akan diidentifikasi menjadi 2 bagian penting yakni *input* dan *output*. *Input* merupakan suatu masukan yang diberikan pada penelitian ini, yaitu berupa variasi parameter pemotongan (*speed*, *feedrate* dan *depth of cut*), dan penggunaan DVA dengan variasi jumlah dan jenis karet sebagai kekakuan *absorber*.

### 3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama (*Boring Bar*) dan DVA

Berikut merupakan penjelasan dari mekanisme sistem utama yaitu *boring bar*, dan DVA yang digunakan:

#### 3.2.3.1 Perancangan Mekanisme Sistem Utama (*Boring Bar*)

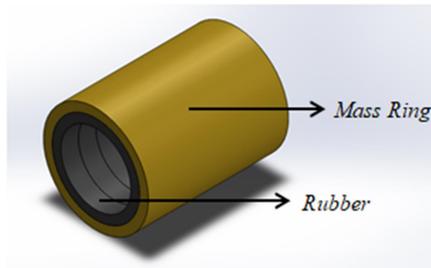
Pada proses pengeboran, terjadi kontak antara pahat dengan benda kerja, pada penelitian ini benda kerja yang digunakan memiliki rasio L *overhang* yang relatif pendek dibanding dengan diameter yang dimiliki, oleh karena itu benda kerja memiliki kekakuan yang tinggi sehingga getaran pada benda kerja memiliki amplitudo yang sangat kecil, berbeda dengan pahat yang memiliki L *overhang* yang panjang dibanding diameter yang dimiliki, vibrasi yang terjadi memiliki amplitudo yang relatif besar, sehingga sistem utama yang dianalisa pada penelitian ini adalah *boring bar*, dimana *boring bar* dijepit pada *tool post* dengan 4 buah *bolt* sepanjang L/D *clamp* = 4,4 dan menerima gaya eksitasi pada bagian depan. *Boring bar* memiliki L/D *overhang* = 8 dengan diameter pada bagian depan *boring bar* dikurangi diameternya sebagai tempat meletakkan karet dva sebagai mana ditunjukkan pada gambar 3.2 berikut.



**Gambar 3. 2** Customized boring bar tanpa DVA

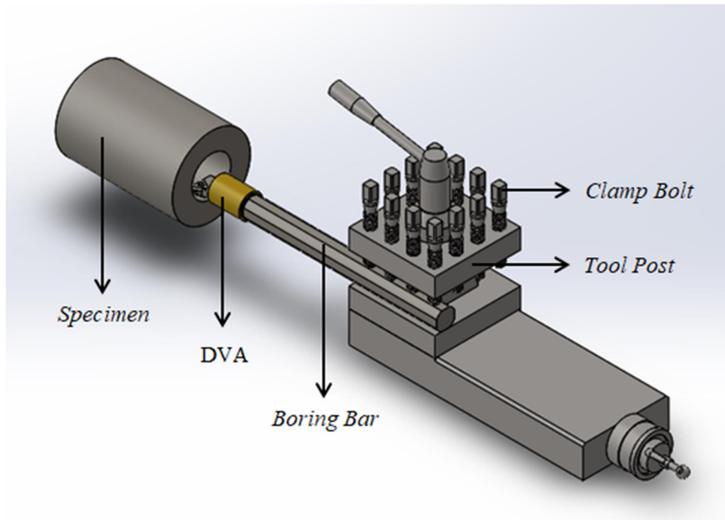
### 3.2.3.2 Perancangan Mekanisme DVA

Pada penelitian ini dirancang mekanisme *dynamic vibration absorber* untuk meredam getaran berlebih khususnya arah *radial* pada *boring bar*. *Dynamic vibration absorber (DVA)* yang digunakan terdiri dari massa *absorber* dan kekakuan *absorber* seperti pada gambar 3.3, dimana massa *absorber* terbuat dari metal sedangkan kekakuan *absorber* terbuat dari karet. Arah pergerakan dari DVA jenis ini sama dengan pergerakan terbesar dari sistim utama yaitu arah *radial* namun berlawanan arah. DVA dipasang pada pengurangan diameter yang dibuat pada bagian depan *boring bar*, dimana *boring bar* akan menerima gaya eksitasi dari gesekan antara pisau pahat pada *boring bar* dengan benda kerja yang berputar, sehingga memberi gaya eksitasi secara kontinyu.



**Gambar 3. 3** DVA

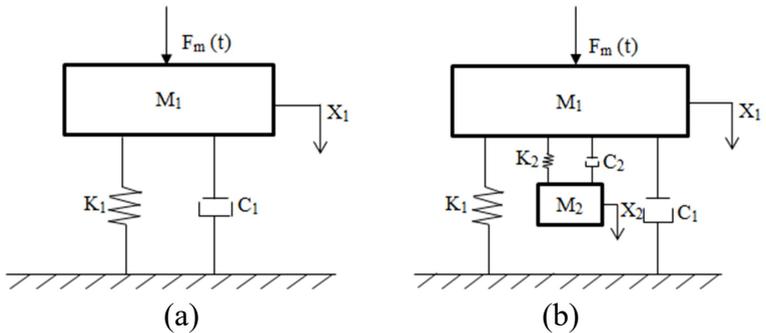
Setelah mengetahui rancangan sistim utama dan DVA, maka dilakukan perancangan posisi peletakan DVA pada sistim utama dan sistim utama pada *tool post*, serta posisi *specimen* seperti pada gambar 3.4 berikut.



**Gambar 3. 4** Boring process

### 3.2.4 Pemodelan Sistim Dinamis

Berdasarkan model sistem utama dan DVA yang telah dirancang, dilakukan pemodelan sistem dinamis untuk sistem utama tanpa DVA dan sistem utama dengan DVA dengan asumsi konstanta kekakuan *boring bar* arah *tangential* dan *radial* dianggap sama, arah sumbu-X disini searah dengan arah gaya pada pengeboran ( $F_m$ ) sebagaimana pada gambar 3.5 berikut.



**Gambar 3. 5** Model dinamis sistem utama (a) tanpa DVA (b) dengan DVA

Keterangan:

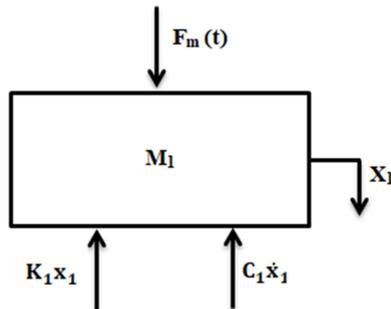
- $M_1$  : Massa sistem utama
- $M_2$  : Massa DVA
- $K_1$  : Konstanta kekakuan sistem utama
- $K_2$  : Konstanta kekakuan DVA
- $C_1$  : Konstanta redaman sistem utama
- $C_2$  : Konstanta redaman DVA
- $X_1$  : Perpindahan massa sistem utama
- $X_2$  : Perpindahan massa DVA
- $F_m$  : Gaya eksitasi (*Machining force*) pada sistem utama

### 3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Berdasarkan sistem dinamis, dicari persamaan gerak dari sistem utama tanpa DVA dan persamaan gerak sistem utama dengan DVA sebagai acuan mendesain DVA yang dapat meredam getaran pada boring bar sebagaimana dijelaskan pada subbab berikut:

#### 3.2.5.1 Sistem Utama tanpa DVA

Pada gambar 3.6 merupakan *free body diagram* dari sistem utama tanpa penambahan DVA dengan arah gerak translasi ke arah sumbu  $x$ .



**Gambar 3. 6** *Free body diagram* sistem utama tanpa DVA

Berdasarkan *free body diagram* diatas, maka didapat persamaan gerak translasi pada *boring bar* ( $m_1$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 +\downarrow \Sigma F &= M a \\
 - C\dot{x}_1 - Kx_1 + F_m(t) &= M\ddot{x}_1 \\
 M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + Kx_1 &= F_m(t)
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Dimana getaran diakibatkan oleh *cutting force* ( $F_c$ ), *radial force* ( $F_r$ ) dan *thrust force* ( $F_t$ ), maka gaya eksitasi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\vec{F}_m = \vec{F}_c + \vec{F}_r + \vec{F}_t \tag{3.2}$$

Untuk simulasi, gaya eksitasi:

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

Maka persamaan geraknya menjadi

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|\dot{x}| = F_m \sin \omega t \tag{3.4}$$

Ketika gaya eksitasi *boring bar* dinyatakan sebagai  $F_m e^{i\omega t}$  perpindahan *boring bar* dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, j = 1, 2 \quad (3.5)$$

Maka persamaan menjadi

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|\dot{x}| = F_m e^{i\omega t} \quad (3.6)$$

Dimana  $X_j$  adalah *amplitude* kompleks dari *boring bar*. Maka:

$$\begin{aligned} x_j &= X_j e^{i\omega t} \\ \dot{x}_j &= i\omega X_j e^{i\omega t} \\ \ddot{x}_j &= -\omega^2 X_j e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Substitusi ke persamaan 3.3 maka didapatkan complex steady state *amplitude*

$$\begin{aligned} M_1 (-\omega^2 X_1 e^{i\omega t}) + C_1 (i\omega X_1 e^{i\omega t}) + K_1 (X_1 e^{i\omega t}) &= F_m e^{i\omega t} \\ (-M_1\omega^2 + iC_1\omega + K_1) X_1 e^{i\omega t} &= F_m e^{i\omega t} \\ (-M_1\omega^2 + iC_1\omega + K_1) X_1 &= F_m \\ \frac{X_1}{F_m} &= \frac{1}{(-M_1\omega^2 + iC_1\omega + K_1)} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Membagi ruas kanan dan kiri dengan  $K_1$  dan memisahkan bilangan *real* dan imajiner sehingga persamaan steady state menjadi

$$\frac{X_1}{F_m K_1} = \frac{1}{-\frac{M_1}{K_1}\omega^2 + 1 + i\frac{C_1}{K_1}\omega} \quad (3.9)$$

Dengan mendefinisikan:

$$\begin{aligned} \Omega_n &= \sqrt{K_1/M_1} = \text{Frekuensi natural sistem utama} \\ Z &= C_1/2M_1\Omega_n = \text{Rasio redaman sistem utama} \end{aligned}$$

$$X_{st} = F_m / K_1 = \text{Defleksi statis}$$

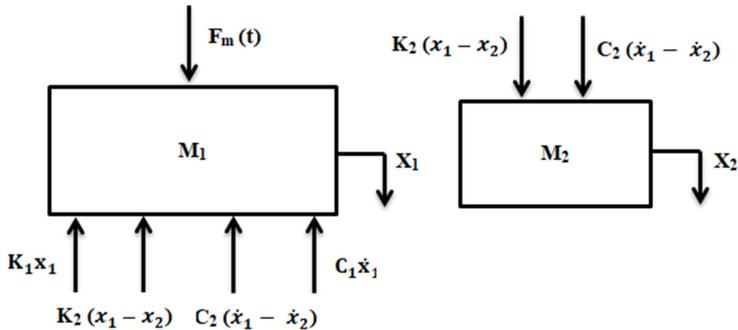
$$|A + iB| = \sqrt{A^2 + B^2}$$

Maka *real steady state real* dan dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1}{\sqrt{[\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1]^2 + [2Z\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)]^2}} \quad (3.10)$$

### 3.2.5.2 Sistem Utama dengan DVA

Pada gambar 3.7 merupakan *free body diagram* dari sistem utama dengan penambahan DVA dengan arah gerak translasi ke arah sumbu  $x$ .



**Gambar 3. 7** *Free body diagram* sistem utama dengan DVA  
 Dari *free body diagram* diatas didapatkan persamaan gerak sebagai berikut:

$$+\downarrow \Sigma F = M a$$

$$- C_1\dot{x}_1 - C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_1x_1 - K_2(x_1 - x_2) + F_m = M_1\ddot{x}_1$$

$$M_1\ddot{x}_1 + C_1\dot{x}_1 + C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_1x_1 + K_2(x_1 - x_2) = F_m \quad (3.11)$$

$$+\downarrow \Sigma F = M a$$

$$M_2\ddot{x}_2 - C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_2(x_1 - x_2) = 0 \quad (3.12)$$

Dari persamaan 3.12 diatas yang telah disbtutiskan dengan persamaan 3.5 – 3.7 didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} M_2(-\omega^2 X_2 e^{i\omega t}) + C_2(i\omega X_2 e^{i\omega t}) - C_2(i\omega X_1 e^{i\omega t}) + K_2(X_2 e^{i\omega t}) - K_2(X_1 e^{i\omega t}) &= 0 \\ (-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)(X_2 e^{i\omega t}) - (C_2i\omega + K_2)(X_1 e^{i\omega t}) &= 0 \\ (-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2) X_2 &= (C_2i\omega + K_2) X_1 \\ X_2 &= \frac{(C_2i\omega + K_2)}{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)} X_1 \end{aligned} \quad (3.13)$$

Dilakukan substitusi persamaan 3.11 dengan 3.13 yang telah disubstitusi dengan persamaan 3.5 – 3.7 sehingga persamaan steady state menjadi

$$\begin{aligned} [(-M_1\omega^2 + C_1i\omega + C_2i\omega + K_1 + K_2) X_1 - (C_2i\omega + K_2) X_2] e^{i\omega t} &= F_m e^{i\omega t} \\ (-M_1\omega^2 + C_1i\omega + C_2i\omega + K_1 + K_2) X_1 - (C_2i\omega + K_2) X_2 &= F_m \\ \left[ \frac{(C_2i\omega + K_2)}{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)} \right] X_1 &= F_m \\ \left[ \frac{(-M_1\omega^2 + C_1i\omega + C_2i\omega + K_1 + K_2)(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega) - (C_2i\omega + K_2)^2}{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)} \right] X_1 &= F_m \\ \frac{M_1M_2\omega^4 - (M_1K_2 + M_2K_1 + M_2K_2 - C_1C_2)\omega^2 + K_1K_2}{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)} + i \left[ \frac{(-M_1C_2 - M_2C_1 - M_2C_2)\omega^3 + (C_1K_2 + C_2K_1)\omega}{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)} \right] &= \frac{X_1}{F_m} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Kemudian dengan membagi kedua ruas dengan  $K_1$  persamaan berubah menjadi

$$\begin{aligned} \frac{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)}{\left[ \frac{M_1M_2\omega^4}{K_1} - \left( \frac{M_1K_2}{K_1} + M_2 + \frac{M_2K_2}{K_1} - \frac{C_1C_2}{K_1} \right) \omega^2 + K_2 \right] + i \left[ - \left( \frac{M_1C_2}{K_1} + \frac{M_2C_1}{K_1} + \frac{M_2C_2}{K_1} \right) \omega^3 + \left( \frac{C_1K_2}{K_1} + \frac{C_2K_1}{K_1} \right) \omega \right]} &= \frac{X_1}{F_m} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Kemudian membagi ruas kanan dengan  $\frac{K_2}{K_2}$  persamaan berubah menjadi

$$\begin{aligned} \frac{\left( 1 - \frac{M_2\omega^2}{K_2} + i \frac{C_2\omega}{K_2} \right)}{\left[ \frac{M_1M_2\omega^4}{K_1K_2} - \left( \frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K_1} - \frac{C_1C_2}{K_1K_2} \right) \omega^2 + 1 \right] + i \left[ - \left( \frac{M_1C_2}{K_1K_2} + \frac{M_2C_1}{K_1K_2} + \frac{M_2C_2}{K_1K_2} \right) \omega^3 + \left( \frac{C_1K_2 + C_2K_1}{K_1K_2} \right) \omega \right]} &= \frac{X_1}{F_m} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Dengan mendefinisikan:

$$\Omega_n = \sqrt{K_1/M_1} = \text{Frekuensi natural sistem utama}$$

$$\omega_n = \sqrt{K_2/M_2} = \text{Frekuensi natural DVA}$$

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

$$Z = C_1/2M_1\Omega_n = \text{Rasio redaman sistem utama}$$

$$\zeta = C_2/2M_2\omega_n = \text{Rasio peredam DVA}$$

$$\begin{aligned} A &= 1 - \left(\frac{M_2}{K_2}\right) \omega^2 \\ &= 1 - \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B &= \left(\frac{C_2}{K_2}\right) \omega \\ &= 2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C &= \left(\frac{M_1 M_2}{K_1 K_2}\right) \omega^4 - \left(\frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K_1} - \frac{C_1 C_2}{K_1 K_2}\right) \omega^2 + 1 \\ &= \left(\frac{1}{\Omega_n \omega_n}\right)^2 \omega^4 - \left(\frac{1}{\Omega_n^2} + \frac{1}{\omega_n^2} + \frac{\mu}{\Omega_n^2} + \frac{2 Z M_1 \Omega_n 2\zeta M_2 \omega_n}{K_1 K_2}\right) \omega^2 + 1 \\ &= \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^4 - \left(1 + \frac{\Omega_n^2}{\omega_n^2} + \mu + 4Z\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D &= -\left(\frac{M_1 C_2}{K_1 K_2} + \frac{M_2 C_1}{K_1 K_2} + \frac{M_2 C_2}{K_1 K_2}\right) \omega^3 + \left(\frac{C_1 K_2 + C_2 K_1}{K_1 K_2}\right) \omega \\ &= -\left[\left(\frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2 C_1}{K_1 C_2} + \frac{M_2}{K_1}\right) \omega^2 + \left(\frac{C_1 K_2}{C_2 K_1} + 1\right)\right] \left(\frac{C_2}{K_2}\right) \omega \\ &= -\left[\left(\frac{1}{\Omega_n^2} + \frac{Z}{\zeta \Omega_n \omega_n} + \frac{\mu}{\Omega_n^2}\right) \omega^2 + \left(\frac{Z \omega_n}{\zeta \Omega_n} + 1\right)\right] \left(\frac{C_2}{K_2}\right) \omega \\ &= -\left(1 + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) + \mu\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + \left(\frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\omega_n}{\Omega_n}\right) + 1\right) 2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \end{aligned}$$

Sehingga persamaan steady state *real* dapat ditulis menjadi:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \sqrt{\frac{A^2+B^2}{C^2+D^2}} \quad (3.17)$$

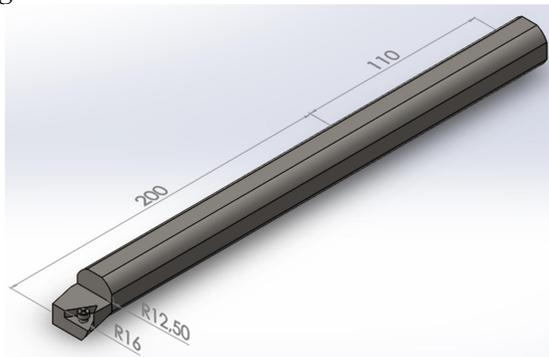
### 3.2.6 Perancangan Desain

Pada subbab ini akan dibahas mengenai komponen-komponen penyusun dari sistim massa utama dan *dynamic vibration absorber (DVA)* yang telah dirancang sebagai berikut:

#### 3.2.6.1 Sistim Utama

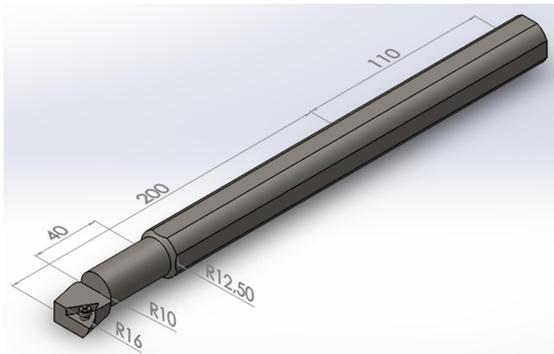
Sistem utama yang dianalisa pada penelitian ini adalah *boring bar* yang mana terdiri dari beberapa bagian yakni *body* dan *insert*.

*Body*, pada bagian ini merupakan bagian utama yang menjadi permasalahan dalam penelitian ini, pada umumnya *boring bar* dengan material carbon steel dengan modulus young 190 Gpa – 210 Gpa hanya akan mampu digunakan pada rasio *L/D overhang* sama atau kurang dari 4, pada pengeboran dengan rasio *L/D overhang* lebih dari itu biasanya digunakan material carbide yang memiliki modulus young hingga 3x dari carbon steel yang mana mampu stabil pada pengeboran dengan rasio *L/D overhang* = 6 – 8, namun *boring bar* dengan material ini jarang ditemui di tempat pembubutan terutama di Indonesia dikarenakan harganya yang sangat mahal. Oleh karena itu akan diteliti *boring bar* yang mampu stabil pada pengeboran dengan rasio *L/D overhang* = 8 dengan menggunakan carbon steel jenis AISI 4140. Berikut merupakan *regular body boring bar* dengan rasio *L/D overhang* = 8.

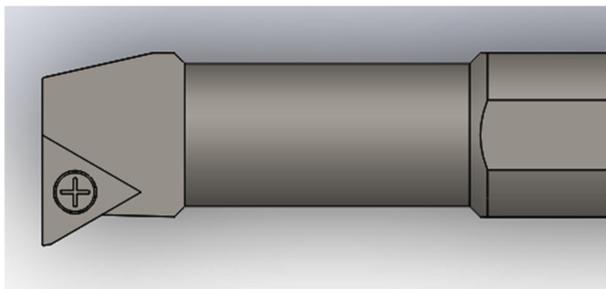


**Gambar 3. 8** *Regular body boring bar*

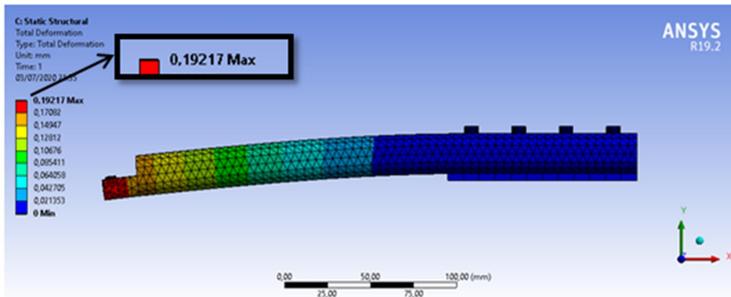
Pada gambar 3.8 terlihat bahwa jarak antara ujung mata pisau dengan bagian badan adalah 3,5 mm, sedangkan agar mendapatkan jarak rentang reduksi getaran yang besar dibutuhkan massa DVA yang besar, guna mendapatkan dimensi massa DVA yang besar, *regular boring bar* akan dimodifikasi dengan mengurangi diameter bagian depannya sebagai tempat meletakkan karet dengan tidak mengurangi kekakuan *boring bar* terlalu signifikan, pada desain ini diameter dikurangi menjadi 20 mm dengan panjang 40 mm seperti pada gambar 3.9, dengan kekakuan *boring bar* hanya berkurang tidak lebih dari 5 % yang ditunjukkan oleh gambar 3.11 simulasi static structural pada ANSYS workbench berikut.



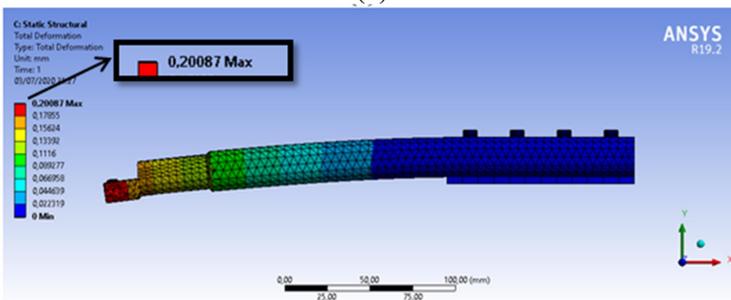
**Gambar 3.9** Customized body boring bar



**Gambar 3.10** Customized body boring bar top view



(a)



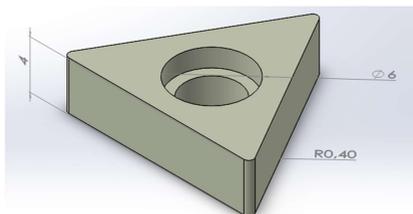
(b)

**Gambar 3. 11** (a) Simulasi deformasi statis *regular* desain *boring bar* dan (b) Simulasi deformasi statis *customized* *boring bar*

Terlihat pada gambar 3.10 bahwa pengurangan diameter dibuat tidak dengan profil tegak lurus melainkan diberi sudut  $45^\circ$ , hal ini dilakukan guna menghindari gesekan antara karet dengan *body boring bar*, gesekan antar karet dengan *body boring bar* menyebabkan konstanta redaman DVA menjadi semakin besar yang mana hal ini tidak diinginkan karena dapat mengurangi efek redaman dari DVA. Pada simulasi software ansys diatas, terdapat dua buah *boring bar* yang pertama yakni *regular* desain *boring bar* dan *boring bar* dengan pengurangan diameter. Diberikan gaya 65 N arah sumbu x, -170 N arah sumbu y, dan -117 N arah sumbu z

dengan resultan gaya 216 N pada ujung *insert* dimana nilai ini diambil dari rata-rata gaya eksitasi pada pengeboran tipikal *finishing*, pada bagian penampang belakang diberikan *fixed support*. Dapat dilihat pada gambar 3.11 (a) bahwa deformasi total pada *regular boring bar* memiliki nilai 0,19217 mm, oleh karena itu didapatkan kekakuan pada *regular boring bar* yakni 1124 N/mm. Sedangkan pada gambar 3.11 (b) dapat dilihat bahwa deformasi total dari *customized boring bar* bernilai 0,20087 mm, maka didapat kekakuan pada sistem utama yakni 1075 N/mm. Oleh karena itu didapatkan pengurangan kekakuan dari *boring bar* sebagai sistem utama adalah 4,36 %.

*Insert*, bagian ini merupakan pisau pahat yang mana digunakan sebagai pemotong benda kerja, dikarenakan benda kerja yang digunakan adalah AISI 4340 yang mana merupakan material yang tergolong keras, material pahat yang digunakan adalah carbide dengan model TCMT 16. Pada bagian tengah *insert* terdapat lubang sebagai fitting *insert* dengan bagian *head*. Memiliki tebal 4 mm dan nose radius sebesar 0,4 mm sebagaimana tertera pada gambar 3.12 berikut.

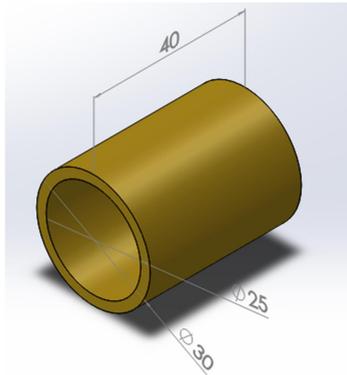


**Gambar 3. 12** Carbide insert

### 3.2.6.2 DVA

Pada penelitian ini digunakan *dynamic vibration absorber* sebagai media peredam getaran berlebihan yang terjadi. Telah dirancang *dynamic vibration absorber* yang mana terdiri dari *mass ring* dan *rubber*.

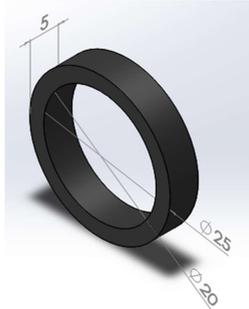
*Mass ring*, bagian ini idealnya dibuat dengan material *high-density* cemented carbide agar mendapatkan massa *absorber* yang besar guna memperoleh daerah operasional aman yang lebih luas. Namun pada penelitian ini digunakan *brass* dikarenakan memiliki massa jenis yang sedikit lebih berat dibanding tipikal carbon steel biasa serta mudah untuk di-*machining* dan harganya yang murah. Memiliki massa jenis  $8,73 \text{ g/cm}^3$ , dengan diameter luar 30 mm dan diameter dalam 25 mm dengan panjang 40 mm sebagaimana tertera pada gambar 3.13 berikut.



**Gambar 3. 13** *Mass ring*

*Rubber*, pada bagian ini digunakan karet dengan variasi jumlah dan jenis karet, dimana sejumlah minimal 2 dan maksimal 8 buah dengan diameter luar sama dengan *body boring bar* yakni 25 mm dan diameter dalam 20 mm. Material yang dipilih pada penelitian ini adalah *neoprene rubber* dan *natural rubber* dimana memiliki modulus young yang dianggap *linear*. Material dipilih dengan metode *trial and error* guna mencocokkan frekuensi natural pada 14 variasi karet yang digabung dengan *mass ring* memiliki frekuensi natural pada rentang yang sama dengan frekuensi oprasional /

*chatter frequency* dari parameter pemotongan yang dipilih. Gambar 3.14 merupakan desain karet yang digunakan.



**Gambar 3. 14** *Neoprene dan natural rubber*

### 3.2.7 Perencanaan Parameter

Pada proses pengeboran tentunya dibutuhkan penentuan parameter-parameter terkait penelitian. Parameter yang digunakan pada simulasi proses pengeboran guna mengetahui reduksi getaran yang terjadi yakni *cutting parameter*, parameter pada sistim utama, dan parameter pada DVA.

#### 3.2.7.1 *Cutting Parameter*

Pada proses permesinan dibutuhkan *cutting parameter* sesuai berdasarkan kebutuhan. Pada penelitian ini akan digunakan parameter pemotongan tipikal *finishing*, putaran *spindle* dipilih dengan mempertimbangkan diameter dalam ( $D_i$ ) benda kerja yang akan dipotong yakni 40 mm dan kemampuan putaran *spindle* yang ada pada mesin bubut yang ada diworkshop, digunakan putaran *spindle* (N) pada putaran high yakni 920 rpm, 1250 rpm, dan 2000 rpm guna mendapatkan nilai *cuttingspeed* ( $V$ ) yang besar yang mana besarnya nilai  $V$  berpengaruh pada *cuttingtime*. Berdasarkan variasi putaran *spindle* dan diameter spesimen, didapatkan *cuttingspeed* ( $V$ ) pada penelitian ini yakni 116 m/min, 157 m/min, dan 251 m/min.

Selain *cuttingspeed*, dibutuhkan parameter *feedrate* ( $f$ ) yang mana pada penelitian ini divariasikan pada 0,05 mm/rev, 0,1 mm/rev, dan 0,15 mm/rev. Semakin besar nilai *feedrate* maka akan mempengaruhi gaya pada permesinan ( $F_m$ ), meningkatnya frekuensi *chatter* ( $\omega_c$ ) secara signifikan, dan *specific cutting force* ( $K_c$ ). Kemudian ditentukan nilai *depth of cut* ( $d$ ) pada penelitian ini yakni 0,1 mm, 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, dan 0,5 mm. Semakin besar nilai *depth of cut* maka akan mempengaruhi besarnya gaya pada permesinan dan meningkatnya frekuensi *chatter*. Frekuensi *chatter* didapatkan dengan memasukkan parameter ( $V$ ), ( $f$ ), dan ( $d$ ) diatas pada persamaan yang didapatkan dari eksperimen yang dilakukan oleh peneliti terdahulu, sebagaimana pada persamaan 3.18 berikut.

$$\omega_c = 17.0 - 0.566 V + 3971 f + 155 d \quad (3.18)$$

Dimana:

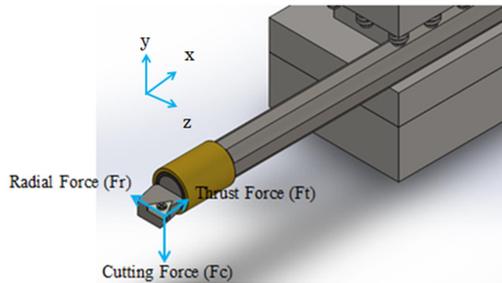
$V$  = *Cuttingspeed* (m/min)

$F$  = *Feedrate* (mm/rev)

$d$  = *Depth of cut* (mm)

$\omega_c$  = *Chatter frequency* (Hz)

Gaya yang dianalisa merupakan gaya pada proses permesinan ( $F_m$ ) yakni terdiri atas *cutting force* ( $F_c$ ), *radial force* ( $F_r$ ), dan *thrust force* ( $F_t$ ) seperti pada gambar 3.15, yang mana nilai *cutting force* didapat dari perhitungan sedangkan *radial force* dan *thrust force* didapat dari hasil pendekatan dengan mengalikan *cutting force* dengan *correction factor* yang didapat dari data penelitian terdahulu, dimana  $F_r = 0,69 F_c$  dan  $F_t = 0,38 F_c$ . *Cutting force* ( $F_c$ ) didapat dari perkalian antara *specific cutting force* ( $K_c$ ) dengan *feedrate* ( $f$ ) dan *depth of cut* ( $d$ ), yang mana nilai  $K_c(f)$  didapat dari technical data ISO 13399 standard yakni pada  $f_1 = 0,05$  mm/rev,  $K_{c1} = 4275$  MPa, pada  $f_2 = 0,1$  mm/rev,  $K_{c2} = 4050$  Mpa, dan pada  $f_3 = 0,15$  mm/rev,  $K_{c3} = 3825$  MPa.



**Gambar 3. 15** Gaya pada proses *boring*

Berikut tabel 3.1 merupakan tabel parameter pemotongan, gaya dan frekuensi eksitasi yang digunakan pada penelitian ini.

**Tabel 3. 1** *Cutting parameter*, Gaya dan Frekuensi Eksitasi

No.	Cutting parameter					MRR (cm <sup>2</sup> / min)	Machining Force				Chatter $\omega_c$ (Hz)
	N (rpm)	V (m/min)	f (mm/rev)	d (mm)	Kc (Mpa)		Ft (N)	Fc (N)	Fr (N)	Fm (N)	
1	920	116	0,05	0,1	4275	0,6	8	21	15	27	166
2	920	116	0,05	0,2	4275	1,2	16	43	29	54	181
3	920	116	0,05	0,3	4275	1,7	24	64	44	82	197
4	920	116	0,05	0,4	4275	2,3	32	86	59	109	212
5	920	116	0,05	0,5	4275	2,9	41	107	74	136	228
6	1250	157	0,05	0,1	4275	0,8	8	21	15	27	142
7	1250	157	0,05	0,2	4275	1,6	16	43	29	54	158
8	1250	157	0,05	0,3	4275	2,4	24	64	44	82	173
9	1250	157	0,05	0,4	4275	3,1	32	86	59	109	189
10	1250	157	0,05	0,5	4275	3,9	41	107	74	136	204
11	2000	251	0,05	0,1	4275	1,3	8	21	15	27	89
12	2000	251	0,05	0,2	4275	2,5	16	43	29	54	104
13	2000	251	0,05	0,3	4275	3,8	24	64	44	82	120
14	2000	251	0,05	0,4	4275	5,0	32	86	59	109	135
15	2000	251	0,05	0,5	4275	6,3	41	107	74	136	151
16	920	116	0,1	0,1	4050	1,2	15	41	28	52	364
17	920	116	0,1	0,2	4050	2,3	31	81	56	103	380

18	920	116	0,1	0,3	4050	3,5	46	122	84	155	395
19	920	116	0,1	0,4	4050	4,6	62	162	112	206	411
20	920	116	0,1	0,5	4050	5,8	77	203	140	258	426
21	1250	157	0,1	0,1	4050	1,6	15	41	28	52	341
22	1250	157	0,1	0,2	4050	3,1	31	81	56	103	356
23	1250	157	0,1	0,3	4050	4,7	46	122	84	155	372
24	1250	157	0,1	0,4	4050	6,3	62	162	112	206	387
25	1250	157	0,1	0,5	4050	7,9	77	203	140	258	403
26	2000	251	0,1	0,1	4050	2,5	15	41	28	52	287
27	2000	251	0,1	0,2	4050	5,0	31	81	56	103	303
28	2000	251	0,1	0,3	4050	7,5	46	122	84	155	318
29	2000	251	0,1	0,4	4050	10,0	62	162	112	206	334
30	2000	251	0,1	0,5	4050	12,6	77	203	140	258	349
31	920	116	0,15	0,1	3825	1,7	22	57	40	73	563
32	920	116	0,15	0,2	3825	3,5	44	115	79	146	578
33	920	116	0,15	0,3	3825	5,2	65	172	119	219	594
34	920	116	0,15	0,4	3825	6,9	87	230	158	292	609
35	920	116	0,15	0,5	3825	8,7	109	287	198	365	625
36	1250	157	0,15	0,1	3825	2,4	22	57	40	73	539
37	1250	157	0,15	0,2	3825	4,7	44	115	79	146	555
38	1250	157	0,15	0,3	3825	7,1	65	172	119	219	570
39	1250	157	0,15	0,4	3825	9,4	87	230	158	292	586
40	1250	157	0,15	0,5	3825	11,8	109	287	198	365	601
41	2000	251	0,15	0,1	3825	3,8	22	57	40	73	486
42	2000	251	0,15	0,2	3825	7,5	44	115	79	146	501
43	2000	251	0,15	0,3	3825	11,3	65	172	119	219	517
44	2000	251	0,15	0,4	3825	15,1	87	230	158	292	532
45	2000	251	0,15	0,5	3825	18,8	109	287	198	365	548

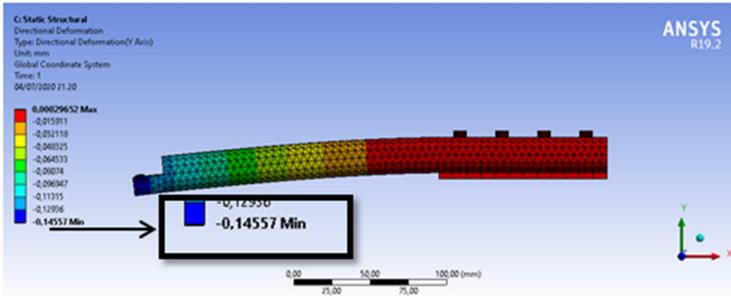
### 3.2.7.2 Boring Bar

Adapun parameter yang akan dianalisa pada penelitian ini merupakan parameter dari *regular boring bar* dan *customized boring bar* diantaranya sebagai berikut:

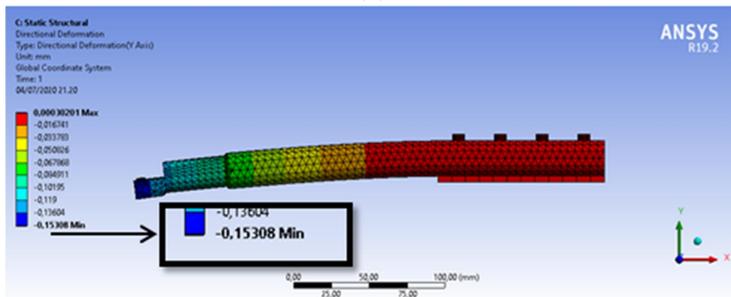
- Konstanta kekakuan ekuivalen *boring bar* ( $K_{IR}$  dan  $K_{IC}$ )

Nilai konstanta kekakuan *ekivalent boring bar* pada bagian tepi *insert* dihitung dengan menggunakan simulasi *static structural* pada *software ansys* dengan memberikan *fixed support* pada bagian penampang belakang dan gaya terpusat

pada bagian *edge nose insert* sebesar 150 N kearah y sebagaimana pada gambar 3.16 berikut.



(a)



(b)

**Gambar 3. 16** Simulasi defleksi statis arah sumbu-y (a) *regular boring bar* dan (b) *customized boring bar*

*Regular boring bar* memiliki deformasi sebesar 0,14557 mm dan *customized boring bar* sebesar 0,15308 mm. Didapat nilai kekakuan *regular boring bar* ( $K_{1R}$ ) = 1030000 N/m dan kekakuan sistem utama yakni *customized boring bar* ( $K_{1C}$ ) = 980000 N/m

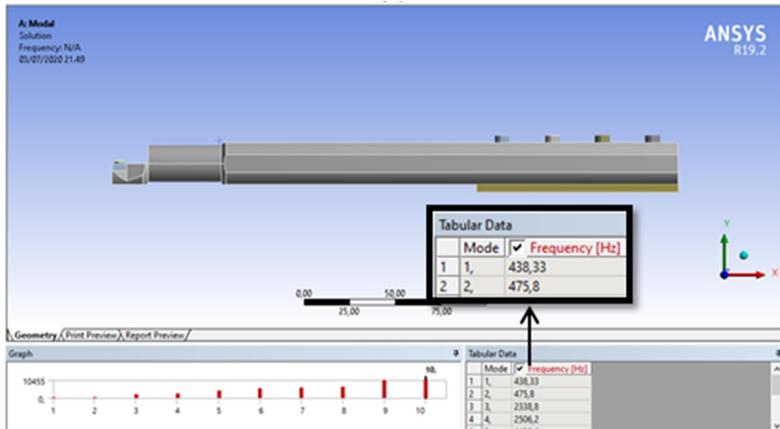
- Massa ekuivalen *boring bar* ( $M_{1R}$  dan  $M_{1C}$ )

Massa dari sistem utama yang digunakan pada penelitian ini merupakan massa ekuivalen yang mana massa tersebut

merepresentasikan gerak massa pada titik yang ditinjau yakni pada bagian tepi *insert*. Untuk mendapatkan nilai massa ekuivalen sistem utama digunakan simulasi *modal* pada software ansys. Didapat frekuensi natural pada *regular boring bar* adalah 407 Hz pada sumbu-z dan 441 Hz pada sumbu-y. Pada *customized boring bar* adalah 438 Hz pada sumbu-z dan 476 Hz pada sumbu-y Seperti ditunjukkan pada gambar 3.17. Massa ekuivalen didapat dengan persamaan dimana frekuensi natural *regular boring bar* ( $\omega_{n1R}$ ) sumbu-y yakni 441 Hz setara dengan 2771 rad/s dan frekuensi natural *customized boring bar* ( $\omega_{n1C}$ ) sumbu-y yakni 476 Hz setara dengan 2991 rad/s, sehingga:



(a)



(b)

**Gambar 3. 17** Simulasi frekuensi *natural modal analysis* (a) *regular boring bar* dan (b) *customized boring bar*

- Massa ekuivalen *regular boring bar* ( $M_{1R}$ ):

$$M_{1R} = K_{1R}(\text{sumbu} - y) / \omega_{n1R}(\text{sumbu} - y)^2$$

$$M_{1R} = 1030000 \text{ N/m} / (2771 \text{ rad/s})^2$$

$$M_{1R} = 0,134 \text{ kg}$$

- Massa ekuivalen sistem utama *customized boring bar* ( $M_{1C}$ ):

$$M_{1C} = K_{1C}(\text{sumbu} - y) / \omega_{n1C}(\text{sumbu} - y)^2$$

$$M_{1C} = 980000 \text{ N/m} / (2991 \text{ rad/s})^2$$

$$M_{1C} = 0,110 \text{ kg}$$

- Konstanta redaman *boring bar* ( $C_{1R}$  dan  $C_{1C}$ )

Pada penelitian ini didapatkan nilai konstanta redaman *boring bar* dari damping rasio ( $\zeta_1$ ) yang didapat dari penelitian terdahulu, yang mana memiliki nilai 0,005 pada material steel. Dengan demikian didapatkan nilai konstanta redaman *regular boring bar* dan sistem utama yakni *customized boring bar* sebagai berikut.

- Konstanta redaman *regular boring bar* ( $C_{1R}$ ):

$$C_{1R} = 2 \zeta_1 \sqrt{M_{1R} K_{1R}}$$

$$C_{1R} = 2 \cdot 0,005 \cdot \sqrt{0,134 \text{ kg } 1030000 \text{ N/m}}$$

$$C_{1R} = 3,72 \text{ N.s/m}$$

- Konstanta redaman sistem utama *customized boring bar* ( $C_{1C}$ ):

$$C_{1C} = 2 \zeta_1 \sqrt{M_{1C} K_{1C}}$$

$$C_{1C} = 2 \cdot 0,005 \cdot \sqrt{0,110 \text{ kg } 980000 \text{ N/m}}$$

$$C_{1C} = 3,28 \text{ N.s/m}$$

Berikut tabel 3.2 merupakan tabel parameter *boring bar* yang digunakan.

**Tabel 3. 2** Parameter Penelitian *Boring bar*

No	Parameter	$K_i$ (N/m)	$M_i$ (Kg)	$C_i$ (N.s/m)	$\omega_{n1}$ (Hz)	$\zeta_i$
1	<i>Regular Boring bar</i>	1030000	0,134	3,72	441	0,005
2	<i>Customized Boring bar</i>	980000	0,110	3,28	476	0,005

### 3.2.7.3 DVA

Adapun parameter dari komponen DVA yang dibutuhkan dalam penelitian ini diantara lain sebagai berikut:

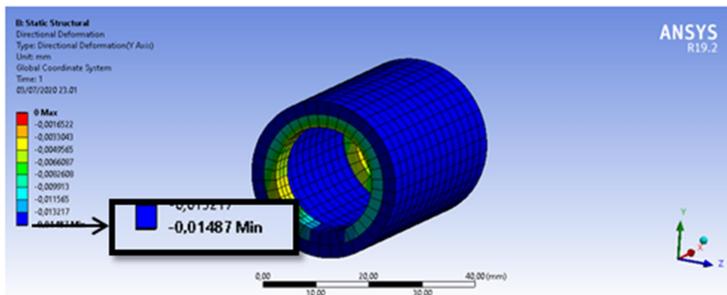
- Konstanta kekakuan ekuivalen DVA ( $K_{2 \text{ neo}}$  dan  $K_{2 \text{ nat}}$ )

Guna mendapatkan nilai dari kekakuan DVA, dimensi dan material dari karet dirancang sedemikian rupa agar DVA memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi gaya

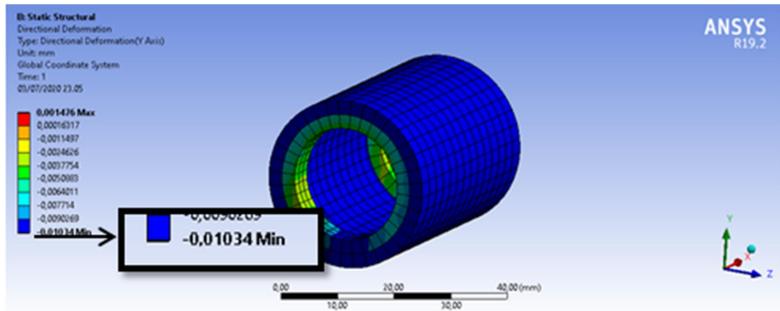
eksitasi yakni pada rentang 166 Hz – 601 Hz. Konstanta kekakuan DVA didapat simulasi pada software ansys static structural dengan memberikan tumpuan karet *fixed support* dan standard earth gravity pada DVA. Digunakan 2 buah karet dengan beban berat *mass ring* yakni massa *mass ring* x standard earth gravity = 0,0753 Kg x 9,8 m/s<sup>2</sup> = 0,73794 N, dimana massa *mass ring* didapat melalui menu *properties* pada software ansys pada gambar 3.17. Diperoleh deformasi statis pada arah sumbu y sebesar 0,01487 mm pada material *neoprene rubber* dan 0,01034 mm pada material *natural rubber* sebagaimana tertera pada gambar 3.18 berikut.

Details of "Massa DVA"	
+ Graphics Properties	
+ Definition	
- Material	
Assignment	Brass
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
+ Bounding Box	
- Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	8625,4 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Mass	7,53e-002 kg

**Gambar 3. 18** Massa DVA



(a)



(b)

**Gambar 3. 19** Static *deformation* (a) *neoprene rubber* (b) *natural rubber*

Berdasarkan gambar 3.19 yakni data gaya dan deformasi statis diatas, didapat nilai konstanta kekakuan ekuivalen 1 buah karet untuk material *neoprene* dan *natural rubber* adalah sebagai berikut:

- *Neoprene rubber*:

$$K_{2 \text{ neo}} = W / \delta_{St} \cdot 0,5$$

$$K_{2 \text{ neo}} = 0,73794 \text{ N} / 0,00001487 \text{ m} \cdot 0,5$$

$$K_{2 \text{ neo}} = 24813 \text{ N/m}$$

- *Natural rubber*:

$$K_{2 \text{ nat}} = W / \delta_{St} \cdot 0,5$$

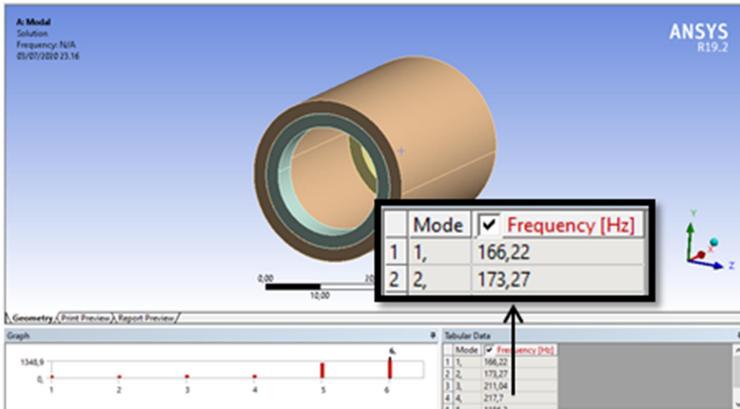
$$K_{2 \text{ nat}} = 0,73794 \text{ N} / 0,00001034 \text{ m} \cdot 0,5$$

$$K_{2 \text{ nat}} = 35683 \text{ N/m}$$

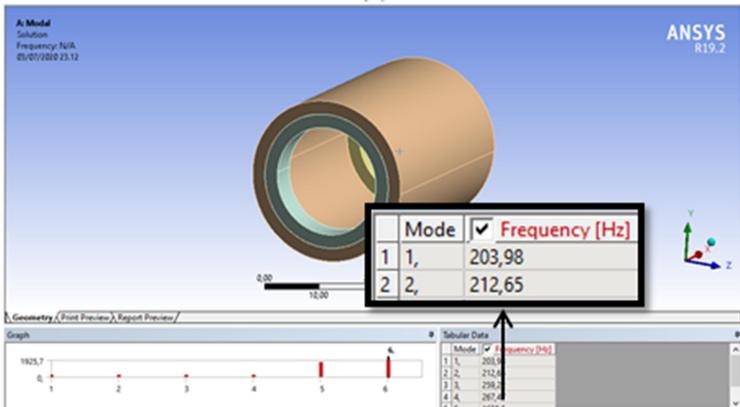
- Massa ekuivalen DVA ( $M_{2 \text{ neo}}$  dan  $M_{2 \text{ nat}}$ )

Sama halnya pada penentuan massa ekuivalen pada *boring bar*, massa ekuivalen pada DVA didapat dengan mengolah data konstanta kekakuan ekuivalen dengan frekuensi natural DVA yang mana diperoleh dari simulasi

software ansys modal. Berikut merupakan hasil simulasi frekuensi natural pada DVA dengan 2 karet pada material *neoprene rubber* dan *natural rubber* sebagaimana pada gambar 3.20 berikut.



(a)



(b)

**Gambar 3. 20** Simulasi frekuensi natural DVA dengan 2 buah karet material (a) *neoprene rubber* (b) *natural rubber*

Dapat dilihat bahwa dengan menggunakan 2 buah karet material *neoprene rubber* memiliki frekuensi natural DVA 166 Hz yang setara dengan 1043 rad/s sedangkan menggunakan dua buah karet material *natural rubber* memiliki frekuensi natural 204 Hz setara dengan 1282 rad/s. Dimana nilai konstanta kekakuan 2 buah karet *neoprene rubber* adalah  $24813 \text{ N/m} \times 2 = 49626 \text{ N/m}$  dan material *natural rubber* adalah  $35683 \text{ N/m} \times 2 = 71366 \text{ N/m}$ , maka didapat nilai massa equivalent pada permukaan luar karet adalah:

- Massa ekuivalen DVA dengan *neoprene rubber* ( $M_{2 \text{ neo}}$ ):

$$M_{2 \text{ neo}} = K_{2 \text{ neo}} / \omega_{2 \text{ neo}}^2$$

$$M_{2 \text{ neo}} = 49626 \text{ N/m} / (1043 \text{ rad/s})^2$$

$$M_{2 \text{ neo}} = 0,0456 \text{ kg}$$

- Massa ekuivalen DVA dengan *natural rubber* ( $M_{2 \text{ nat}}$ ):

$$M_{2 \text{ nat}} = K_{2 \text{ nat}} / \omega_{2 \text{ nat}}^2$$

$$M_{2 \text{ nat}} = 71366 \text{ N/m} / (1282 \text{ rad/s})^2$$

$$M_{2 \text{ nat}} = 0,0434 \text{ kg}$$

- Konstanta redaman DVA ( $C_{2 \text{ neo}}$  dan  $C_{2 \text{ nat}}$ )

Sama halnya pada konstanta redaman pada sistem utama, konstanta redaman pada DVA didapatkan dari damping rasio ( $\zeta_r$ ) yang didapat dari penelitian terdahulu, yang mana memiliki nilai beragam antara 0,02 hingga 0,2, namun pada

penelitian ini digunakan damping rasio 0,02 pada material *rubber*. Dengan demikian didapatkan nilai konstanta redaman DVA dengan *neoprene rubber* dan DVA dengan *natural rubber* sebagai berikut.

- Konstanta redaman DVA dengan *neoprene rubber* ( $C_{2 \text{ neo}}$ ):

$$C_{2 \text{ neo}} = 2\zeta_s \sqrt{M_{2 \text{ neo}} K_{2 \text{ neo}}}$$

$$C_{2 \text{ neo}} = 2 \cdot 0,02 \cdot \sqrt{0,0456 \text{ kg } 49626 \text{ N/m}}$$

$$C_{2 \text{ neo}} = 1,9 \text{ N.s/m}$$

- Konstanta redaman DVA dengan *natural rubber* ( $C_{2 \text{ nat}}$ ):

$$C_{2 \text{ nat}} = 2\zeta_s \sqrt{M_{2 \text{ nat}} K_{2 \text{ nat}}}$$

$$C_{2 \text{ nat}} = 2 \cdot 0,02 \cdot \sqrt{0,0434 \text{ kg } 71366 \text{ N/m}}$$

$$C_{2 \text{ nat}} = 2,2 \text{ N.s/m}$$

**Tabel 3. 3** Parameter Penelitian DVA

No	Parameter	K (N/m)	M (Kg)	C (N.s/m)	$\omega_n$ (Hz)	$\zeta$
1	DVA 2 <i>Neoprene Rubber</i>	49626	0,0456	1,9	166	0,02
2	DVA 3 <i>Neoprene Rubber</i>	74439	0,0456	2,3	203	0,02
3	DVA 4 <i>Neoprene Rubber</i>	99252	0,0456	2,7	235	0,02
4	DVA 5 <i>Neoprene Rubber</i>	124065	0,0456	3,0	263	0,02
5	DVA 6 <i>Neoprene Rubber</i>	148878	0,0456	3,3	288	0,02
6	DVA 7 <i>Neoprene Rubber</i>	173691	0,0456	3,6	311	0,02
7	DVA 8 <i>Neoprene Rubber</i>	198504	0,0456	3,8	332	0,02
8	DVA 2 <i>Natural Rubber</i>	71366	0,0434	2,2	204	0,02
9	DVA 3 <i>Natural Rubber</i>	107049	0,0434	2,7	250	0,02
10	DVA 4 <i>Natural Rubber</i>	142732	0,0434	3,1	289	0,02
11	DVA 5 <i>Natural Rubber</i>	178415	0,0434	3,5	323	0,02
12	DVA 6 <i>Natural Rubber</i>	214098	0,0434	3,9	354	0,02
13	DVA 7 <i>Natural Rubber</i>	249781	0,0434	4,2	382	0,02
14	DVA 8 <i>Natural Rubber</i>	285464	0,0434	4,5	408	0,02

Dapat dilihat pada tabel 3.1, tabel 3.2, dan tabel 3.3 bahwa frekuensi natural DVA beragam dengan kenaikan yang relatif konstan dari 166 Hz – 408 Hz yang mana tidak jauh berbeda dengan frekuensi eksitasi yakni 166 Hz – 625 Hz.

Selain itu nilai massa ekuivalen DVA memiliki nilai 0,0456 Kg dan 0,0434 Kg yang mana tidak terlalu jauh dibanding dengan *customized boring bar* yakni 0,116 Kg. Oleh karena itu diharapkan DVA dapat memiliki daerah oprasional aman yang besar dan mampu meredam dengan baik.

### 3.2.8 Simulasi

Guna mendapatkan reduksi getaran dan *bode diagram*, pada penelitian ini digunakan simulasi *modal* yang dihubungkan dengan *harmonic response* pada software ANSYS workbench. Adapun beberapa tahapan dan poin penting dalam melakukan simulasi ini adalah sebagai berikut:

#### 3.2.8.1 *Engineering Data*

Berikut tabel 3.4 merupakan material dan *properties* yang nantinya akan dimasukkan pada menu *engineering data*.

**Tabel 3. 4** Material *Properties*

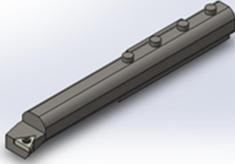
Mechanical Properties	Holder, Bolt	Insert	Karet 1	Karet 2	Mass ring
Material	AISI 4140	Carbide	Neoprene rubber	Natural rubber	Brass
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7850	15630	1250	920	8730
Young Modulus (GPa)	210	530	0,001	0,0015	120
Poissons Ratio	0,3	0,31	0,49	0,49	0,35
Bulk Modulus (GPa)	175	465	0,0083	0,025	133
Shear Modulus (Gpa)	81	202	0,000167	0,0005	44
Damping ratio	0,005	0,005	0,02	0,02	0,005

#### 3.2.8.2 *Geometry*

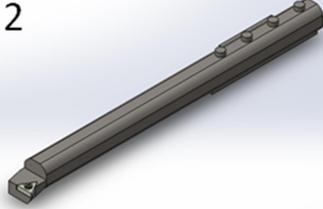
Adapun desain yang nantinya akan digunakan dibagi menjadi 3 bagian yakni *regular boring bar L/D overhang 4* dan 8, *customized boring bar*, dan *customized boring bar* dengan 7 variasi posisi karet DVA. Adapun *regular boring bar L/D overhang 4* disimulasikan pada gaya tertentu sesuai penelitian dari sanvik coromant sebagai batas respon stabil dari *boring bar L/D overhang 8* dengan DVA yang telah

didesain. Berikut gambar 3.21 merupakan desain yang nantinya akan digunakan.

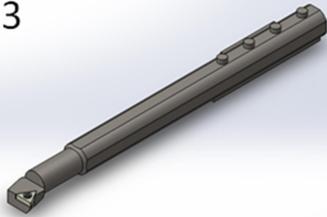
1



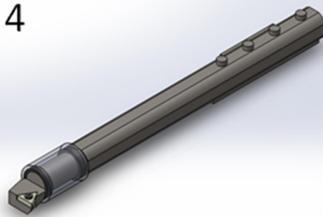
2



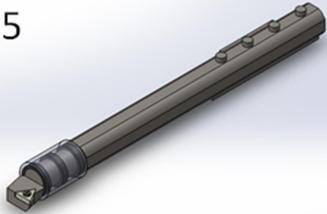
3



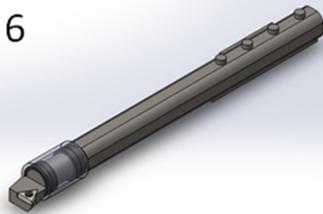
4



5



6

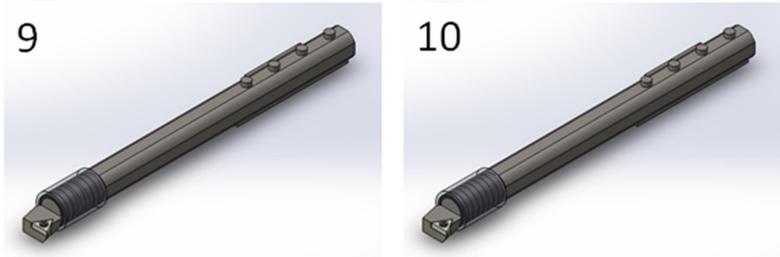


7



8





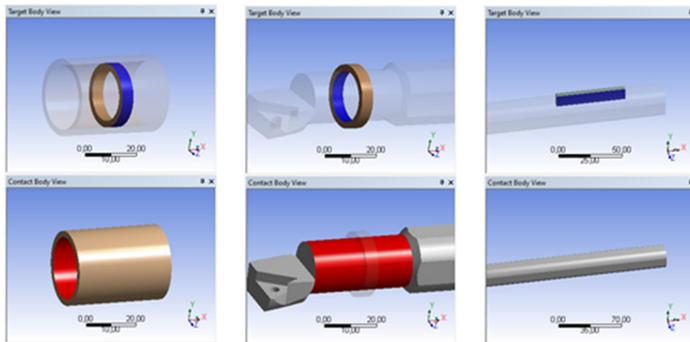
**Gambar 3. 21** *Regular boring bar*, sistem utama (*customized boring bar*), dan sistem utama (*customized boring bar*) dengan 7 variasi posisi karet DVA

Keterangan:

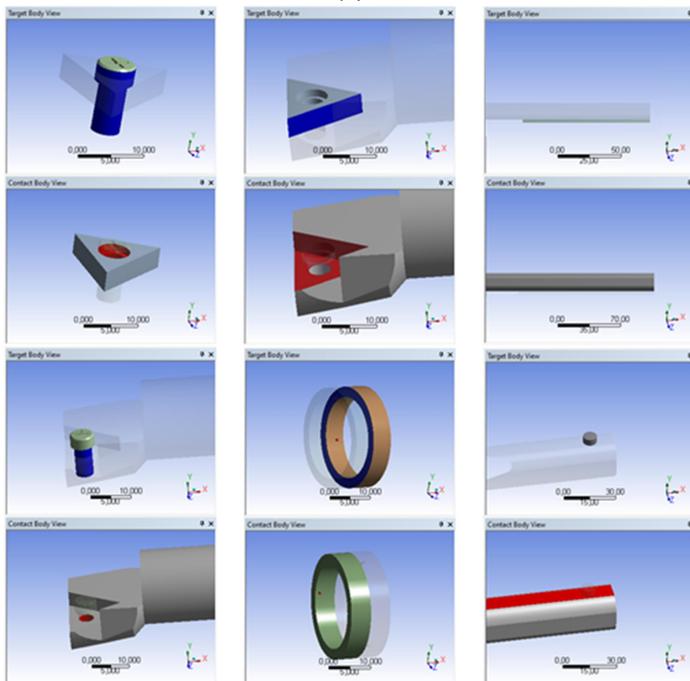
1. *Regular boring bar* L/D overhang 4
2. *Regular boring bar* L/D overhang 8
3. *Customized boring bar* L/D overhang 8
4. *Boring bar* dengan 2 karet DVA L/D overhang 8
5. *Boring bar* dengan 3 karet DVA L/D overhang 8
6. *Boring bar* dengan 4 karet DVA L/D overhang 8
7. *Boring bar* dengan 5 karet DVA L/D overhang 8
8. *Boring bar* dengan 6 karet DVA L/D overhang 8
9. *Boring bar* dengan 7 karet DVA L/D overhang 8
10. *Boring bar* dengan 8 karet DVA L/D overhang 8

### 3.2.8.3 Connection

Terdapat 2 jenis *connection* yang akan digunakan pada penelitian ini yakni *rough* dan *bonded*, pada *rough connection* kedua permukaan benda dapat bergerak bebas pada arah normal namun tidak dapat bergerak kearah tangensial, digunakan pada kontak permukaan karet dengan metal dengan asumsi koefisien statis antar permukaan karet dengan metal = 1. Sedangkan pada *bonded connection* kedua permukaan tidak dapat bergerak kearah normal maupun tangensial, digunakan pada kontak permukaan metal dengan metal dan karet dengan karet sebagaimana ditunjukkan pada gambar 3.22 berikut.



(a)

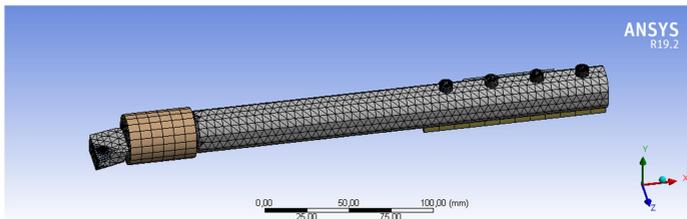


(b)

**Gambar 3. 22** (a) *Rough connection* (b) *bonded connection*

### 3.2.8.4 Mesh

*Meshing* merupakan metode *finite element* sebagai pendekatan pada wujud yang asli, pada *geometry* penelitian ini digunakan 3 teknik *meshing* sederhana yakni *body sizing*, *multizone*, dan *face meshing*, *body sizing* sendiri dibagi menjadi 2 bagian yakni *boring bar* dan *insert* yang mana memiliki *element size* berbeda-beda sesuai dengan *geometry*nya, untuk *boring bar* digunakan *element size* 4,9 mm, *insert* 2 mm. *Multizone* digunakan pada profil silindris yakni *rubber*, *mass ring*, dan *bolt*. *Face meshing* dilakukan pada profil permukaan melengkung pada *boring bar* guna menyesuaikan *body sizing* yang digunakan. Seluruh *body sizing* memiliki *behaviour hard* yang memiliki makna *element size* yang *element size* yang telah ditetapkan tidak terdistorsi. Terdapat 35665 *node* dan 13911 *element* pada *geometry* sistem utama dengan DVA 8 karet. Dimana memiliki *Element quality* minimum 0,0017583, maksimum 1, dan rata-rata 0,76542 seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.23 berikut.



(a)

Details of "Mesh"	
Mesh Metric	Orthogonal Quality
<input type="checkbox"/> Min	1,7583e-003
<input type="checkbox"/> Max	1
<input type="checkbox"/> Average	0,76542 → Very Good
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,18754
<input checked="" type="checkbox"/> Inflation	
<input checked="" type="checkbox"/> Advanced	
<input checked="" type="checkbox"/> Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	35665
<input type="checkbox"/> Elements	13911

(b)

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:

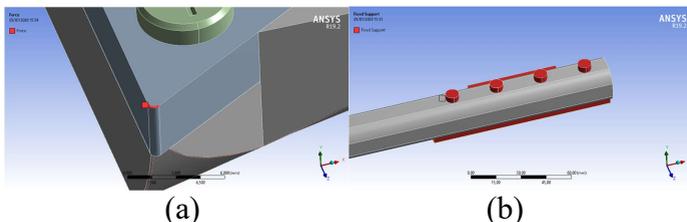
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

(c)

**Gambar 3. 23** (a) *Mesh* (b) *mesh quality* (c) parameter kualitas *orthogonal quality*

### 3.2.8.5 *Force dan Fixed Support*

Gaya eksitasi yang diterima diasumsikan terpusat pada bagian *edge* di nose *insert*, hal ini dikarenakan pemotongan dilakukan pada kondisi *finish cut* dimana *depth of cut* sangat kecil. *Fixed support* diletakkan pada bagian penampang belakang dimana *boring bar* menerima gaya tekan antara *clamp bolt* dan *tool post* sebagaimana ditunjukkan pada gambar 3.24 berikut.



(a)

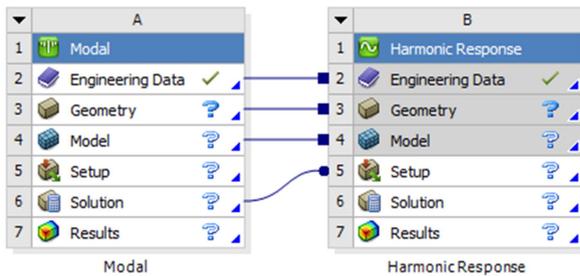
(b)

**Gambar 3. 24** (a) Gaya eksitasi pada bagian ujung mata pisau *boring bar* (b) *fixed support* pada bagian belakang *boring bar*

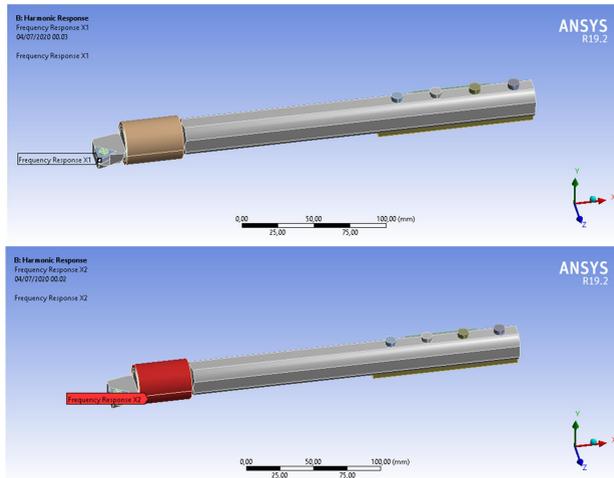
### 3.2.8.6 *Modal dan Harmonic Response*

*Modal* merupakan bagian dari ansys workbench yang memiliki fungsi untuk mencari frekuensi natural, sedangkan *harmonic response* yang dihubungkan dengan *modal* memiliki fungsi untuk *plotting* hasil *modal analysis* pada berbagai *output* seperti deformasi pada frekuensi dan gaya tertentu, dan juga *bode diagram*. Pada simulasi menggunakan software ansys ini, *engineering data*, *geometry*, model, dan *solution* pada *modal* diberi garis hubungan dengan *harmonic response*

seperti pada gambar 3.25 (a), kemudian setelah melakukan *input engineering data*, *input geometry*, *input connection*, dan *meshing*, pada simulasi *modal* diberi *input fixed support* kemudian max modes disetting hingga mode yang muncul melebihi 1000 Hz, hal ini dilakukan karena *bode diagram* yang menjadi *output* akan disetting dari 0 Hz – 1000 Hz. Kemudian setelah *mode* pada *geometry* muncul, pada *harmonic response* diberikan *input* gaya eksitasi sesuai pada tabel 3.1 pada ujung *insert*. *Solution* pada *harmonic response* yang akan diambil adalah *directional deformation* arah x, y, dan z pada frekuensi eksitasi yang tertera pada tabel 3.1, dan *frequency response* dengan *display bode diagram*. Respon yang dianalisa seperti pada gambar 3.25 (b) adalah 1 *vertex* pada bagian tepi *insert* guna mengetahui respon reduksi getaran dan 1 *body mass ring* guna mengetahui desain DVA tidak menyentuh spesimen benda kerja saat proses pengeboran.



(a)



(b)

**Gambar 3. 25** (a) *Modal dan harmonic response* (b) *Frequency response pada tepi insert dan mass ring*

### 3.2.9 Reduksi Respon Getaran

Setelah dilakukan simulasi maka didapatkan reduksi respon getaran yang kemudian akan dibentuk grafik reduksi respon getaran DVA terhadap *regular boring bar* dan *customized boring bar*, respon gerak *mass ring* guna membukikan desain aman, DVA yang dapat mereduksi hingga batas stabil yang telah ditentukan dan *bode diagram* dengan grafik deformasi dan frekuensi masing-masing pada sumbu x, y, dan z.

### 3.2.10 Analisa Data dan Pembahasan

Hasil simulasi yang didapat kemudian akan dianalisis dan dibahas sesuai dasar teori yang ada. Dari analisis data dan pembahasaan yang dilakukan, diketahui variable-variabel yang mempengaruhi reduksi repon getaran pada sistem utama yakni *boring bar* pada proses pengeboran di mesin bubut. Data hasil simulasi kemudian dibandingkan dengan penelitian terdahulu

mengenai eksperimen reduksi getaran pada *boring bar* oleh (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) dan (Liu, Liu, & Wu, 2018) sebagai validasi hasil penelitian. Analisis dan pembahasan tersebut nantinya akan digunakan sebagai acuan untuk menarik kesimpulan dari penelitian ini.

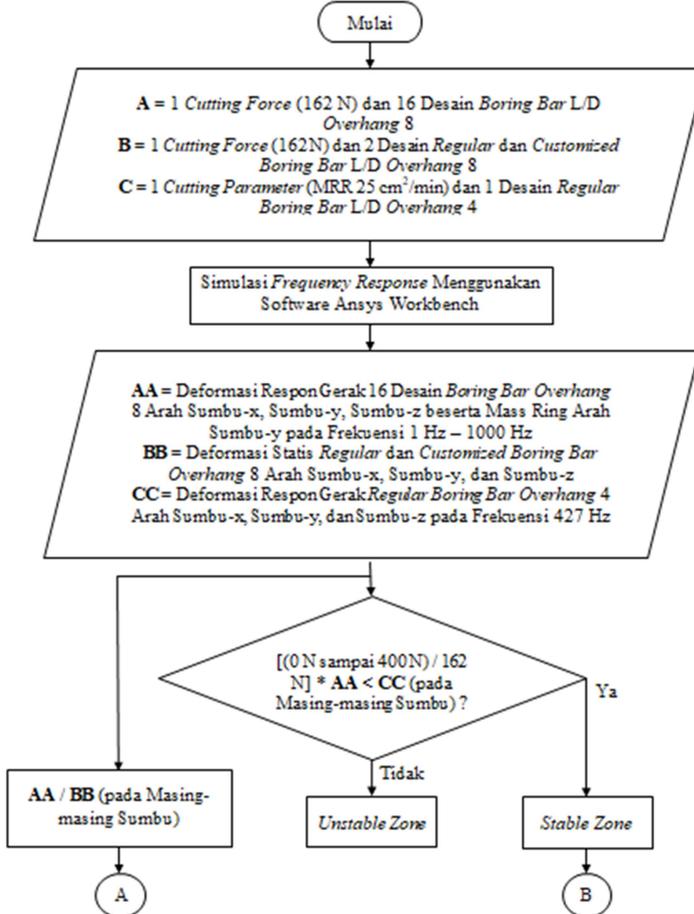
### **3.2.11 Kesimpulan**

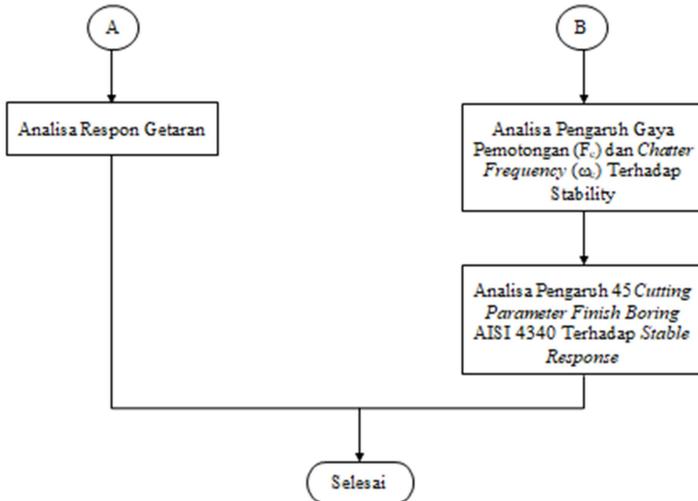
Berdasarkan hasil eksperimen dan analisa yang telah dilakukan, maka dapat ditarik kesimpulan dari penelitian ini. Kesimpulan yang ditulis berupa pokok bahasan dan menjawab rumusan masalah yang telah dituliskan pada bab I sehingga tujuan dari penelitian tercapai. Kemudian akan dibuat saran untuk penelitian selanjutnya agar mendapatkan hasil yang lebih baik.

## BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 *Flowchart Analisa Data*

Adapun langkah-langkah yang dilakukan untuk mengolah data dalam penelitian ini yang ditunjukkan pada *flowchart* analisa data dan pembahasan pada gambar 4.1 berikut:





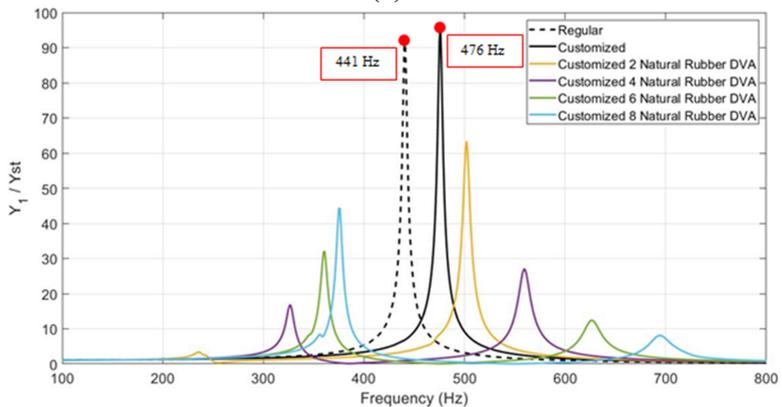
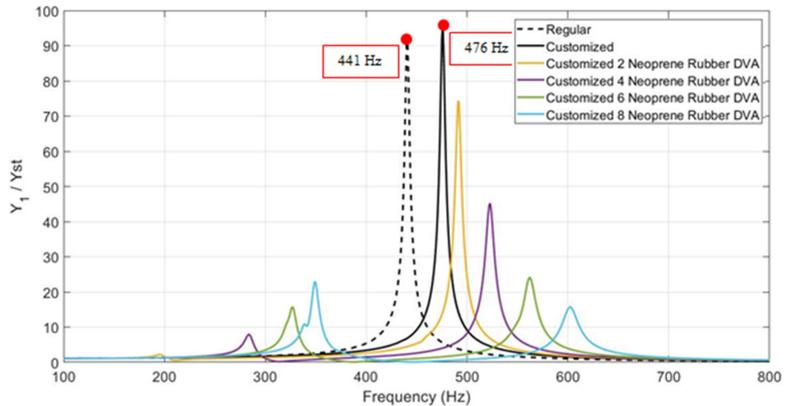
**Gambar 4. 1** *Flowchart* analisa data dan pembahasan

## 4.2 Analisa Respon Getaran

Simulasi dilakukan dengan menggunakan software ansys workbench *modal* dan *harmonic response analysis* dengan memasukkan *input engineering data* dan *geometry*, kemudian sebelum simulasi dimulai terdapat *pre-processing* yakni *meshing* dan pemberian *boundary condition* berupa koneksi antar permukaan benda dan gaya eksitasi dan *fixed support*. Kemudian simulasi dijalankan dengan *output deformation frequency response* pada tepi *insert* arah sumbu-x (*axial*), sumbu-y (*tangential*), sumbu-z (*radial*) dan *frequency response* pada *body mass ring* arah sumbu-y (*radial vertical*). Data deformasi respon gerak di frekuensi 1 Hz – 1000 Hz pada masing-masing *geometry* kemudian diolah dengan software excel dengan membagi setiap respon yang didapat dengan defleksi statis yang dimiliki sistem pada masing-masing sumbu, hingga didapat *dimensionless frequency response* yang kemudian diplot menggunakan software matlab.

#### 4.2.1 Respon Getaran *Boring Bar* Arah Sumbu-Y (*Tangential*)

Analisa respon gerak *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan DVA *neoprene rubber* dan DVA *natural rubber* arah sumbu-y pada frekuensi 100 Hz – 800 Hz.



**Gambar 4. 2** Bode diagram boring bar dengan (a) *neoprene* dan (b) *natural rubber* DVA arah sumbu-y

Pada gambar 4.2 (a) merupakan respon gerak arah sumbu-y *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan DVA 2 – 8 *neoprene rubber*. Dapat dilihat pada grafik diatas bahwa *boring bar* dengan pengurangan diameter yakni *customized boring bar* tanpa DVA memiliki nilai frekuensi natural 476 Hz, dimana memiliki nilai yang lebih tinggi dibanding frekuensi natural *regular boring bar* yakni 441 Hz. Hal ini dikarenakan pengurangan diameter pada *regular boring bar* mengakibatkan pengurangan rasio kekakuan lebih sedikit dibanding pengurangan rasio massa.

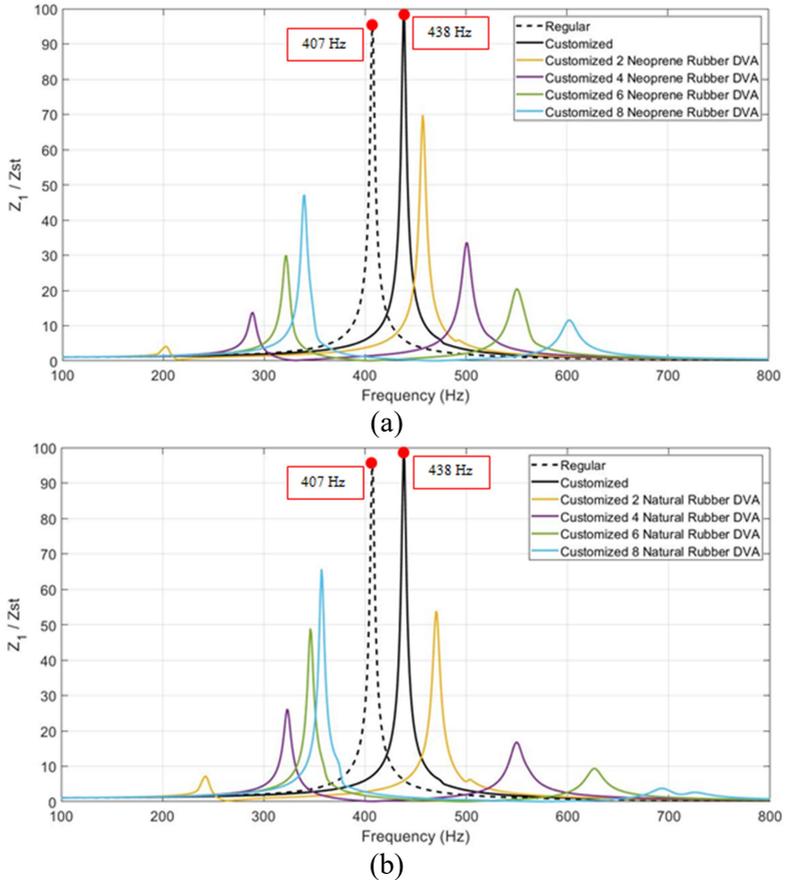
Pada saat *customized boring bar* diberi DVA, dapat dilihat pada grafik bahwa sistem memiliki 2 titik resonansi yang mana seiring bertambahnya jumlah karet maka posisi *peak* pertama dan *peak* kedua akan bergeser kekanan. Pada *trend peak* pertama dapat dilihat bahwa amplitudo akan semakin naik, berbeda dengan *trend* pada *peak* kedua amplitudo akan semakin menurun. Hal ini sesuai dengan teori dan penelitian yang telah dilakukan oleh (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) dan (Liu, Liu, & Wu, 2018) dimana semakin besar kekakuan DVA maka amplitudo *peak* pertama akan semakin meningkat dan amplitudo *peak* kedua akan semakin menurun hingga menghilang dan sistem kembali menjadi 1-DOF.

Pada gambar 4.2 (b) merupakan respon gerak arah sumbu-y *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan DVA 2 – 8 *natural rubber*. *Trend* grafik yang didapat sama dengan pada gambar 4.2 (a) namun memiliki amplitudo yang relatif lebih tinggi pada *peak* pertama dan lebih rendah pada *peak* kedua. Hal ini dikarenakan *natural rubber* memiliki modulus young sedikit lebih besar dibanding *neoprene rubber* yang mana berdampak pada konstanta kekakuan karet yang lebih besar juga.

#### **4.2.2 Respon Getaran Boring Bar Arah Sumbu-Z (Radial)**

Analisa respon gerak *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan DVA

*neoprene rubber* dan *DVA natural rubber* arah sumbu-z pada frekuensi 100 Hz – 800 Hz.



**Gambar 4.3** Bode diagram boring bar dengan (a) *neoprene* dan (b) *natural rubber* DVA arah sumbu-z

Pada gambar 4.3 (a) merupakan respon gerak arah sumbu-z *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, *customized boring bar* dengan DVA 2 – 8 *neoprene rubber*.

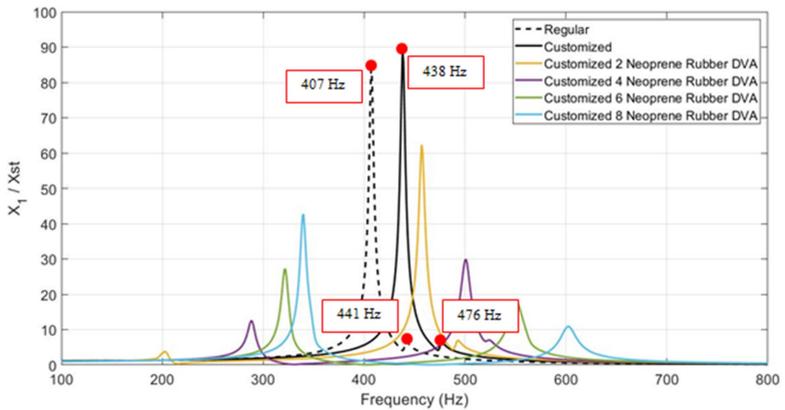
Sama halnya dengan respon gerak arah sumbu-y, frekuensi natural pada *customized boring bar* memiliki nilai yang lebih tinggi yakni 438 Hz sedangkan frekuensi natural pada *regular boring bar* adalah 407 Hz. Walaupun bentuk *boring bar* memiliki ketebalan yang sama pada arah sumbu-y dan sumbu-z, frekuensi natural pada arah sumbu-z memiliki nilai yang lebih rendah dibanding frekuensi natural arah sumbu-y, hal ini dikarenakan tumpuan *fixed support* antara *bolt* dan *tool post* hanya memberikan gaya tekan arah sumbu-y dan tidak pada sumbu-z sehingga *boring bar* memiliki kekakuan yang lebih rendah pada arah sumbu-z yang berdampak pada frekuensi natural arah sumbu-z memiliki nilai yang lebih rendah pula.

Pada *customized boring bar* dengan DVA arah sumbu-z, *trend* respon getaran yang didapat sama dengan pada sumbu-y dimana semakin bertambahnya jumlah karet maka grafik akan semakin bergeser kekanan, amplitudo pada *peak* pertama akan semakin naik, dan amplitudo pada *peak* kedua akan semakin turun. Pada *peak* pertama, nilai rasio amplitudo yang didapat lebih besar dibandingkan dengan pada arah sumbu-y, namun sama halnya pada *regular boring bar* dan *customized boring bar* tanpa DVA, *customized boring bar* dengan DVA memiliki nilai frekuensi natural yang sedikit lebih rendah dibanding pada arah sumbu-y.

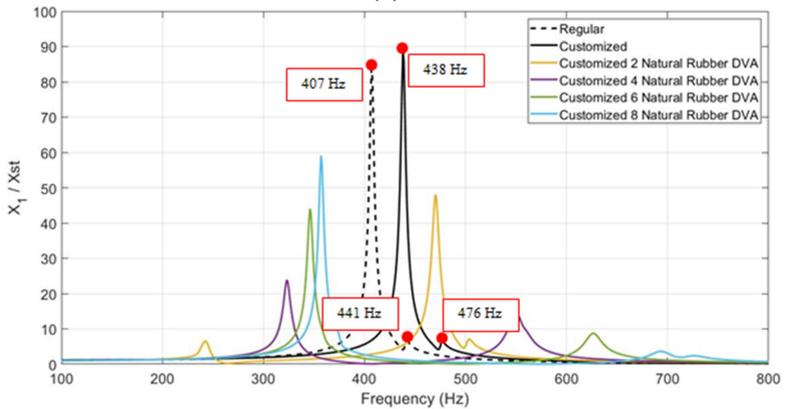
Pada gambar 4.3 (b) merupakan respon gerak arah sumbu-z *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan DVA 2 – 8 *natural rubber*. *Trend* grafik yang didapat sama dengan pada gambar 4.3 (a) namun memiliki amplitudo yang relatif lebih tinggi pada *peak* pertama dan lebih rendah pada *peak* kedua.

#### 4.2.3 Respon Getaran *Boring Bar* Arah Sumbu-X (*Axial*)

Analisa respon gerak *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan DVA *neoprene rubber* dan DVA *natural rubber* arah sumbu-x pada frekuensi 100 Hz – 800 Hz.



(a)



(b)

**Gambar 4.4** Bode diagram boring bar dengan (a) neoprene dan (b) natural rubber DVA arah sumbu-x

Pada gambar 4.4 (a) merupakan respon gerak arah sumbu-x *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, *customized boring bar* dengan DVA 2 – 8 *neoprene rubber*. Terlihat bahwa pada *regular boring bar* dan *customized boring bar* tanpa DVA memiliki 2 *peak* yang berhimpit yakni 407 Hz dan 441 Hz pada *regular boring bar* dan pada *customized*

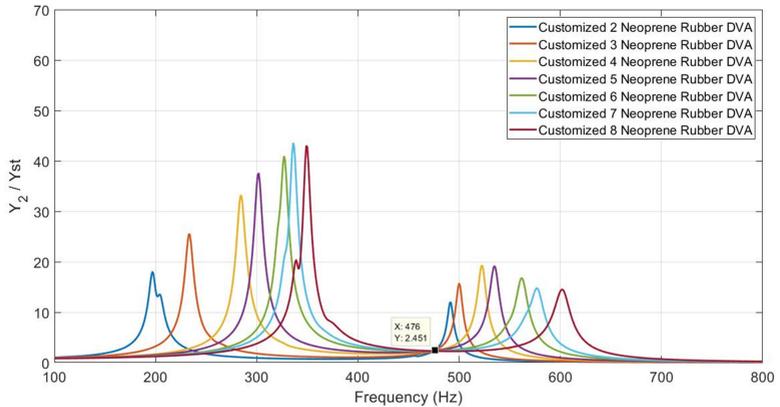
*boring bar* tanpa DVA memiliki nilai 438 Hz dan 476 Hz, yang mana frekuensi natural pada *peak* pertama memiliki nilai yang sama dengan frekuensi natural arah sumbu-z dan frekuensi natural pada *peak* kedua memiliki nilai yang sama dengan frekuensi natural arah sumbu-y. *Peak* pertama memiliki nilai rasio amplitudo yang jauh lebih tinggi dibanding dengan *peak* kedua. Hal ini terjadi karena pergerakan *boring bar* arah sumbu-x merupakan secondary movement yang mana gerakannya bergantung pada gaya arah sumbu-y dan sumbu-z. Berdasarkan posisi respon gerak pada bagian tepi *insert*, pergerakan pada sumbu-z lah yang memiliki dampak signifikan pada pergerakan sumbu-x. Selain itu *boring bar* memiliki kekakuan yang sangat besar pada arah sumbu-x, sehingga pergerakan *boring bar* akibat *thrust force* ( $F_x$ ) arah sumbu-x yang mana memiliki gaya terkecil tidaklah memberikan defleksi yang signifikan pada sistem.

Pada *customized boring bar* dengan DVA arah sumbu-x, *trend* respon getaran yang didapat sama dengan pada sumbu-y dan sumbu-z dimana semakin bertambahnya jumlah karet maka grafik akan semakin bergeser kekanan, amplitudo pada *peak* pertama akan semakin naik, dan amplitudo pada *peak* kedua akan semakin turun. Sama halnya seperti pada *regular boring bar* dan *customized boring bar* tanpa DVA, terdapat beberapa *customized boring bar* dengan DVA yang memiliki additional *peak* yang berhimpit dengan *peak* kedua, yakni *customized boring bar* dengan 2 – 4 *neoprene rubber* DVA.

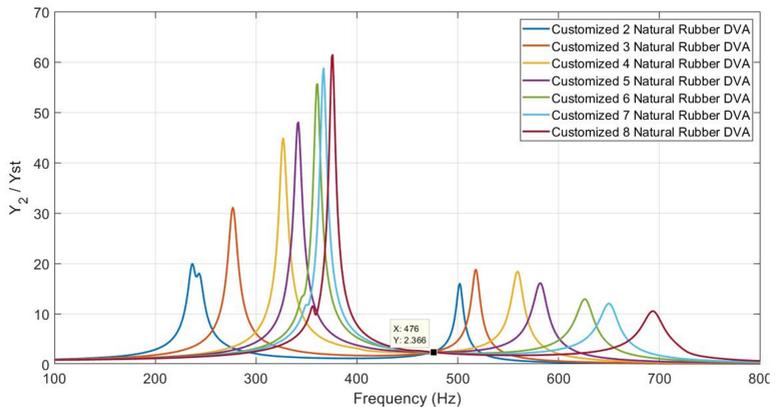
Pada gambar 4.4 (b) merupakan respon gerak arah sumbu-x *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan DVA 2 – 8 *natural rubber*. *Trend* grafik yang didapat sama dengan pada gambar 4.4 (a) namun memiliki amplitudo yang relatif lebih tinggi pada *peak* pertama. Additional *peak* juga terdapat pada DVA dengan material *natural rubber* yakni pada *customized boring bar* dengan 2 *natural rubber* DVA.

#### 4.2.4 Respon Getaran DVA Arah Sumbu-Y (*Radial Vertical*)

Analisa respon gerak *mass ring* pada *customized boring bar* dengan DVA *neoprene rubber* dan DVA *natural rubber* arah sumbu-y pada frekuensi 100 Hz – 800 Hz.



(a)



(b)

**Gambar 4.5** Bode diagram boring bar dengan (a) neoprene dan (b) natural rubber DVA arah sumbu-y

Pada gambar 4.5 (a) merupakan respon gerak arah sumbu-y dari *mass ring* pada DVA dengan material karet *neoprene rubber*. Terlihat bahwa setiap gerakan *mass ring* pada masing-masing DVA berpotongan pada 476 Hz dimana frekuensi ini merupakan frekuensi natural dari *customized boring bar* tanpa DVA arah sumbu-y. Respon gerak *mass ring* memiliki 2 *peak* yang mana pada *peak* pertama amplitudonya semakin besar seiring bertambahnya jumlah karet pada jumlah karet 2 – 7, pada DVA dengan 8 karet nilai amplitudo pada *peak* pertama menurun dibanding dengan 7 karet. Pada *peak* kedua amplitudo semakin besar pada DVA dengan jumlah karet 2 – 4, kemudian semakin kecil pada DVA dengan jumlah karet 4 – 7, dan naik lagi pada DVA dengan jumlah karet 8. Selain itu pada *peak* pertama DVA dengan jumlah karet 2 dan 8 juga terdapat additional *peak* seperti pada respon gerak *boring bar* arah sumbu-x.

Pada gambar 4.5 (b) merupakan respon gerak arah sumbu-y dari *mass ring* pada DVA dengan material karet *natural rubber*. Sedikit berbeda dengan DVA *neoprene rubber*, respon gerak *mass ring* DVA dengan *natural rubber* pada *peak* pertama akan semakin naik seiring bertambahnya jumlah karet, pada *peak* kedua amplitudo naik pada DVA dengan karet 2 ke 3 kemudian turun hingga DVA dengan karet berjumlah 8.

Secara garis besar respon gerak *mass ring* memiliki gerak yang lebih besar dibandingkan dengan gerak sistem utama, hal ini dikarenakan DVA memiliki konstanta kekakuan yang lebih rendah dibanding dengan *boring bar*, namun pada penelitian ini digunakan DVA dengan rasio kekakuan *absorber* dan rasio massa *absorber* yang besar sehingga pergerakan dari *mass ring* tidak terlalu signifikan.

### 4.3 Analisa Pengaruh Gaya Pemotongan ( $F_c$ ) dan *Chatter Frequency* ( $\omega_c$ ) Terhadap *Stability*

Pada proses *boring* terdapat berbagai macam *cutting parameter* yang mempengaruhi kualitas hasil pengeboran,

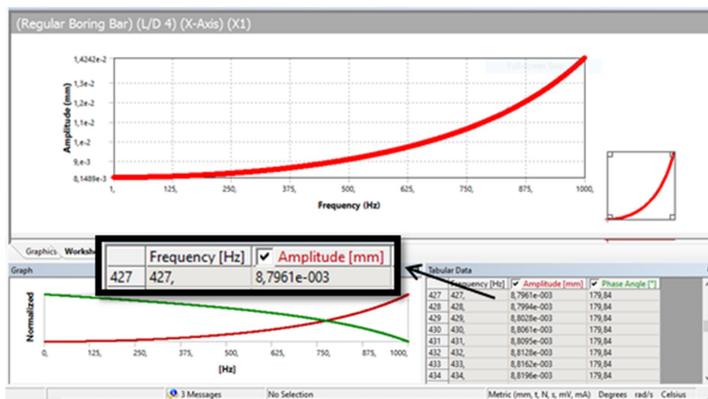
diantara lain yakni *inner diameter specimen* ( $d_i$ ), *specific energy material specimen* ( $K_c$ ), putaran *spindle* ( $N$ ), *feedrate* ( $f$ ), dan *depth of cut* ( $d$ ). Parameter tersebut yang nantinya akan mempengaruhi besarnya gaya pemotongan ( $F_c$ ) dan *chatter frequency* ( $\omega_c$ ). Telah ditentukan 45 *cutting parameter* tipikal *finishing* yang digunakan pada penelitian ini yang mana memiliki gaya pemotongan ( $F_c$ ) dan *chatter frequency* ( $\omega_c$ ) yang berbeda-beda. Pada subbab ini akan dianalisa mengenai hubungan antar gaya pemotongan ( $F_c$ ) dan *chatter frequency* ( $\omega_c$ ) tipikal *finishing* yang digunakan dengan respon gerak dan stability.

#### 4.3.1 Stability limit

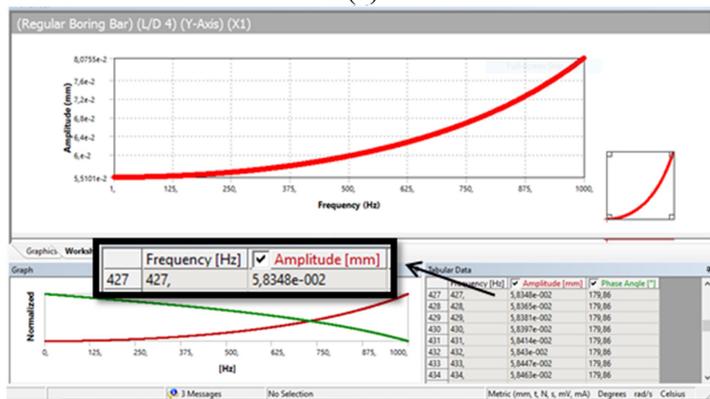
Guna menentukan apakah respon gerak dari *boring bar* dan *mass ring* ada pada zona aman / stabil untuk digunakan, dibutuhkan batas dari masing-masing respon gerak *boring bar* arah sumbu-x, sumbu-y, sumbu-z, dan *mass ring* arah sumbu-y. Pada penelitian yang dilakukan oleh Sanvik Coromant, dikatakan bahwa *boring bar* dengan  $L/D \text{ overhang} = 4$  dapat mampu stabil digunakan pada proses *boring* dengan  $MRR = 25 \text{ cm}^2/\text{min}$ , oleh karena itu disimulasikan *boring bar* dengan  $L/D \text{ overhang} = 4$  pada  $MRR = 25 \text{ cm}^2/\text{min}$  dengan *cutting parameter* sebagaimana pada tabel 4.1. Hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 4.6 berikut.

**Tabel 4. 1** *Cutting parameter* untuk *regular boring bar*  $L/D \text{ overhang} 4$

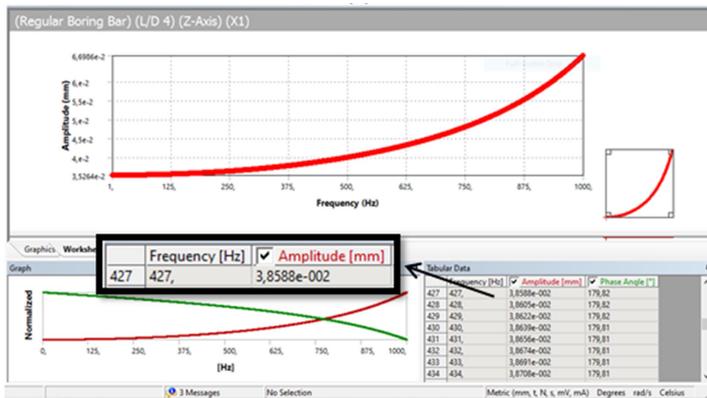
Cutting Parameter					MRR
N (rpm)	V (m/min)	f (mm/rev)	d (mm)	Kc (Mpa)	
2000	251	0,1	1	4050	25,12
Cutting Force					Chatter
Ft (N)	Fc (N)	Fr (N)	Fm (N)	$\omega_c$ (Hz)	
154	405	279	516	427	



(a)



(b)



(c)

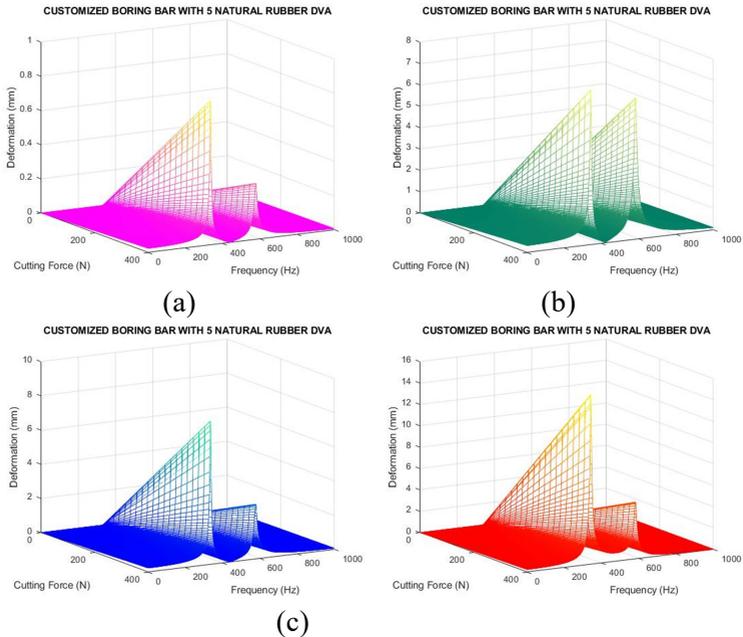
**Gambar 4. 6** Respon gerak *regular boring bar* L/D *overhang* 4 pada proses *boring* dengan MRR 25 cm<sup>2</sup>/min arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z

Didapat respon gerak pada *boring bar* L/D *overhang* 4 arah sumbu-x adalah 0,0087961 mm, pada arah sumbu-y adalah 0,058348 mm, dan pada arah sumbu-z adalah 0,038588 mm. Nilai inilah yang nantinya akan menjadi batas dikatakannya stabil pada simulasi getaran *boring bar* dengan L/D *overhang* 8. Selain batas pada pergerakan *boring bar*, adapun batas dari pergerakan *mass ring* dikarenakan *mass ring* memiliki potensi untuk terbentur *specimen* selama proses *boring*. Batas pergerakan *mass ring* ditentukan berdasarkan *clearance* jarak *mass ring* dengan bagian tepi *insert* yakni 1 mm, namun sebagai *safety* pada proses pengerjaan dikondisi sesungguhnya, batas dari pergerakan *mass ring* pada simulasi ini ditetapkan hanya setengah dari *clearance* jarak *mass ring* ke tepi *insert* yakni 0,5 mm pada pergerakan *mass ring* arah sumbu-y.

#### 4.3.2 Pengaruh Gaya Pemotongan ( $F_c$ ) dan *Chatter Frequency* ( $\omega_c$ ) Terhadap *Stability limit*

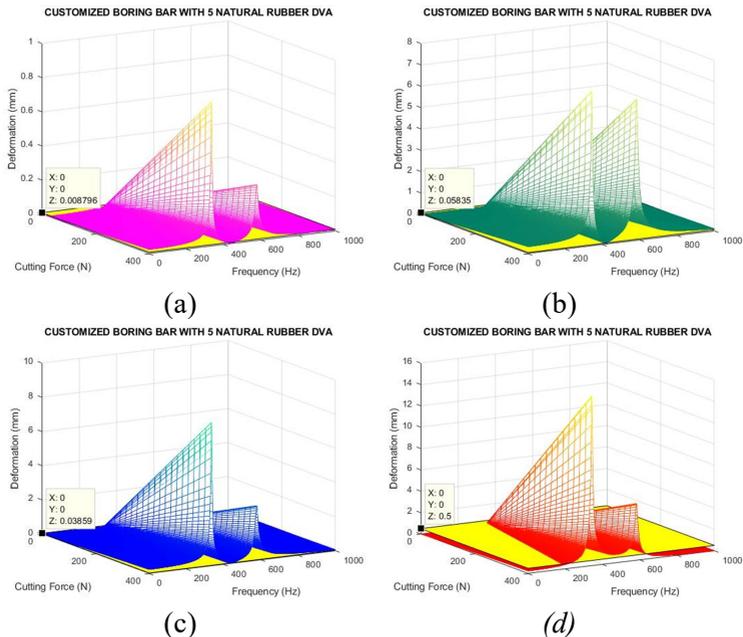
Berdasarkan penurunan persamaan respon gerak dari model dinamis sistem, didapatkan bahwa gaya eksitasi

berbanding lurus *linear* dengan amplitudo respon gerak. Berdasarkan hasil simulasi respon gerak *deformation* (0 Hz – 1000 Hz) dari software Ansys pada *cutting force* ( $F_c$ ) = 162 N, respon gerak di *plot* menggunakan software Matlab pada *cutting force* ( $F_c$ ) = 0 N – 400 N dengan formula [*deformation* (mm) 0 Hz – 1000 Hz pada *cutting force* ( $F_c$ ) 0 N – 400 N] = [(0 N – 400 N) / 162 N] \* [*deformation* (mm) 0 Hz – 1000 Hz pada *cutting force* ( $F_c$ ) 162 N]. Gambar 4.7 berikut merupakan contoh *plot* respon gerak *customized boring bar* dengan 5 *natural rubber* DVA pada gaya 0 N – 400 N arah sumbu-x, sumbu-y, sumbu-z beserta *plot* respon gerak *mass ring* arah sumbu-y.

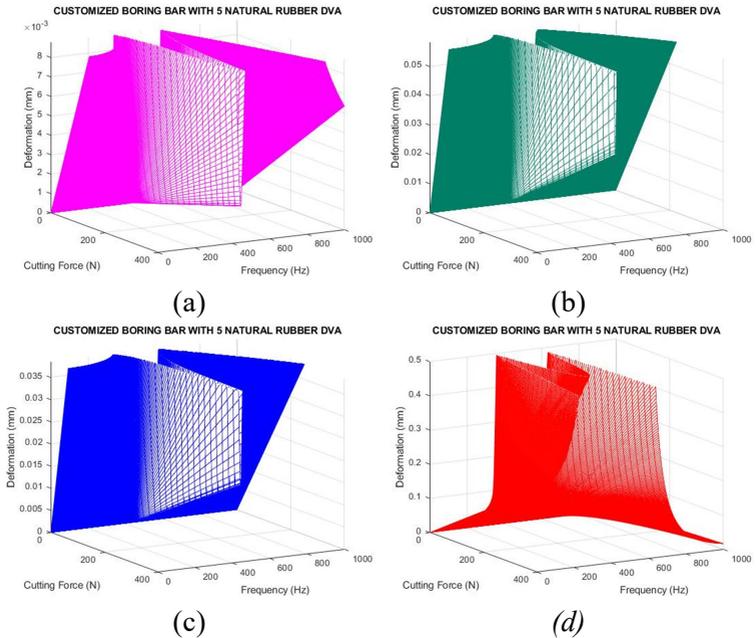


**Gambar 4. 7** 3D *plot* respon gerak *customized boring bar* dengan 5 *natural rubber* DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta *mass ring* arah (d) sumbu-y pada *cutting force* 0 N – 400 N

Setelah mendapatkan *plot* respon gerak *boring bar* pada *cutting force* ( $F_c$ ) = 0 N – 400 N, kemudian grafik diberi limit sesuai pada subbab *stability limit* yang telah dibahas sebelumnya sebagaimana pada gambar 4.8. grafik kemudian dipotong guna menyorotkan respon gerak *boring bar* dan *mass ring* yang telah memenuhi *stability limit* saja sebagaimana pada gambar 4.9.

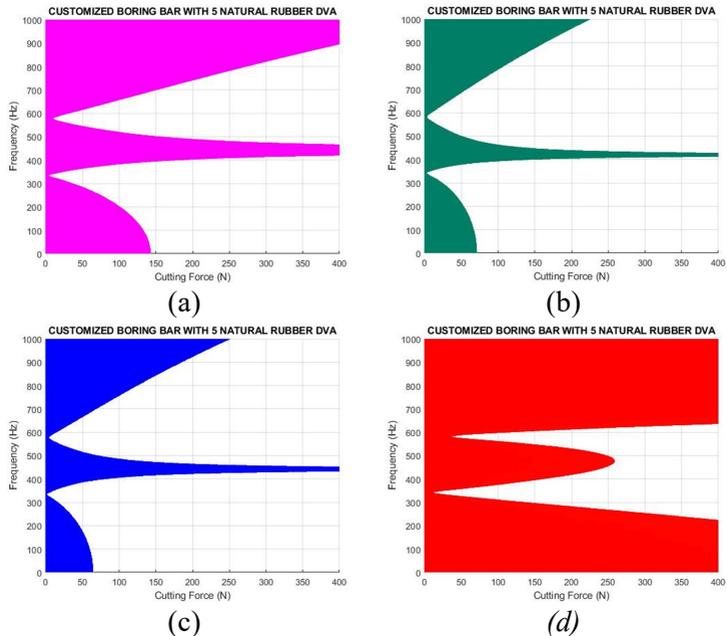


**Gambar 4. 8** 3D *plot* respon gerak *customized boring bar* dengan 5 *natural rubber* DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta *mass ring* arah (d) sumbu-y pada *cutting force* 0 N – 400 N dengan masing-masing *stable limit*



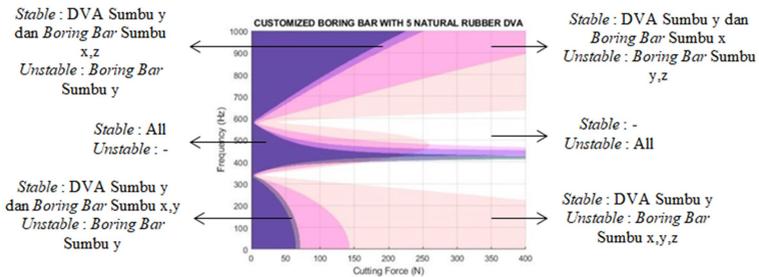
**Gambar 4. 9** 3D *plot* respon gerak stabil *customized boring bar* dengan 5 *natural rubber* DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta *mass ring* arah (d) sumbu-y pada *cutting force* 0 N – 400 N

Respon gerak yang memenuhi *stability limit* kemudian dilihat dari tampak atas guna mendapatkan *plot surface* respon gerak deformasi dibawah *stability limit* sebagaimana ditunjukkan pada gambar 4.10 berikut.



**Gambar 4. 10** *Surface plot* respon gerak stabil *customized boring bar* dengan 5 *natural rubber* DVA arah (a) sumbu-x (b) sumbu-y (c) sumbu-z, beserta *mass ring* arah (d) sumbu-y pada *cutting force* 0 N – 400 N

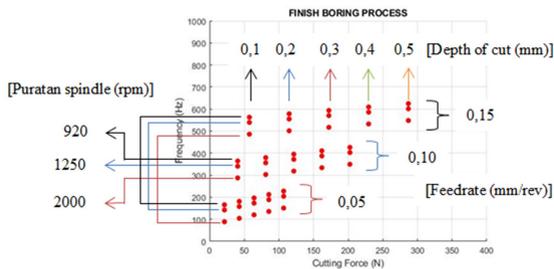
*Plot surface* respon gerak dibawah *stability limit* pada masing-masing sumbu-x, sumbu-y, sumbu-z pada *boring bar*, dan sumbu-y pada *mass ring* kemudian ditampilkan dalam satu *plot surface* guna mendapatkan daerah perpotongan desain *boring bar* yang memenuhi *stability limit* dari segala aspek. Gambar 4.11 berikut merupakan daerah *stable zone* pada *customized boring bar* dengan 5 *natural rubber* DVA.



**Gambar 4. 11** *Stable zone customized boring bar dengan 5 natural rubber DVA*

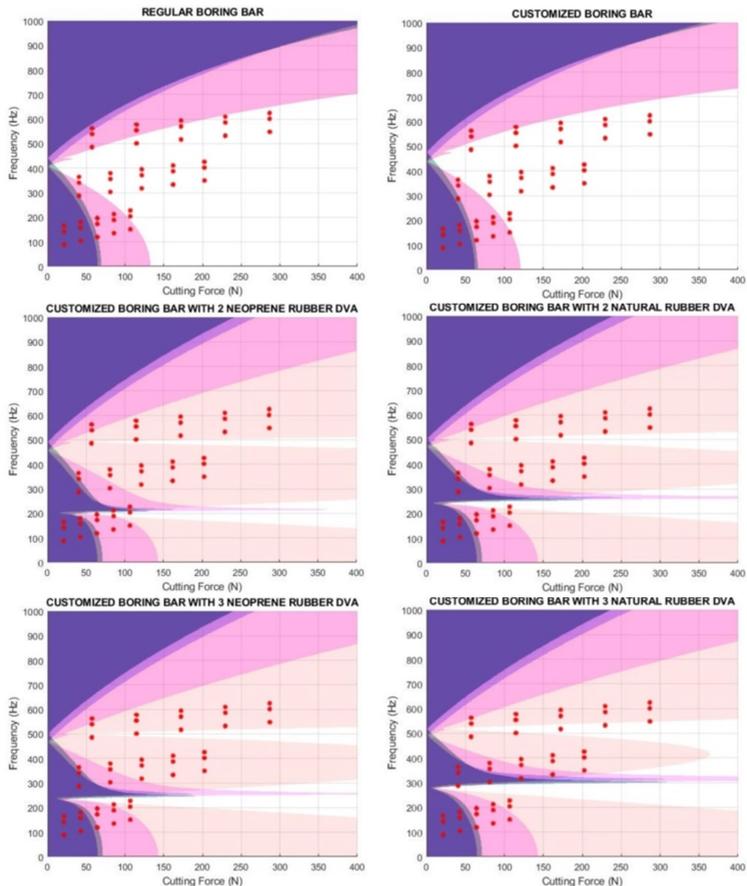
### 4.3.3 Pengaruh *Cutting Parameter Finish Boring AISI 4340 Terhadap Stable Response*

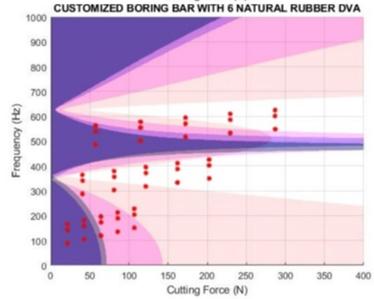
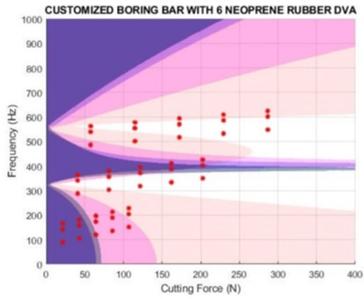
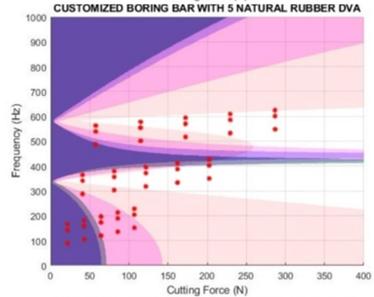
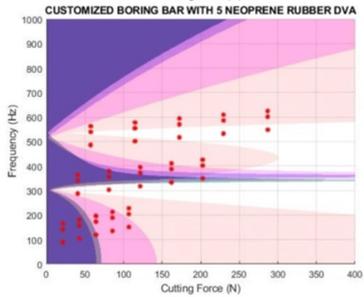
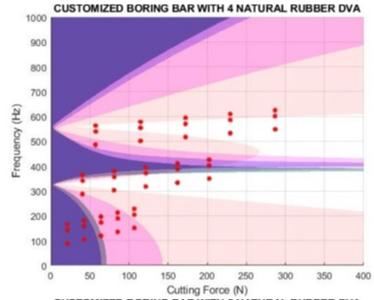
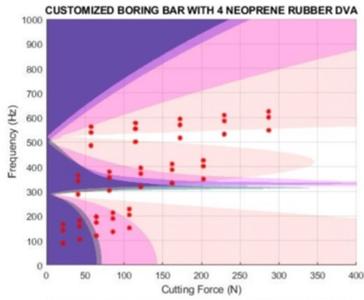
Telah ditentukan 45 *cutting parameter* tipikal *finishing* dimana masing-masing parameter memiliki pengaruh pada *cutting force* dan *chatter frequency* (frekuensi eksitasi). Pada jurnal yang ditulis oleh (Ugochukwu, 2017), (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) dan (Liu, Liu, & Wu, 2018) dikatakan bahwa *chatter frequency* yang dapat terjadi pada proses *turning lathe machining* berkisar  $\pm$  (50 Hz – 600 Hz), hal ini sesuai dengan *chatter frequency* yang digunakan pada penelitian ini. Berikut gambar 4.12 merupakan *scatter plot* 45 *cutting force* dan frekuensi eksitasi pada *boring process* tipikal *finishing* yang digunakan pada penelitian ini.

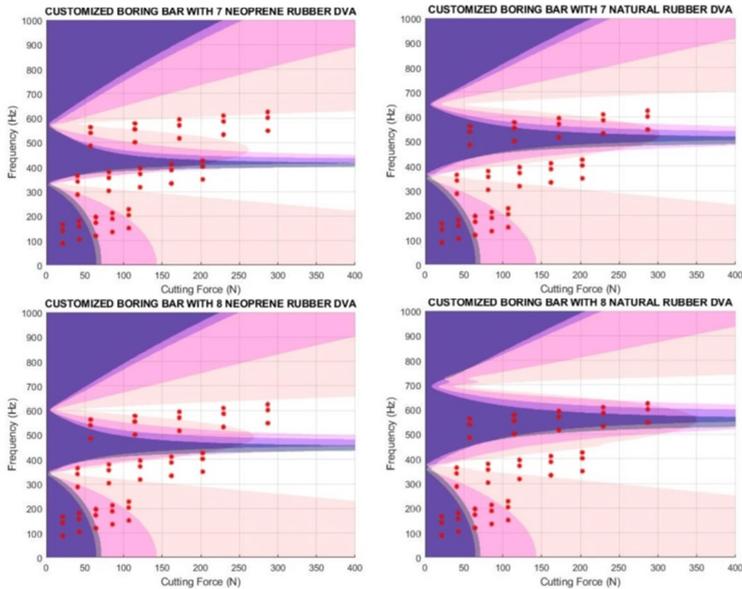


**Gambar 4. 12** *Scatter plot 45 cutting parameter proses boring AISI 4340 tipikal finishing*

Setelah mendapatkan *scatter plot cutting parameter* dan frekuensi eksitasi kemudian mengidentifikasi posisi *cutting parameter* finish boring AISI 4340 terhadap *stable zone* dari *regular boring bar*, *customized boring bar* tanpa DVA, dan *customized boring bar* dengan 14 jenis variasi DVA sebagaimana ditampilkan pada gambar 4.13 berikut.







**Gambar 4. 13** 45 cutting parameter pada stable zone 16 desain boring bar

Dapat dilihat pada gambar 4.13 bahwasanya *customized boring bar* dengan DVA terbagi menjadi 3 daerah stabil, sedangkan *boring bar* tanpa DVA hanya terbagi menjadi 2 daerah stabil. Daerah stabil yang muncul saat ditamhkannya DVA memiliki daerah yang berbeda-beda pada masing-masing desain DVA, dimana semakin banyak karet DVA terpasang pada *boring bar* maka daerah stabil baru respon gerak *boring bar* akan semakin berada pada frekuensi oprasional yang tinggi, namun juga dapat mampu stabil pada *cutting force* yang lebih besar. Berbeda dengan respon gerak *mass ring*, semakin banyak karet DVA terpasang maka daerah stabil baru respon gerak *mass ring* akan semakin tidak stabil pada *cutting force* yang tinggi.

*Regular boring bar* hanya mampu melakukan pengeboran stabil pada 6 buah *cutting parameter* pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,05 mm/rev, putaran *spindle* (N) = 920 rpm, 1250 rpm, 2000 rpm, dan *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm. *Material removal rate* (MRR) pada parameter ini sangatlah kecil yakni berkisar pada 0,6 cm<sup>2</sup>/min – 2,5 cm<sup>2</sup>/min dimana pada kondisi *real* sangatlah jarang digunakan karena mempertimbangkan biaya dari daya pengoprasian mesin bubut. *Boring bar* kemudian didesain sedemikian rupa agar dapat melakukan pengeboran tipikal *finishing* dengan baik, dimana dari 45 *cutting parameter* yang ada, 27 diantaranya mampu beroperasi dengan stabil sebagaimana ditunjukkan pada tabel 4.2 berikut.

**Tabel 4. 2** 27 *cutting parameter* tipikal *finishing* yang mampu melakukan proses *boring* dengan stabil menggunakan 16 desain *boring bar*

No.	Cutting parameter					MRR (cm <sup>2</sup> / min)	Machining Force				Chatter $\omega c$ (Hz)
	N (rpm)	V (m/min)	f (mm/rev)	d (mm)	Kc (Mpa)		Ft (N)	Fc (N)	Fr (N)	Fm (N)	
1	920	116	0,05	0,1	4275	0,6	8	21	15	27	166
2	920	116	0,05	0,2	4275	1,2	16	43	29	54	181
3	1250	157	0,05	0,1	4275	0,8	8	21	15	27	142
4	1250	157	0,05	0,2	4275	1,6	16	43	29	54	158
5	2000	251	0,05	0,1	4275	1,3	8	21	15	27	89
6	2000	251	0,05	0,2	4275	2,5	16	43	29	54	104
7	920	116	0,1	0,1	4050	1,2	15	41	28	52	364
8	920	116	0,1	0,2	4050	2,3	31	81	56	103	380
9	920	116	0,1	0,3	4050	3,5	46	122	84	155	395
10	920	116	0,1	0,4	4050	4,6	62	162	112	206	411
11	920	116	0,1	0,5	4050	5,8	77	203	140	258	426
12	1250	157	0,1	0,1	4050	1,6	15	41	28	52	341
13	1250	157	0,1	0,2	4050	3,1	31	81	56	103	356
14	1250	157	0,1	0,4	4050	6,3	62	162	112	206	387
15	1250	157	0,1	0,5	4050	7,9	77	203	140	258	403
16	2000	251	0,1	0,1	4050	2,5	15	41	28	52	287
17	2000	251	0,1	0,2	4050	5,0	31	81	56	103	303
18	2000	251	0,1	0,3	4050	7,5	46	122	84	155	318
19	920	116	0,15	0,1	3825	1,7	22	57	40	73	563

20	920	116	0,15	0,2	3825	3,5	44	115	79	146	578
21	1250	157	0,15	0,1	3825	2,4	22	57	40	73	539
22	1250	157	0,15	0,2	3825	4,7	44	115	79	146	555
23	1250	157	0,15	0,3	3825	7,1	65	172	119	219	570
24	2000	251	0,15	0,1	3825	3,8	22	57	40	73	486
25	2000	251	0,15	0,2	3825	7,5	44	115	79	146	501
26	2000	251	0,15	0,3	3825	11,3	65	172	119	219	517
27	2000	251	0,15	0,5	3825	18,8	109	287	198	365	548

Dapat dilihat bahwa setelah diberi DVA, *boring bar* dapat melakukan proses *boring* dengan stabil pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,05 mm/rev, putaran *spindle* ( $N$ ) = 920 rpm, 1250 rpm, 2000 rpm, *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm; pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,1 mm/rev, putaran *spindle* ( $N$ ) = 920 rpm, *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, 0,5 mm; pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,1 mm/rev, putaran *spindle* ( $N$ ) = 1250 rpm, *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm, 0,4 mm, 0,5 mm; pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,1 mm/rev, putaran *spindle* ( $N$ ) = 2000 rpm, *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm, 0,3 mm; pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,15 mm/rev, putaran *spindle* ( $N$ ) = 920 rpm, *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm; pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,15 mm/rev, putaran *spindle* ( $N$ ) = 1250 rpm, *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm, 0,3 mm; pada *feedrate* ( $f$ ) = 0,15 mm/rev, putaran *spindle* ( $N$ ) = 2000 rpm, *depth of cut* ( $d$ ) = 0,1 mm, 0,2 mm, 0,3 mm, 0,5 mm.

Pada 27 *cutting parameter* tersebut kemudian dianalisa respon getaran guna mengetahui desain *boring bar* dengan respon terendah pada masing-masing *cutting parameter* sebagaimana tertera pada tabel 4.3 berikut.

**Tabel 4. 3** Respon dan reduksi getaran *boring bar* yang mampu melakukan pengeboran dengan stabil pada 27 *cutting parameter* tipikal *finishing* spesimen AISI 4340

No.	RESPONSE (mm)											
	REGULAR (X <sub>r</sub> )			CUSTOMIZED (X <sub>c</sub> )								DVA (X <sub>z</sub> )
	Axial Axis	Tangen-tial Axis	Radial Axis	Stable Response	Lowest Response	Axial Axis	Redc (%)	Tangen-tial Axis	Redc (%)	Radial Axis	Redc (%)	Y Axis
1	0,001	0,018	0,013	ALL	Reg	0,001	-	0,018	-	0,013	-	-
2	0,003	0,043	0,032	ALL	Reg	0,003	-	0,043	-	0,032	-	-
3	0,002	0,020	0,014	ALL	Nat 8	0,002	3,77%	0,019	0,52%	0,015	-2,70%	0,015
4	0,003	0,041	0,030	ALL	Reg	0,003	-	0,041	-	0,030	-	-
5	0,001	0,018	0,013	ALL	Neo 6	0,001	5,92%	0,018	2,11%	0,013	-0,97%	0,014
6	0,003	0,038	0,027	ALL	Neo 6	0,003	5,39%	0,038	1,73%	0,028	-1,39%	0,030
7	0,012	0,104	0,118	Neo 456, Nat 34	Neo 5	0,000	96,49%	0,019	81,27%	0,004	96,62%	0,101
8	0,037	0,253	0,362	Neo 56, Nat 4	Neo 6	0,003	92,62%	0,015	94,21%	0,026	92,70%	0,253
9	0,118	0,495	1,178	Neo 6, Nat 4	Neo 6	0,001	98,81%	0,020	95,96%	0,014	98,82%	0,314
10	0,430	0,995	4,412	Neo 7	Neo 7	0,002	99,43%	0,014	98,64%	0,025	99,44%	0,404
11	0,113	2,437	1,235	Neo 7, Nat 5	Nat 5	0,003	97,24%	0,025	98,99%	0,031	97,50%	0,471
12	0,008	0,083	0,080	Neo 345, Nat 23	Neo 5	0,002	80,64%	0,005	93,64%	0,016	80,04%	0,149
13	0,021	0,188	0,200	Neo5	Neo 5	0,001	96,51%	0,028	84,87%	0,007	96,50%	0,224
14	0,097	0,566	0,964	Neo 6	Neo 6	0,004	96,32%	0,014	97,52%	0,035	96,37%	0,459
15	0,507	0,982	5,128	Neo 6	Neo 6	0,001	99,80%	0,057	94,23%	0,010	99,81%	0,483
16	0,005	0,058	0,048	Neo 23, Nat 2	Nat 2	0,002	61,65%	0,033	44,19%	0,019	60,51%	0,086
17	0,011	0,125	0,106	Nat 3	Nat 3	0,003	72,52%	0,015	87,74%	0,030	71,84%	0,361
18	0,019	0,207	0,183	Nat 3	Nat 3	0,002	90,51%	0,058	72,12%	0,020	89,25%	0,366
19	0,003	0,068	0,035	Nat 78	Nat 8	0,000	90,19%	0,006	91,28%	0,003	90,53%	0,082
20	0,006	0,120	0,063	Nat 8	Nat 8	0,000	93,90%	0,024	79,74%	0,003	94,73%	0,167
21	0,004	0,088	0,043	Nat 678	Nat 8	0,001	79,92%	0,005	94,17%	0,008	80,89%	0,083
22	0,007	0,148	0,075	Nat 78	Nat 8	0,001	86,34%	0,007	95,44%	0,010	86,96%	0,164
23	0,009	0,192	0,100	Nat 8	Nat 8	0,001	93,37%	0,026	86,43%	0,006	93,58%	0,247
24	0,008	0,205	0,076	Neo 8, Nat 5678	Nat 6	0,000	94,25%	0,006	96,91%	0,004	94,36%	0,105
25	0,013	0,304	0,127	Nat 678	Nat 7	0,001	88,66%	0,007	97,76%	0,014	88,86%	0,197
26	0,016	0,351	0,158	Nat7	Nat 7	0,001	94,73%	0,022	93,68%	0,008	94,79%	0,286
27	0,019	0,399	0,198	Nat 8	Nat 8	0,003	83,29%	0,014	96,52%	0,031	84,10%	0,412

Berdasarkan data pada tabel 4.3 dan 4.2 diatas, dapat dilihat bahwa pada variasi *feedrate* = 0,05 mm/rev, putaran *spindle* = 920 rpm, 1250 rpm, 2000 rpm, dan *depth of cut* = 0,1 mm, 0,2 mm yakni pada *cutting parameter* 1 – 6, semua desain *boring bar* dapat beroperasi dengan stabil, namun pada kondisi

ini memiliki *material removal rate* yang sangat kecil yakni  $0,6 \text{ cm}^2/\text{min} - 2,5 \text{ cm}^2/\text{min}$ . Pada *cutting parameter* 7 – 27 hanya *boring bar* dengan DVA yang dapat beroperasi dengan stabil, adapun dari 14 variasi *boring bar* dengan DVA, hanya 9 yang memiliki respon gerak paling rendah yakni *boring bar* dengan 5,6,7 *neoprene rubber* dan *boring bar* dengan 2,3,5,6,7,8 *natural rubber*.

Pada proses *boring*, *machinist* akan selalu berusaha melakukan pengeboran dengan *material removal rate* yang besar guna mempersingkat *machining time* dan mengurangi biaya listrik mesin bubut. Selain itu tentunya pada proses *boring* diharap dapat menghasilkan produk dengan permukaan yang halus, serta toleransi minimum. Ditinjau dari 27 *cutting parameter* yang dapat beroperasi dengan stabil, *boring bar* dengan 8 *natural rubber* DVA dapat melakukan proses *boring* AISI 4340 dengan *material removal rate* paling besar yakni  $18,8 \text{ cm}^2/\text{min}$  pada *cutting parameter* ke-27 yakni putaran *spindle* = 2000 rpm, *feedrate* = 0,15 mm/rev, dan *depth of cut* = 0,5 mm. Adapun respon getaran yang memiliki deformasi paling rendah yakni pada *cutting parameter* ke-21 menggunakan *boring bar* dengan 8 *natural rubber* DVA, dengan *material removal rate*  $1,7 \text{ cm}^2/\text{min}$  pada putaran *spindle* 920 rpm, *feedrate* = 0,15 mm/rev, dan *depth of cut* = 0,1 mm, memiliki respon gerak *boring bar* 0,000 mm arah sumbu-x, 0,006 arah sumbu-y, 0,003 arah sumbu-z, dan respon gerak *mass ring* 0,082 mm.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, didapat beberapa kesimpulan antara lain:

1. Telah dirancang mekanisme *dynamic vibration absorber* yang terdiri dari 2 komponen yakni *mass ring* dengan *inner* diameter 25 mm, *outer* diameter 30 mm, panjang 40 mm berbahan *brass*, dan karet dengan *inner* diameter 20 mm, *outer* diameter 25 mm, panjang 5 mm berbahan *neoprene* dan *natural rubber*. Jumlah karet terpasang bervariasi dari 2 hingga 8. *Dynamic vibration absorber* dapat dipasang pada *boring bar* yang sudah diberi pengurangan diameter pada bagian depan.
2. Jumlah dan jenis karet sangatlah mempengaruhi *dynamic response* dari *boring bar*, dimana pada kedua jenis karet semakin banyak jumlah karet terpasang maka daerah redaman akan semakin berada pada frekuensi yang lebih besar, respon gerak *boring bar* akan mampu tetap stabil pada gaya yang lebih besar, respon gerak *mass ring* dengan *neoprene rubber* akan mampu tetap stabil pada gaya yang lebih kecil, dan respon gerak *mass ring* dengan *natural rubber* akan mampu tetap stabil pada gaya yang lebih kecil pada 2 – 5 karet DVA, namun mampu tetap stabil pada gaya yang lebih besar pada 5 – 8 karet DVA. *Customized boring bar* dengan 8 *natural rubber* DVA merupakan desain *boring bar* dengan daerah operasi stabil paling luas.
3. Terdapat 45 variasi *cutting parameter* tipikal *finishing* pada penelitian ini, dimana *regular boring bar* hanya mampu melakukan proses *boring* pada 6 variasi *cutting parameter* (13%) dengan *material removal rate* 0,6 cm<sup>2</sup>/min – 2,5 cm<sup>2</sup>/min dan respon gerak *boring bar* terendah yakni 0,002 mm arah sumbu-x, 0,020 mm arah sumbu-y, dan 0,014 mm

arah sumbu-z pada putaran *spindle* = 1250 rpm, *feedrate* = 0,05 mm/rev, dan *depth of cut* = 0,1 mm. *Customized boring bar* dengan DVA mampu melakukan proses *boring* pada 27 variasi *cutting parameter* (60%) dengan *material removal rate* 0,6 cm<sup>2</sup>/min – 18,8 cm<sup>2</sup>/min dan respon gerak *boring bar* terendah yakni 0,000 mm arah sumbu-x, 0,006 mm arah sumbu-y, 0,003 arah sumbu-z, dan 0,082 mm pada *mass ring* arah sumbu-y pada putaran *spindle* = 920 rpm, *feed rate* = 0,15 mm/rev, dan *depth of cut* = 0,1 mm oleh *customized boring bar* dengan 8 *natural rubber* DVA. Proses *boring* dengan *material removal rate* tertinggi adalah pada *cutting parameter* ke-27 yakni putaran *spindle* = 2000 rpm, *feed rate* = 0,15 mm/rev, dan *depth of cut* = 0,5 mm oleh *customized boring bar* dengan 8 *natural rubber* DVA. Terdapat 10 jenis *boring bar* yang memiliki respon gerak paling rendah yakni *regular boring bar*, *customized boring bar* dengan 5,6,7 *neoprene rubber* dan *customized boring bar* dengan 2,3,5,6,7,8 *natural rubber*.

## 5.2 Saran

Adapun saran untuk penelitian selanjutnya antara lain:

1. *Clearance* antara *mass ring* dan tepi *insert* dibuat lebih besar agar risiko terbentur berkurang dan daerah stabil lebih luas.
2. Penelitian dapat dilakukan dengan eksperimen guna memperoleh hasil yang lebih valid.
3. Panjang *overhang boring bar* yang digunakan dapat lebih tinggi lagi agar dapat melakukan proses *boring* lebih dalam.
4. Respon getaran pada *boring bar* arah *axial* dapat diabaikan.

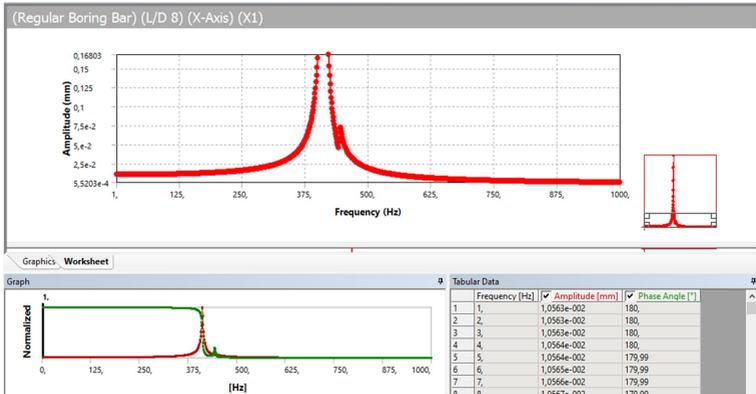
## DAFTAR PUSTAKA

- Aufa, A. F. (2019). **Design & Analysis of the Vibration Damper (RVD) Position Variation on Long Thin Shaft.**
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (2009). **Manufacturing Engineering and Technology Sixth Edition in SI Units.** Chicago: Pearson.
- Liu, X., Liu, Q., & Wu, S. (2018). **Analysis Vibration Characteristic and Adjustment Method of Boring bar with a Variable Stiffness Vibration Absorber.**
- Pachpute, A. (2016). **Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber A Simulation Approach.** Internal Journal of Recent Engineering Research and Development.
- Rao, S. S. (2011). **Mechanical Vibration Fifth Edition.** Amerika: Prentice Hall.
- Sun, Beibei; Li, Lie;. (2019). **Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring bar with a Stiffness Variable.** 14.
- Ugochukwu, O. (2017). **Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material.** 9.
- Zulfianti, P. K. (2019). **Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA).**
- Sadilek, M; Dubsy, J;. (2016). **Cutting Forces during Turning with Variable Depth of cut.**

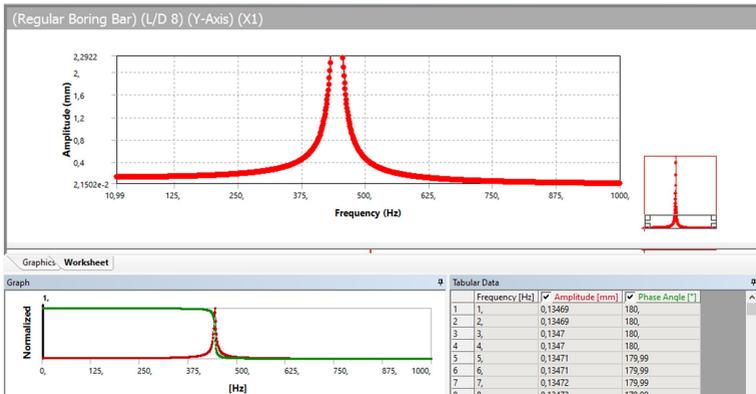
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## LAMPIRAN

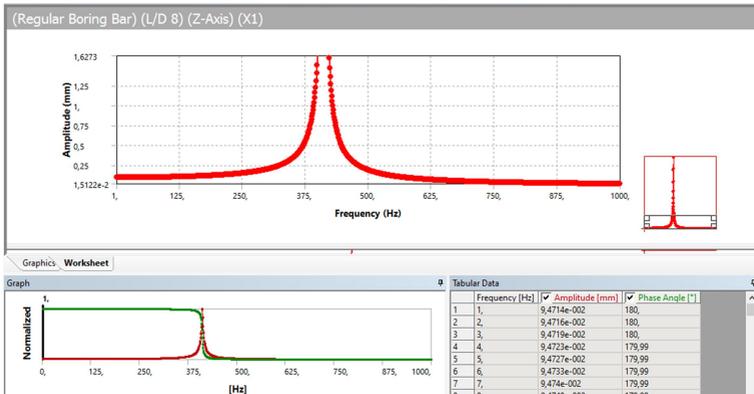
1. *Frequency response regular boring bar tanpa DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

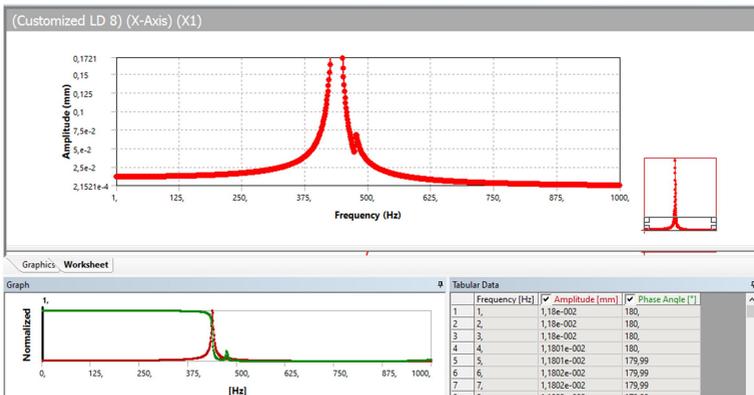


(b)

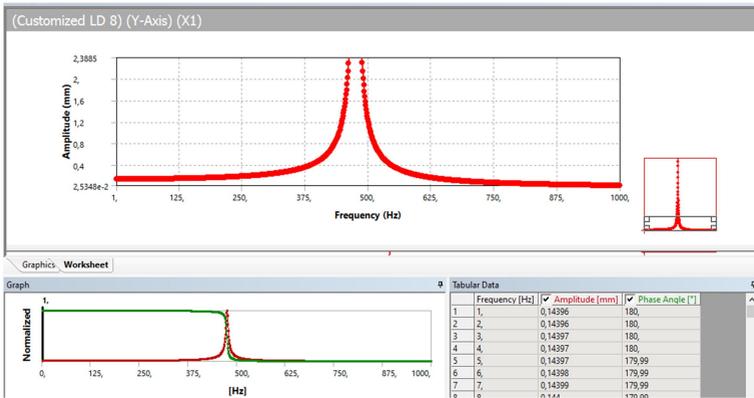


(c)

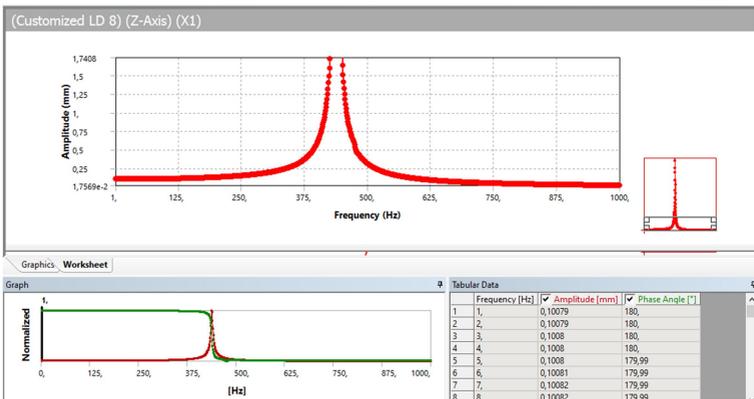
2. *Frequency response customized boring bar tanpa DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

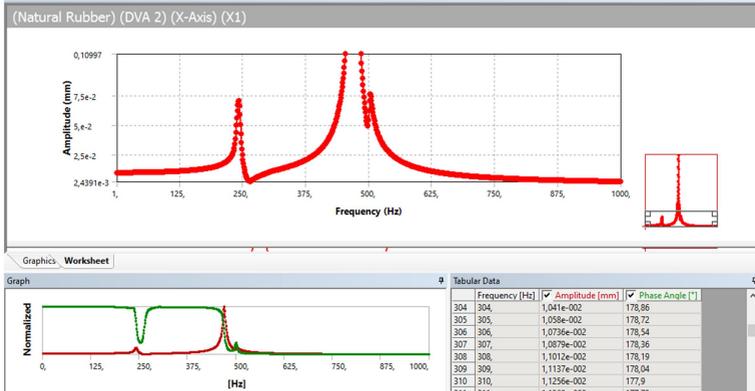


(b)

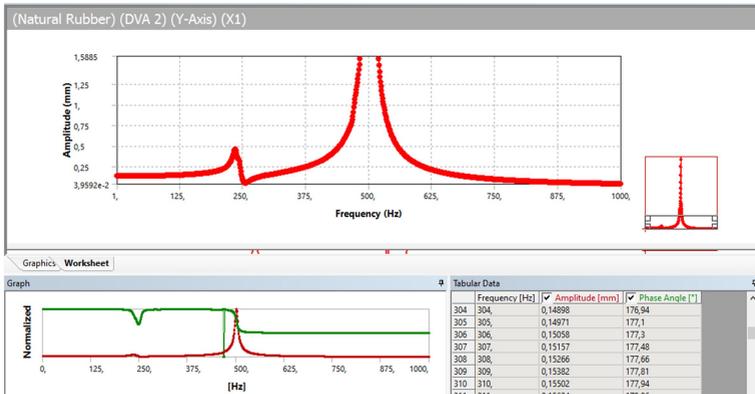


(c)

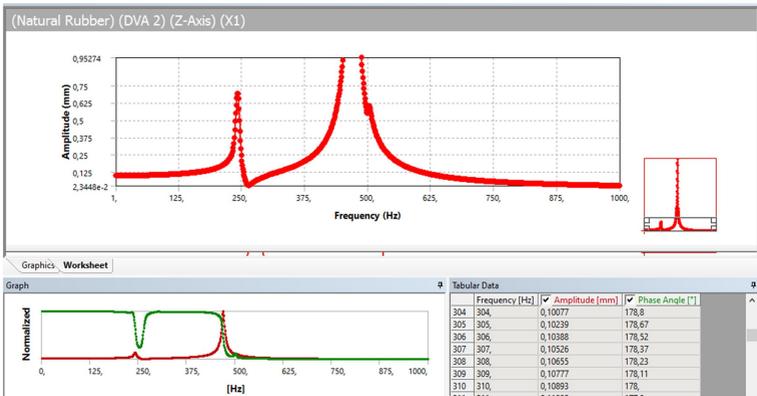
3. *Frequency response customized boring bar dengan 2 natural rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

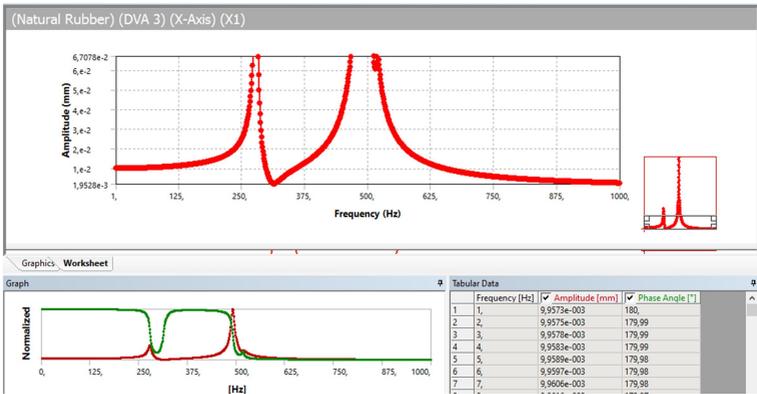


(b)

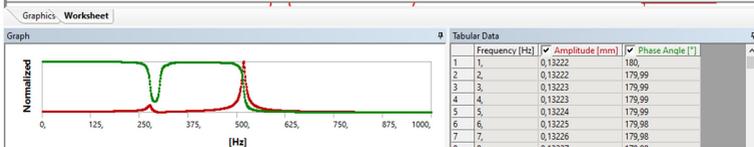
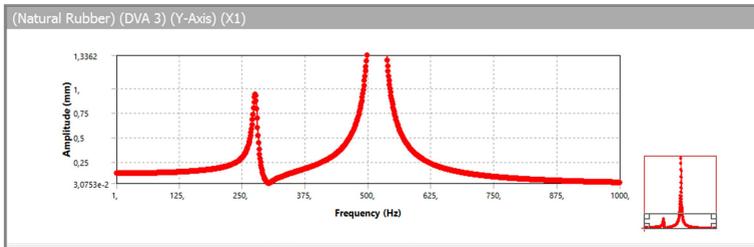


(c)

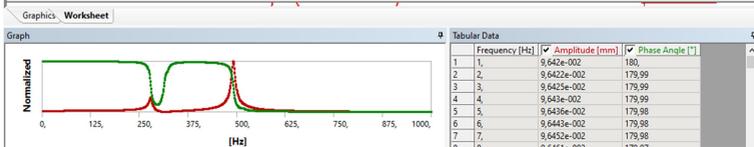
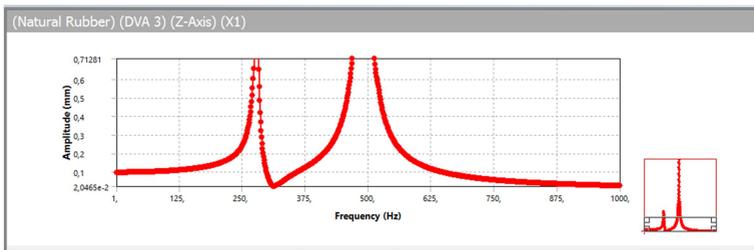
4. *Frequency response customized boring bar dengan 3 natural rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

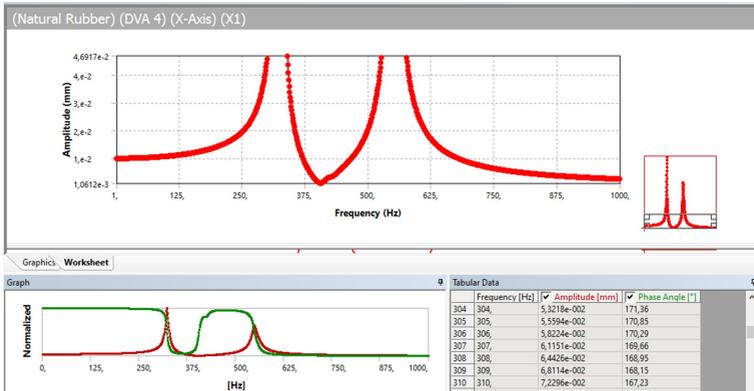


(b)

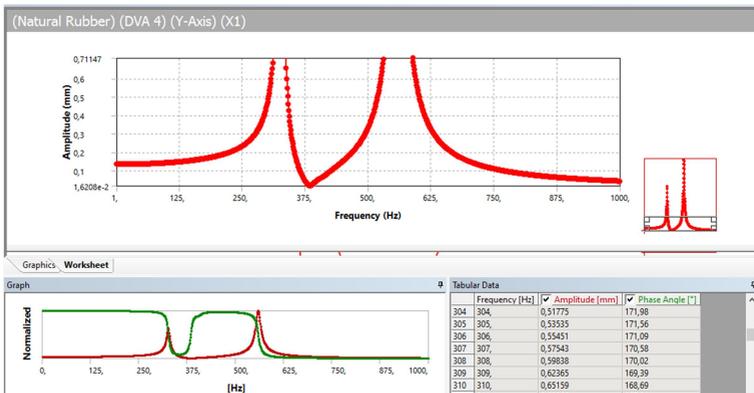


(c)

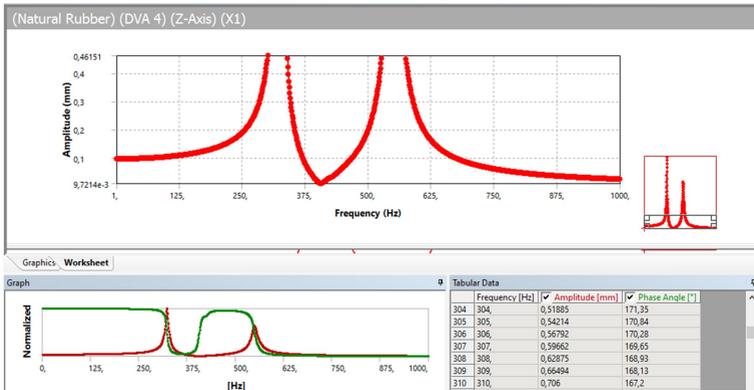
5. Frequency response customized boring bar dengan 4 natural rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial



(a)

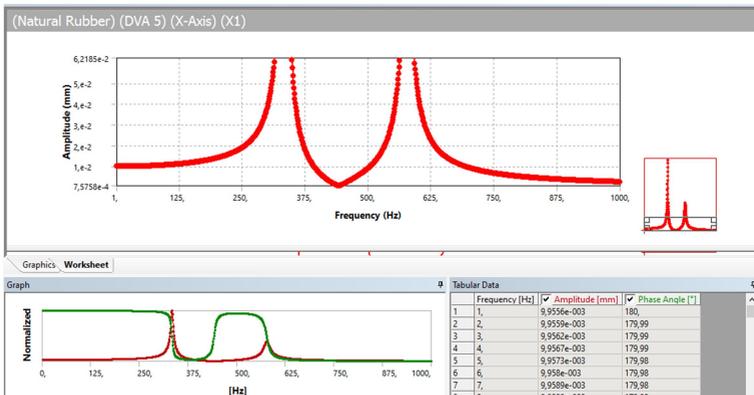


(b)

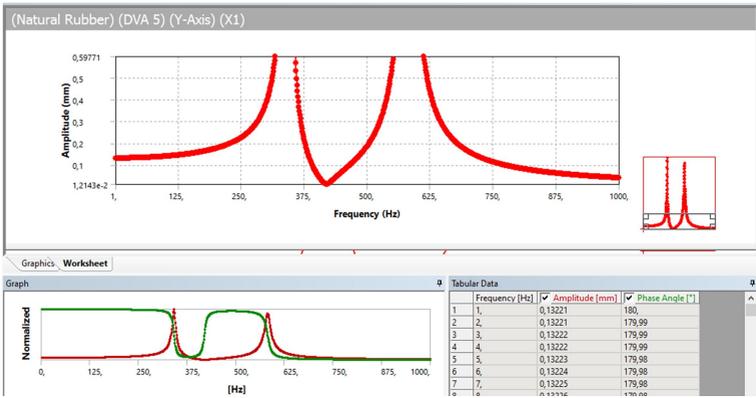


(c)

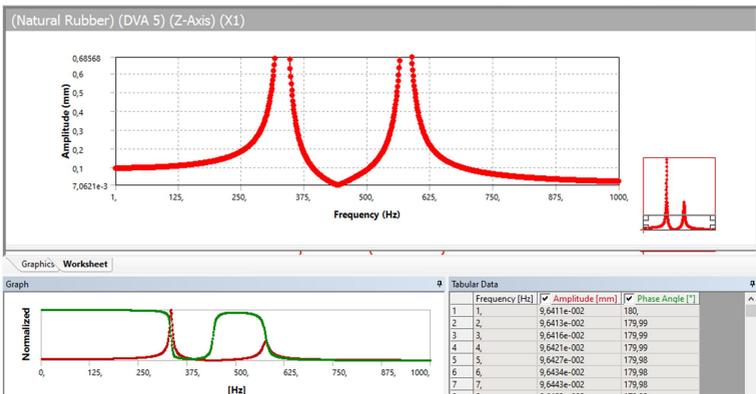
6. *Frequency response customized boring bar dengan 5 natural rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

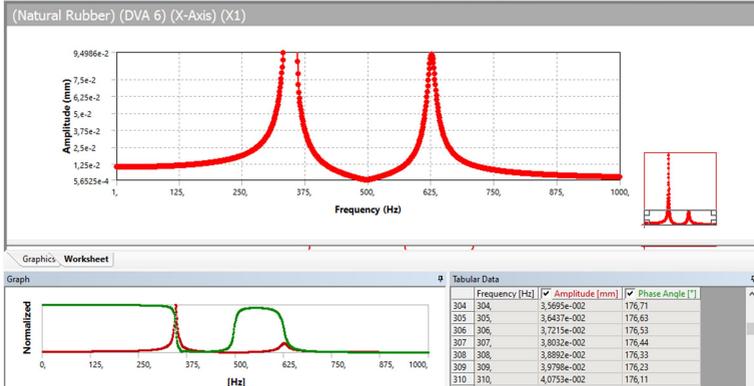


(b)

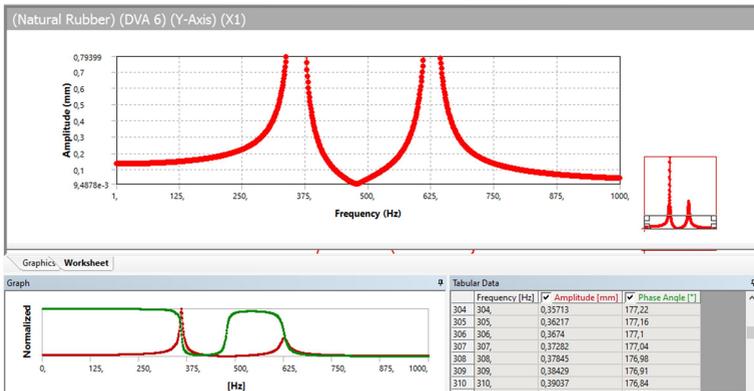


(c)

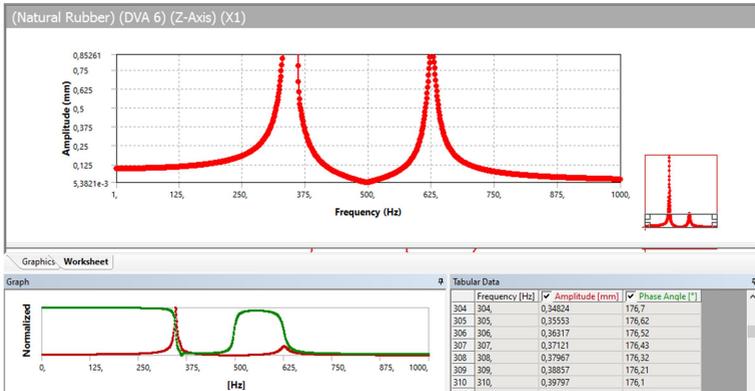
7. Frequency response customized boring bar dengan 6 natural rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial



(a)

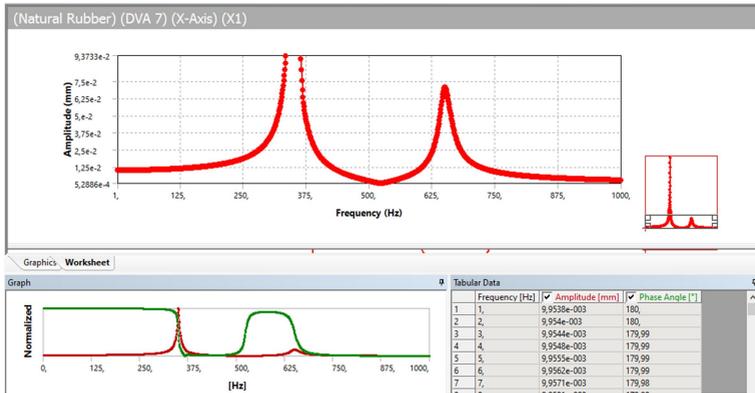


(b)

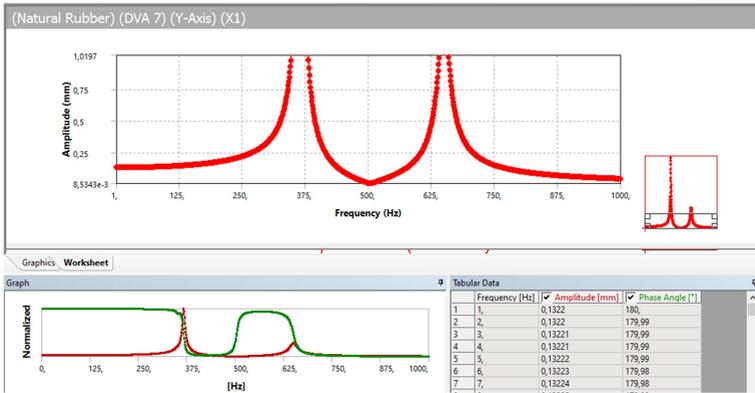


(c)

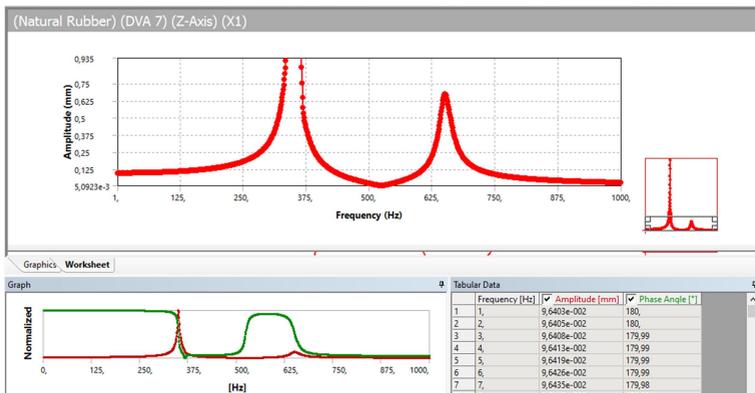
8. *Frequency response customized boring bar dengan 7 natural rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

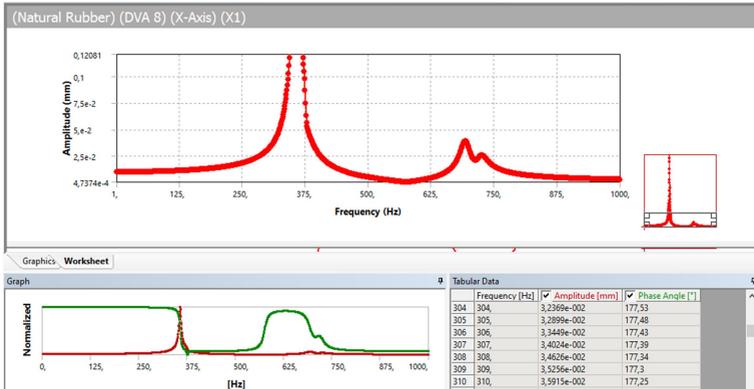


(b)

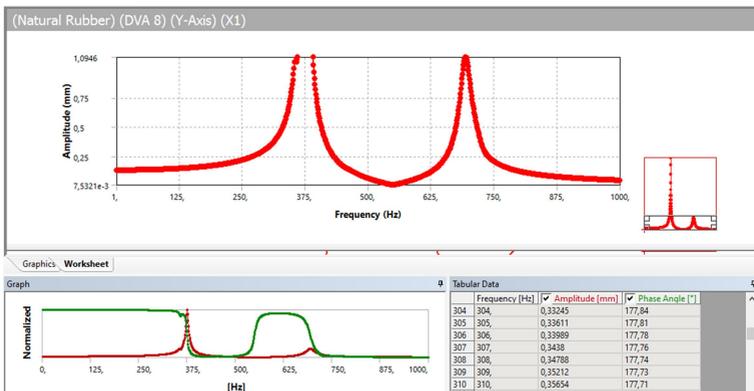


(c)

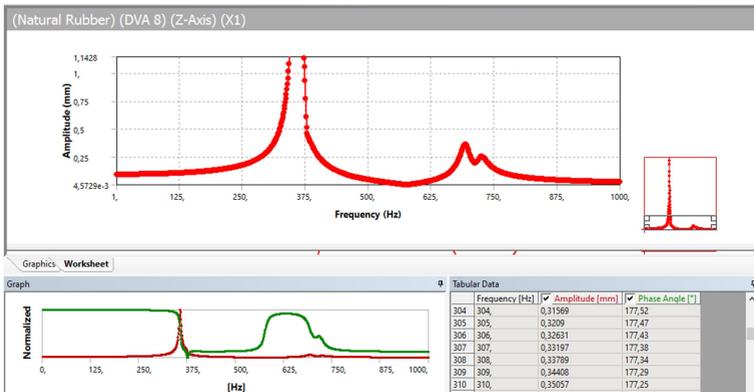
9. Frequency response customized boring bar dengan 8 natural rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial



(a)

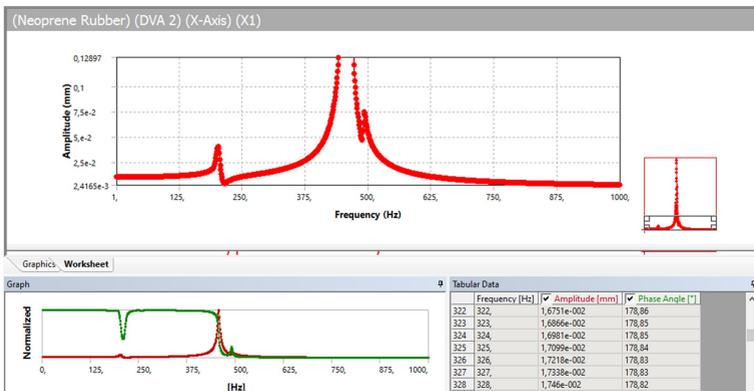


(b)

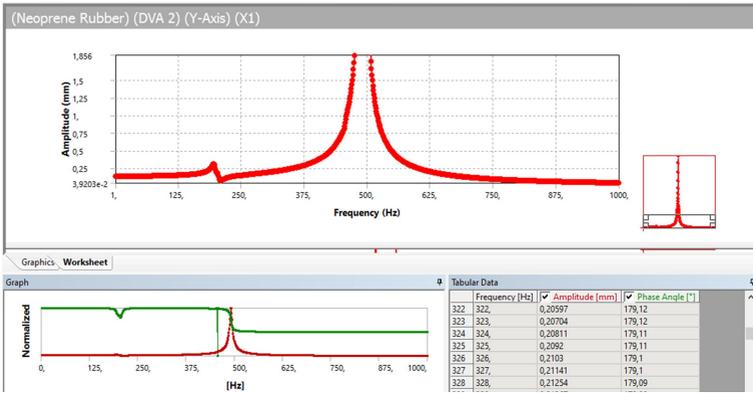


(c)

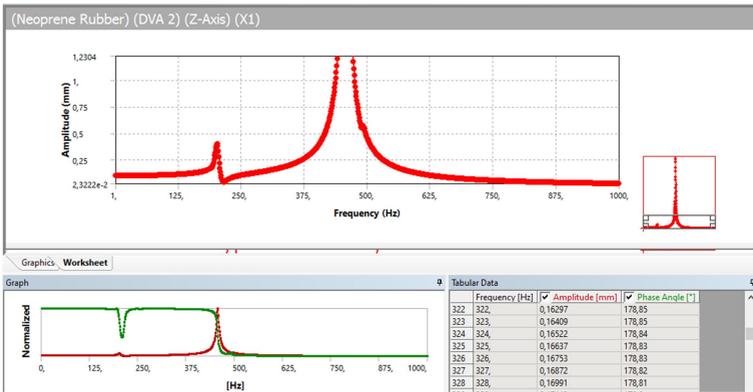
10. *Frequency response customized boring bar dengan 2 neoprene rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

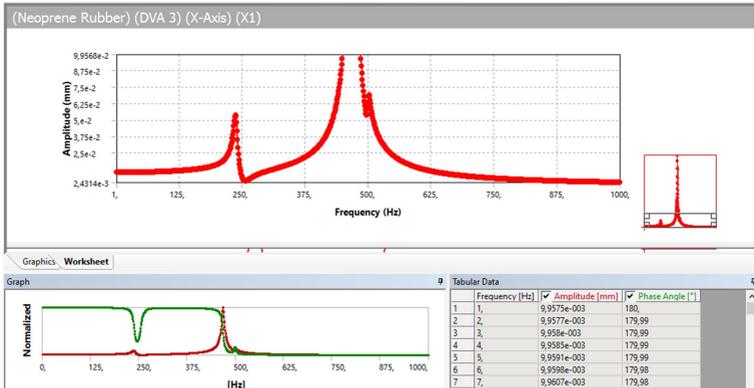


(b)

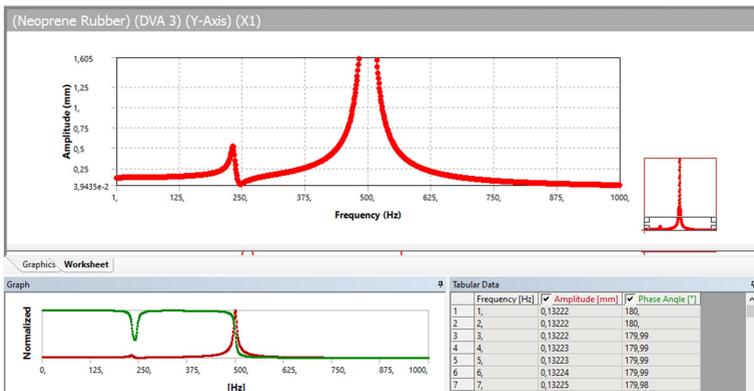


(c)

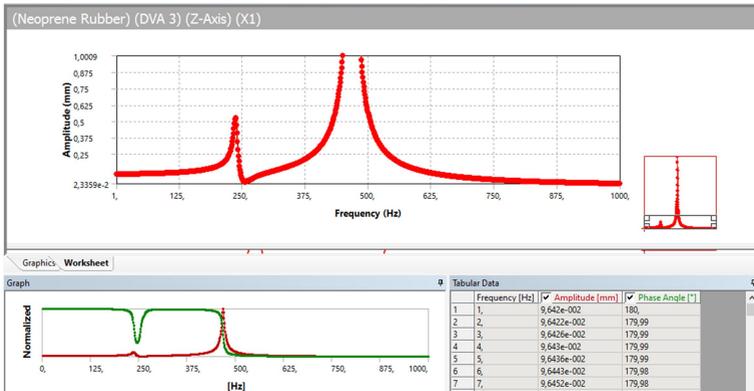
11. Frequency response customized boring bar dengan 3 neoprene rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial



(a)

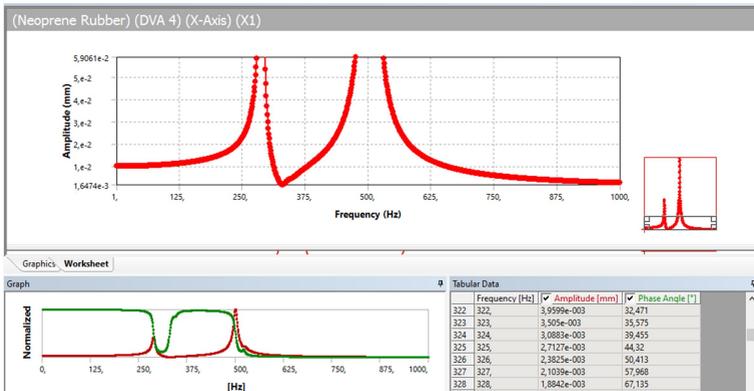


(b)

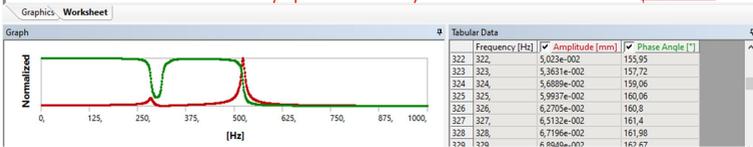
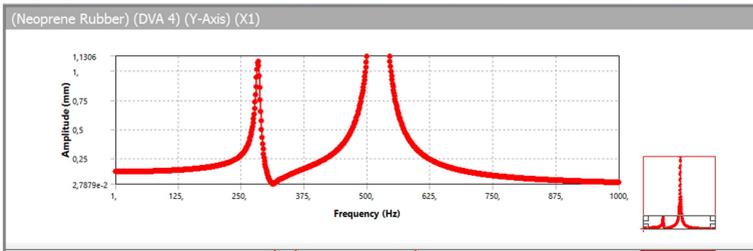


(c)

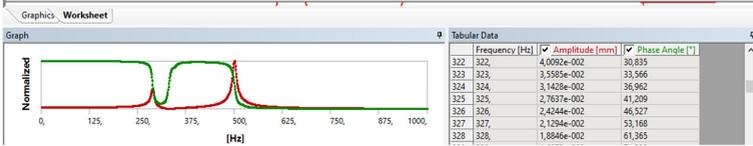
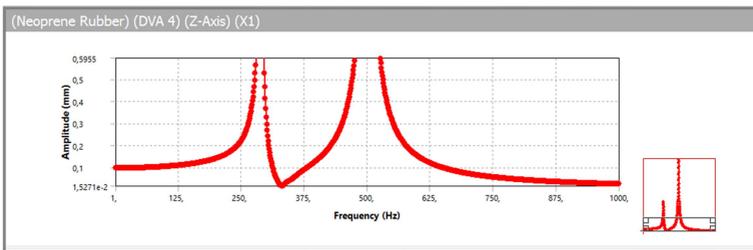
12. *Frequency response customized boring bar dengan 4 neoprene rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

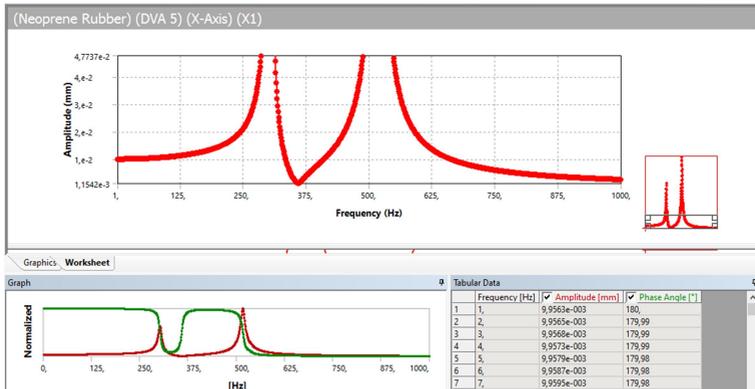


(b)

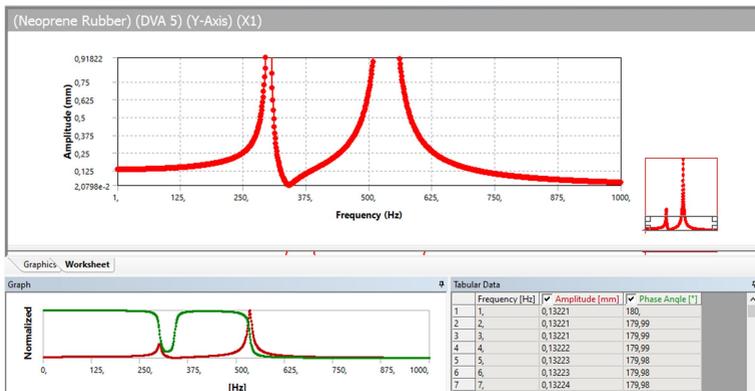


(c)

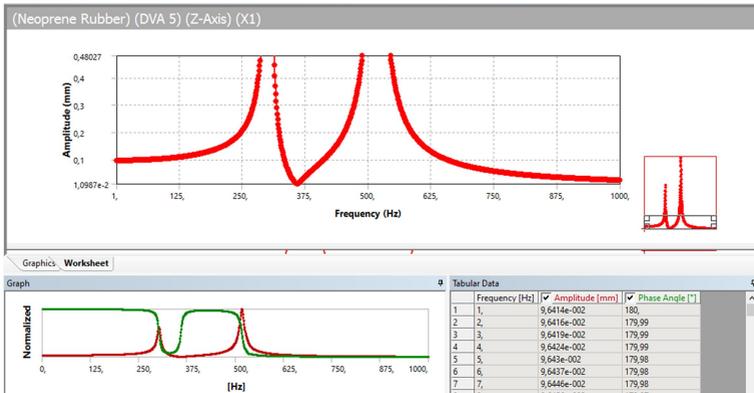
13. *Frequency response customized boring bar dengan 5 neoprene rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

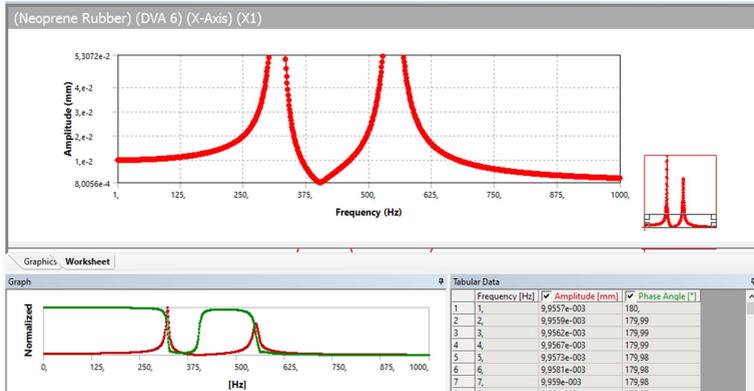


(b)

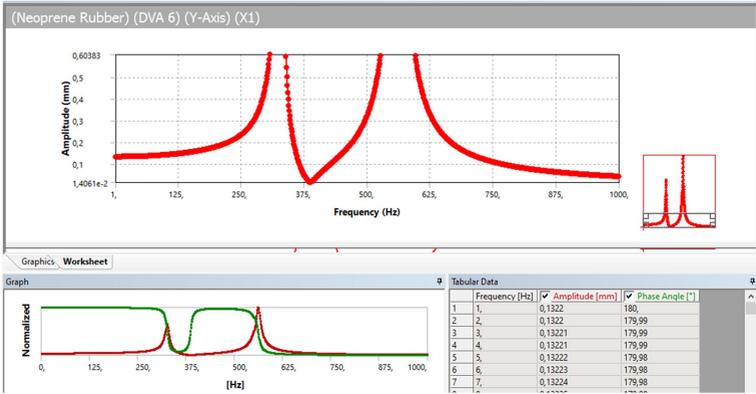


(c)

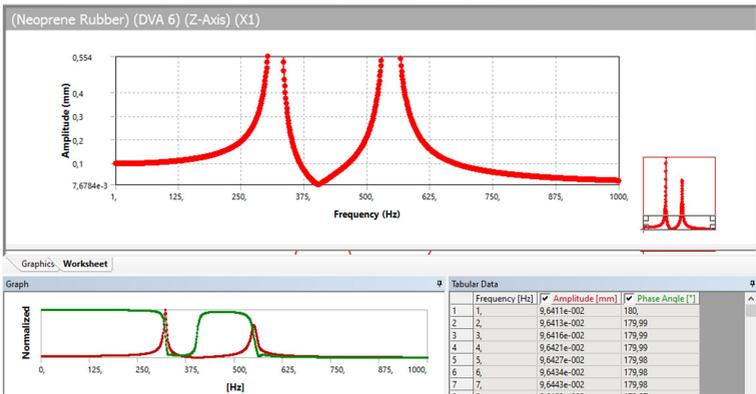
14. *Frequency response customized boring bar dengan 6 neoprene rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

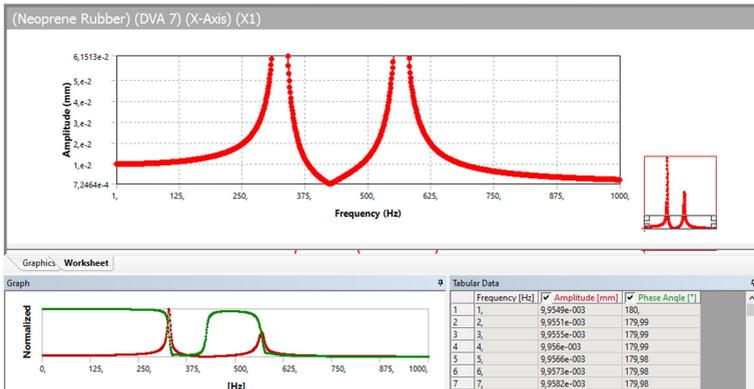


(b)

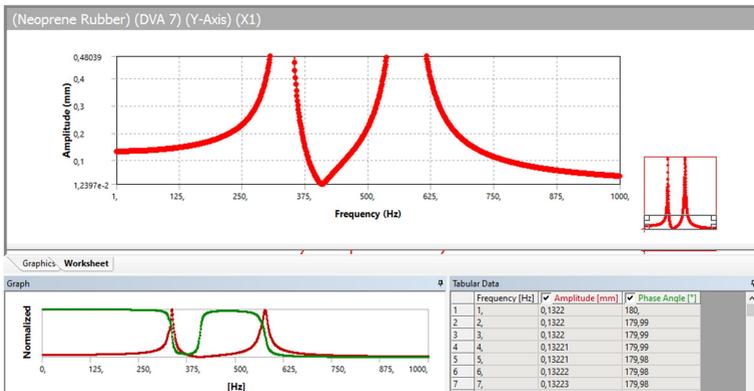


(c)

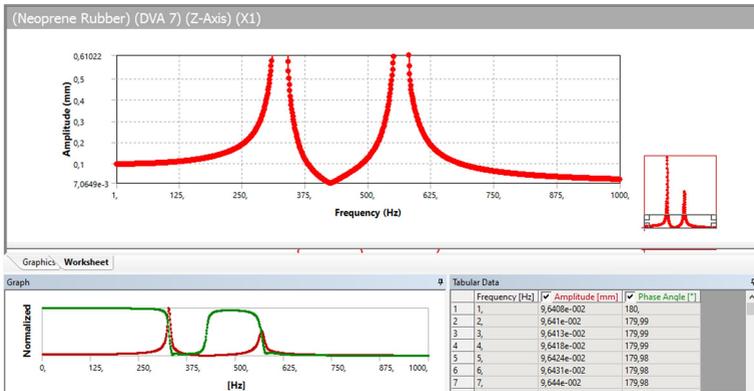
15. Frequency response customized boring bar dengan 7 neoprene rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial



(a)

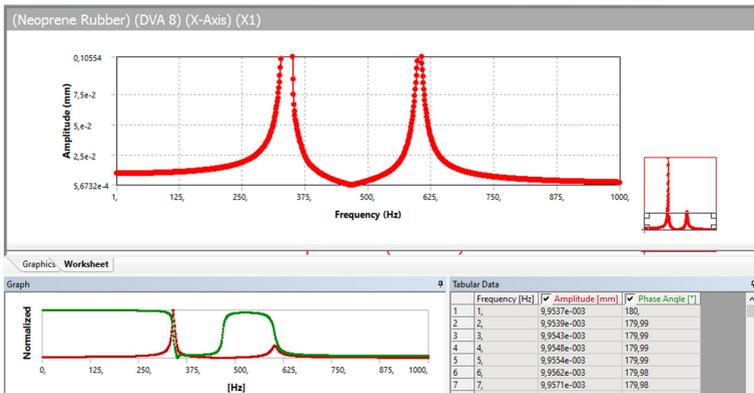


(b)

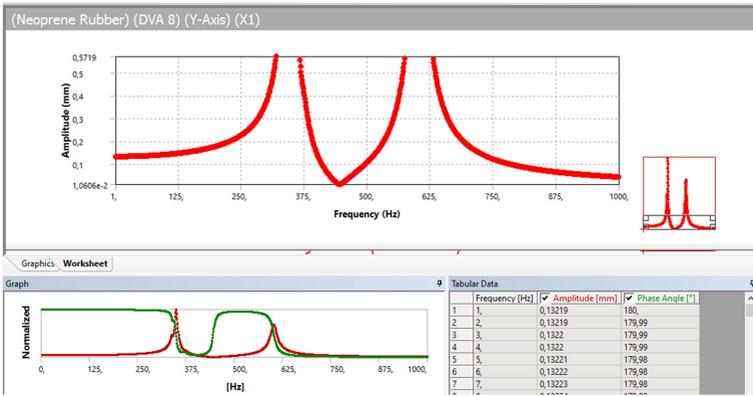


(c)

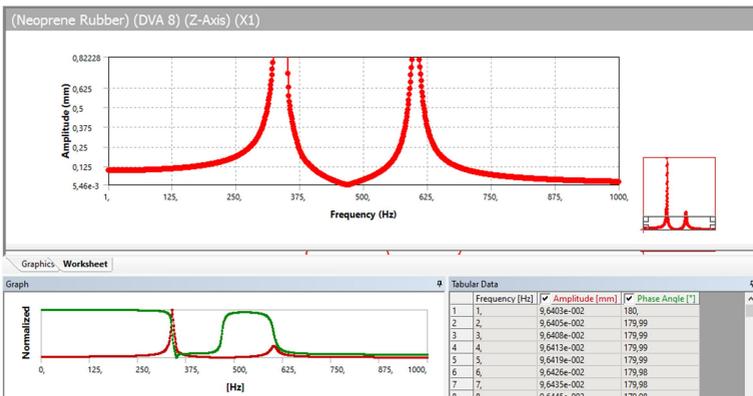
16. *Frequency response customized boring bar dengan 8 neoprene rubber DVA arah sumbu (a) axial (b) tangential (c) radial*



(a)

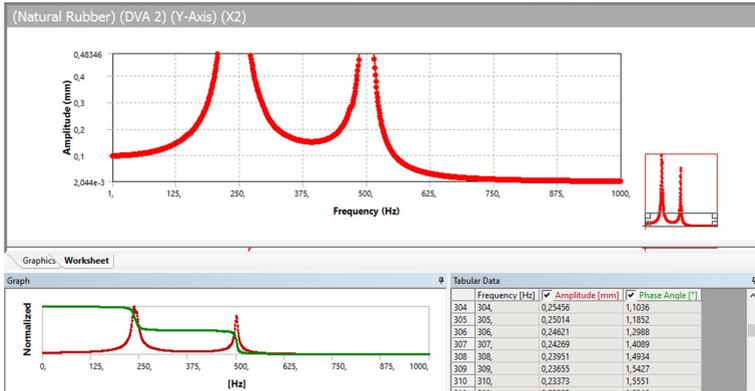


(b)

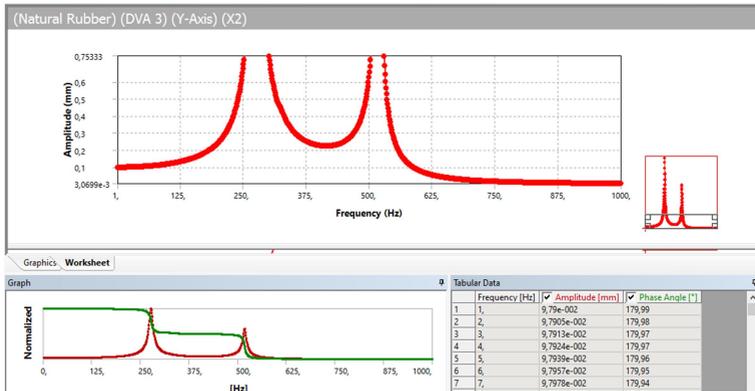


(c)

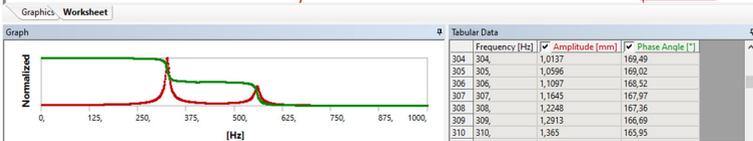
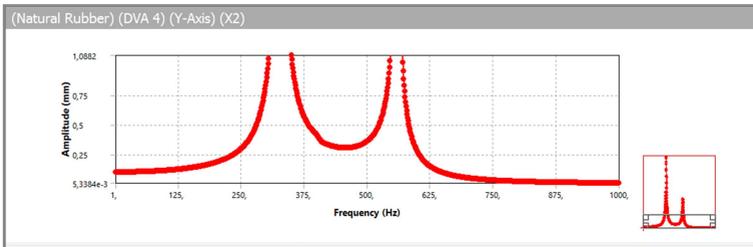
17. Frequency response DVA arah radial vertical dengan (a) 2 (b) 3 (c) 4 (d) 5 (e) 6 (f) 7 (g) 8 natural rubber



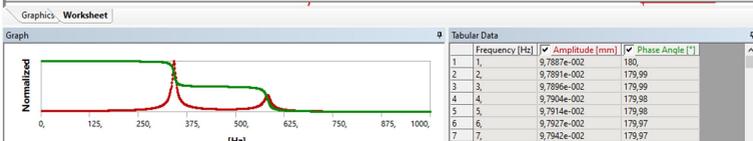
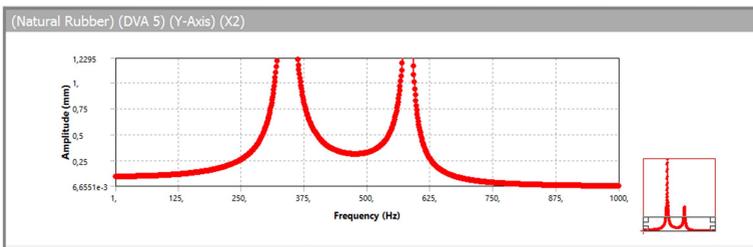
(a)



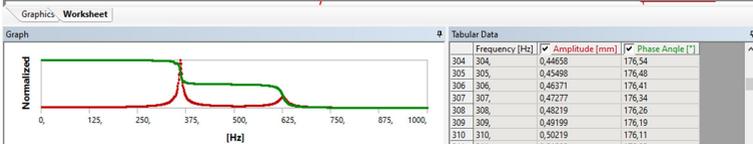
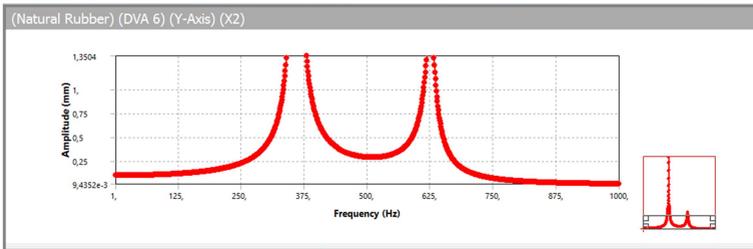
(b)



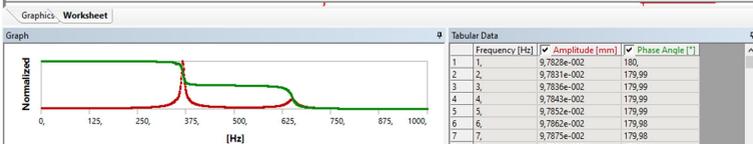
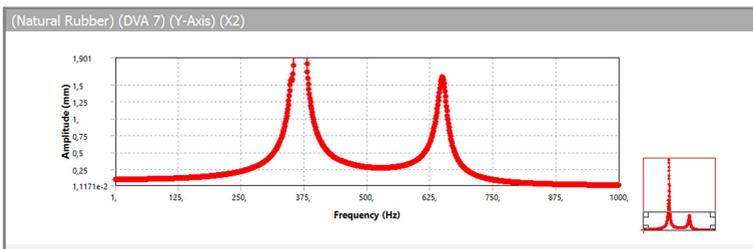
(c)



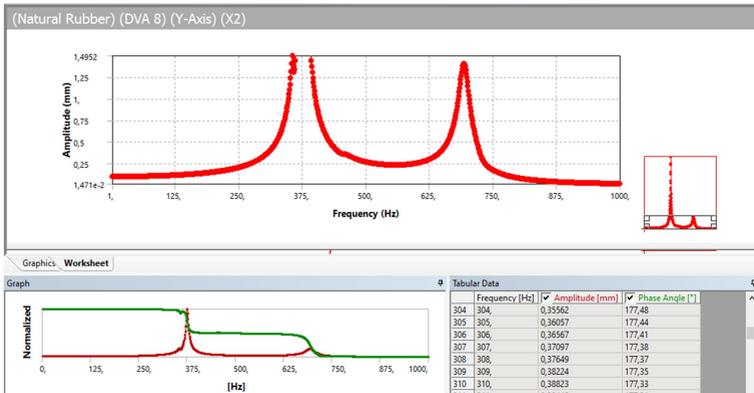
(d)



(e)

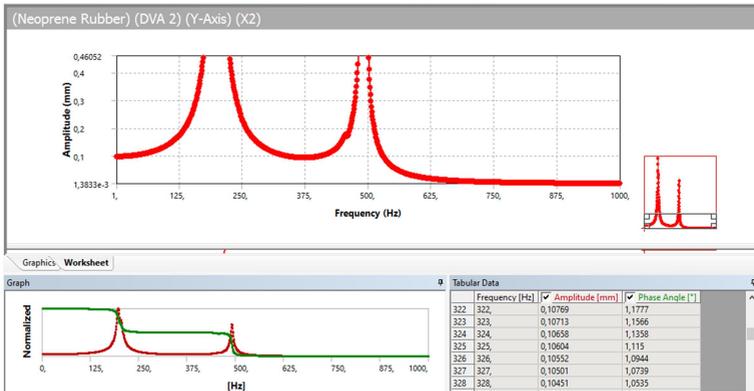


(f)

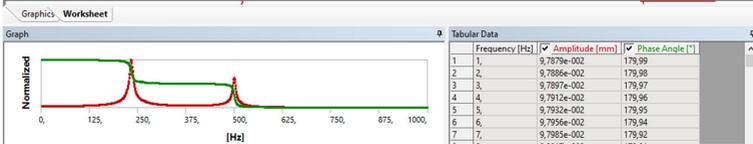
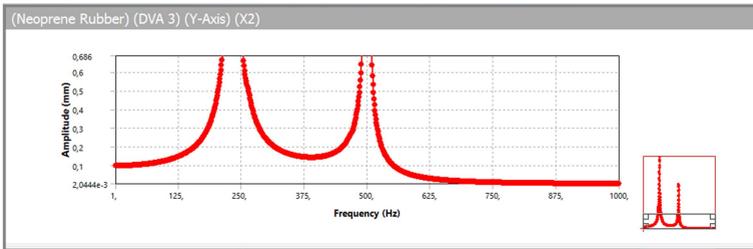


(g)

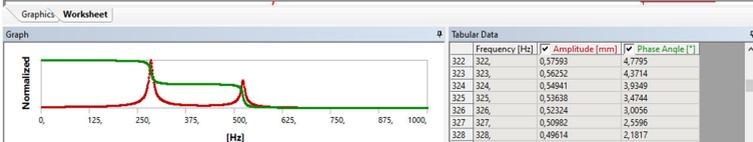
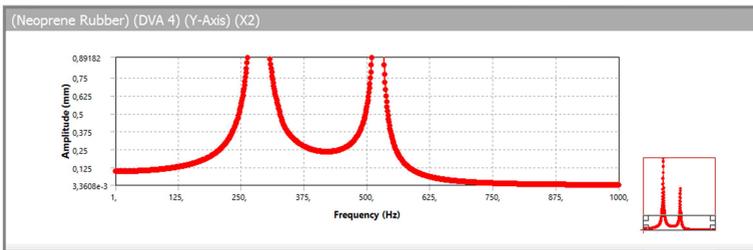
18. *Frequency response DVA arah radial vertical dengan (a) 2 (b) 3 (c) 4 (d) 5 (e) 6 (f) 7 (g) 8 neoprene rubber*



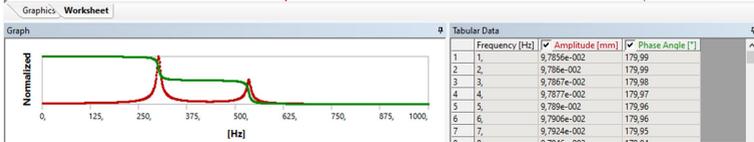
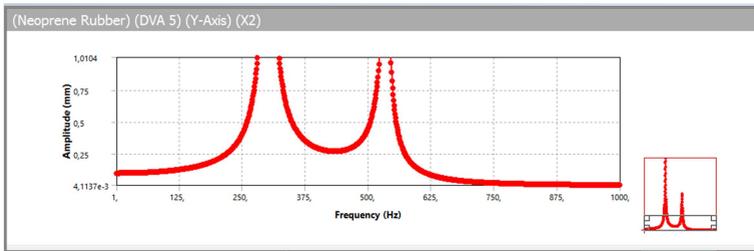
(a)



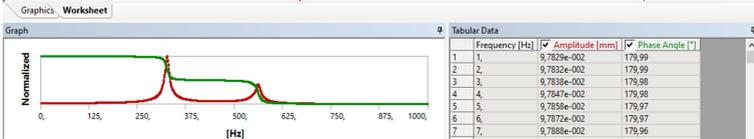
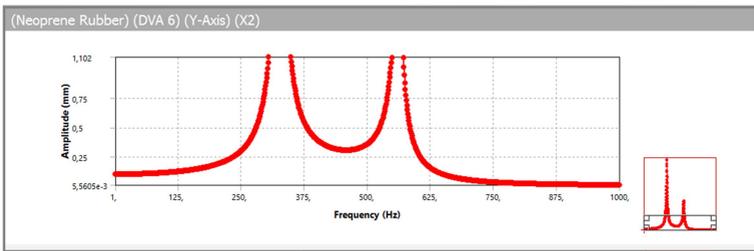
(b)



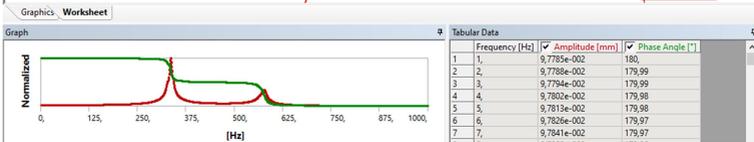
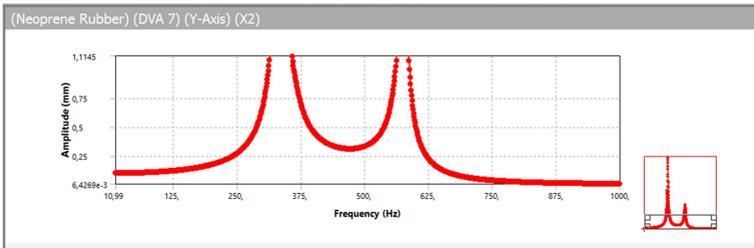
(c)



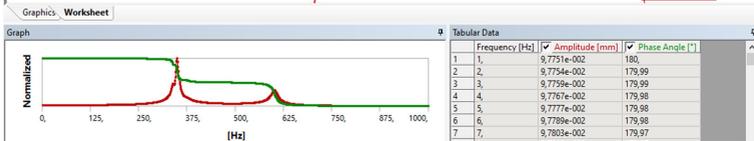
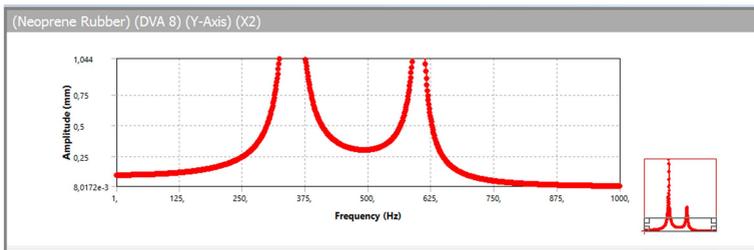
(d)



(e)

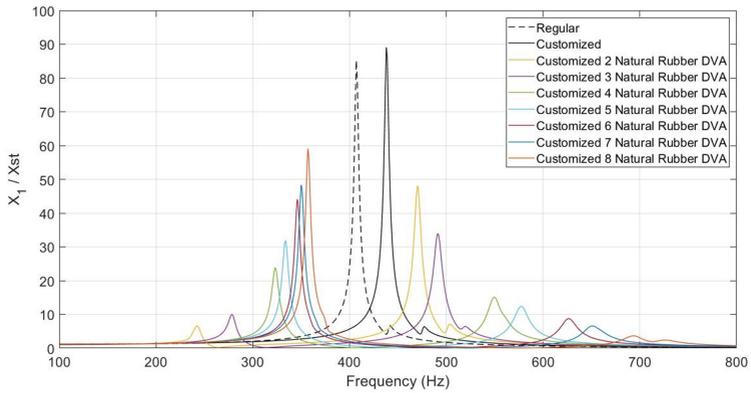
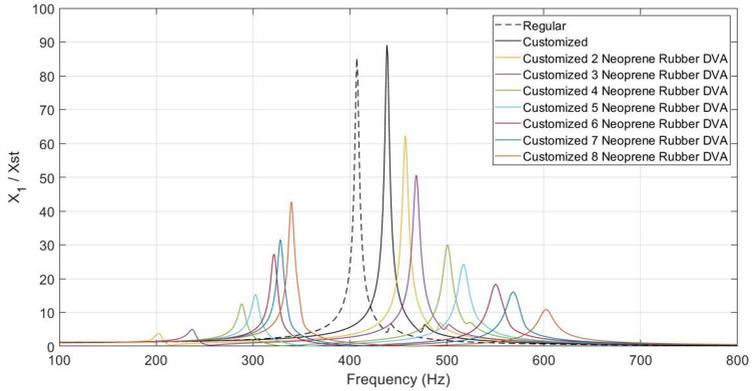


(f)

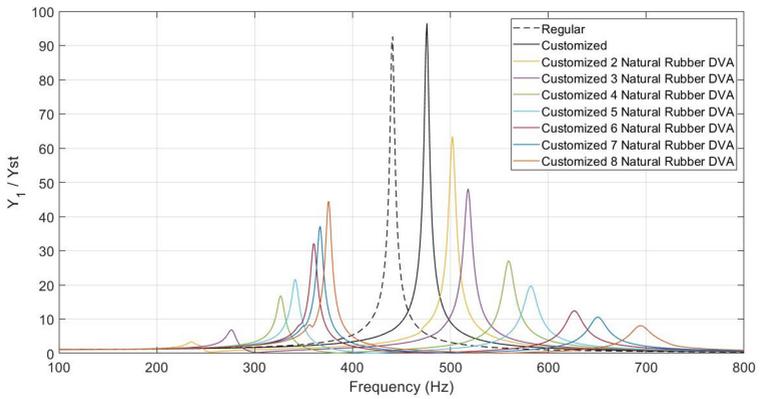
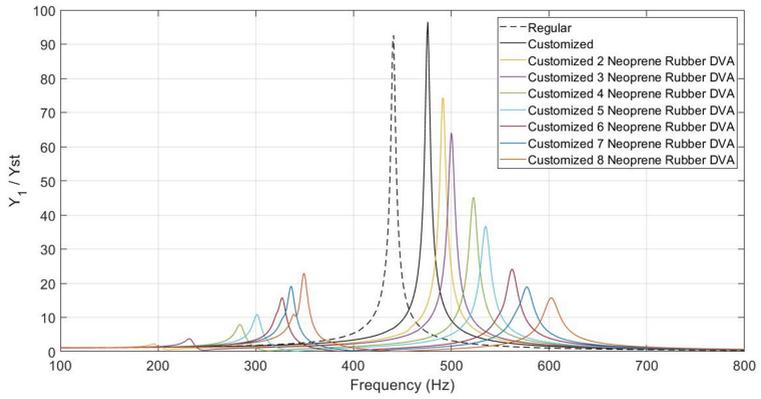


(g)

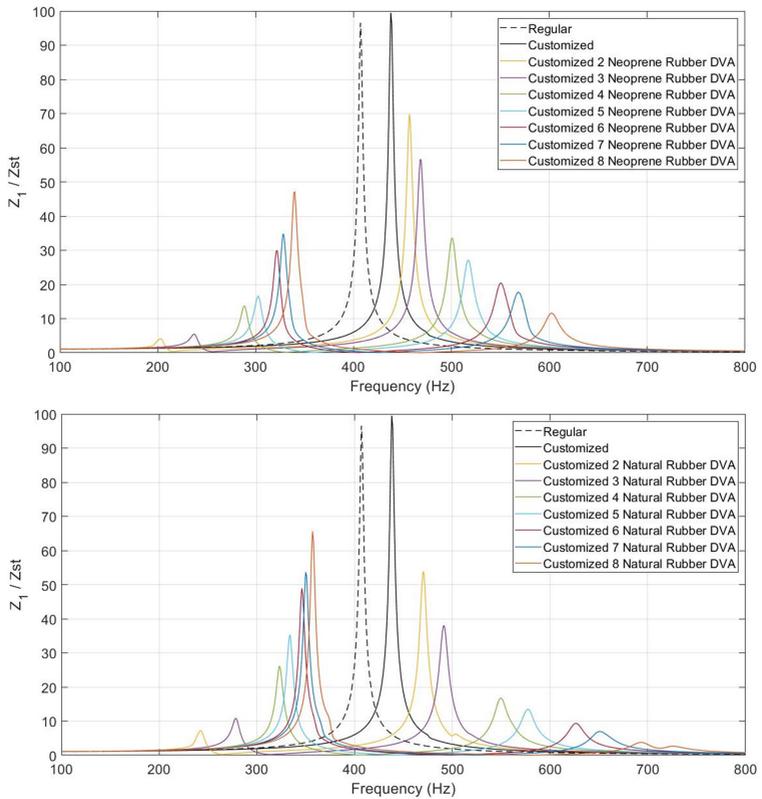
19. *Normalized frequency response boring bar arah (a) Axial (b) tangential (c) radial*



(a)



(b)



(c)

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Probolinggo, 17 Agustus 1998, merupakan anak pertama dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Tunas Mulia Probolinggo, SD Insan Terpadu Probolinggo, SMP Bhakti Pertiwi Probolinggo, SMAN 8 Malang. Setelah lulus pada kelas akselerasi dari SMAN 8 Malang tahun 2015, Penulis mengikuti SBMPTN dan diterima di Jurusan Teknik Mesin F-INDSYS ITS dan terdaftar dengan NRP. 0211154000145.

Penulis sempat aktif dibidang akademis maupun non-akademik selama berkuliah di kampus. Dibidang akademik di Jurusan Teknik Mesin Penulis mengambil Bidang Studi Rekayasa Vibrasi. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan Seminar yang diselenggarakan oleh jurusan, aktif sebagai Asisten Praktikum Mekanika Getaran, dan aktif sebagai Grader mata kuliah Kinematika Mekanisme, Dinamika Teknik, Kinematika dan Mekanisme, dan Mekanika Getaran. Selain itu Penulis juga sempat menjadi Guru Les Private. Dibidang non-akademik Penulis aktif sebagai Staff Multimedia dan Komunikasi Lembaga Dakwah Jurusan (LDJ) Ash-Shaff periode 2016 – 2017 dan Kepala Departemen Hubungan Luar Lembaga Dakwah Jurusan (LDJ) Ash-Shaff periode 2017 – 2018. Selain itu Penulis juga sempat terlibat dalam kegiatan Bakti Sosial dan Volunteer mengajar mengaji di sebuah Desa di Surabaya.

