TUGAS AKHIR – TM 184730

PEMODELAN DAN SIMULASI PENGARUH KEKAKUAN KARET DVA PADA BORING BAR TERHADAP REDUKSI GETARAN BORING BAR PADA PROSES PERMESINAN

RENO HARI PRATIKTO
NRP 02111540000196

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

PEMODELAN DAN SIMULASI PENGARUH KEKAKUAN KARET DVA PADA BORING BAR TERHADAP REDUKSI GETARAN BORING BAR PADA PROSES PERMESINAN

Reno Hari Pratikto
02111540000196

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

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

FINAL PROJECT – TM184835

THE DESIGN AND SIMULATION OF DVA RUBBER STIFFNESS EFFECT ON BORING BARS TOWARD THE VIBRATION REDUCTION OF BORING BARS IN THE MACHINING PROCESS (LATHE MACHINE)

Reno Hari Pratikto
02111540000196

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

UNDERGRADUATE PROGAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA, 2020

PEMODELAN DAN SIMULASI PENGARUH KEKAKUAN KARET DVA PADA BORING BAR TERHADAP REDUKSI GETARAN BORING BAR PADA PROSES PERMESINAN

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
Memperoleh gelar sarjana teknik
Program studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
Reno Hari Pratikto
NRP. 021115410000196

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.T. ..... (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 SIMULASI PENGARUH KEKAKUAN KARET DVA PADA BORING BAR TERHADAP REDUKSI GETARAN BORING BAR PADA PROSES PERMESINAN *(LATHE MACHINE)*

Nama Mahasiswa : Reno Hari Pratikto
NRP : 02111540000196
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

ABSTRAK

Dynamic Vibration Absorber dapat memaksimalkan kinerja suatu mesin maupun alat – alat permesinan. DVA bekerja dengan cara meredam getaran yang terjadi pada proses permesinan tersebut dan benda kerja hasil proses permesinan juga lebih maksimal. Contoh Vibrasi pada proses permesinan yaitu proses *boring*. Boring merupakan proses memperlebar lubang pada suatu material. Dalam proses pelebaran lubang tersebut, gerakan pemakanan benda kerja oleh alat potong dapat menimbulkan getaran. Salah satu bagian yang mengalami getaran berlebih adalah *Boring Bar*. Getaran yang berlebih pada Boring Bar ini dapat mengakibatkan kerusakan pada part part mesin dan juga hasil dari proses boring kualitasnya kurang maksimal. Oleh karena itu untuk meningkatkan kinerja mesin dan kualitas hasil boring maka digunakannya *Dynamic Vibration Absorber* pada *Boring Bar*.

Dalam penelitian ini dilakukan simulasi menggunakan *software ansys workbench* mengenai rancangan *Boring Bar* dengan *Dynamic Vibration Absorber* yang mampu mereduksi getaran ketika proses *boring*. Simulasi dilakukan dengan model *boring bar* L/D 8 dengan panjang 256 mm dan diameter 32 mm dengan DVA dan tanpa DVA. DVA diletakkan didalam *boring bar* dengan desain massa absorber berbentuk *cylinder* dengan material

tungsten carbide, panjang 90 mm dan diameter 16 mm, pada pada kedua ujung massa absorber dilapisi karet bermaterial *natural rubber* sebagai kekakuan dva dengan diameter luar 21 mm dengan variasi panjang karet 20 mm, 30 mm, 40 mm. Simulasi dilakukan pada variasi putaran spindel 250 rpm, 370 rpm, 630 rpm, 920 rpm dengan gaya Fc, Ft, Fr pada ujung insert boring bar, depth of cut 0.4 mm dan feed rate 0.1 mm. Hasil simulasi yang diamati yaitu pengaruh kekakuan dari DVA yang divariasikan terhadap getaran yang terjadi pada kondisi variasi putaran spindel. Benda kerja yang digunakan menggunakan material AISI 4340 dan *boring bar* menggunakan material AISI 1045.

Dari simulasi yang telah dilakukan, didapatkan hasil reduksi paling optimum yaitu dva dengan variasi karet 30 mm mampu mereduksi getaran sebesar 79% ketika sistem bekerja pada putaran spindel 370 rpm dengan frekuensi operasi 410 Hz yang mendekati frekuensi natural sistem utamanya. Dan pada dva 30 mm juga mereduksi getaran pada variasi kecepatan putar spindel 250, 370, 630 rpm. Sedangkan untuk reduksi tertinggi didapat dva dengan variasi karet 20 mm pada kecepatan putar spindel 630 rpm dengan frekuensi operasi 364 Hz dengan reduksi sebesar 93,63%. Pada dva karet 20 mm memiliki range daerah redaman frekuensi operasi 305 – 421 Hz, dva karet 30 mm memiliki range frekuensi 359 – 519 Hz, dan dva dengan karet 40 mm memiliki range frekuensi 371 – 658 Hz.

Kata Kunci: Boring Bar, DVA, Getaran, Kekakuan Karet

THE DESIGN AND SIMULATION OF DVA RUBBER STIFFNESS EFFECT ON BORING BARS TOWARD REDUCING VIBRATIONS OF BORING BAR IN THE MACHINING PROCESS *(LATHE MACHINE)*

Student Name : Reno Hari Pratikto
NRP : 02111540000196
Departement : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

ABSTRAK

Dynamic Vibrations Absorber can optimize the performance of a machine or machining tools. DVA works by reducing vibrations that occur in the machining process and the workpiece resulting from the machining process is also more maximized. An example of vibration in the machining process is boring process. Boring is the process of widening a hole in a material. In the process of widening the hole, infeeding movement of the workpiece by the cutting tool can cause vibrations. One of the parts that is subject to over vibration is the boring bar. Excessive vibrations on these boring bars can cause damage to machine parts and also result from the boring process quality is less than optimal. Therefore to improve the performance of boring machines and the quality of boring process, dva is used on boring bars.

In this final project, a simulation has been carried out using Ansys Workbench software regarding boring bar design with dynamic vibration absorber which is able to reduce vibrations during boring process. The simulation is about boring bar L/D 8 model with a length 0f 256 mm and a diameter of 32 mm with dva

and without dva. The DVA is placed in a boring bar with cylinder mass with tungsten carbide material, 90 mm length and 16 mm diameter, at both ends of absorber mass is natural rubber material as stiffness dva with an outer diameter of 21 mm with a variation of 20 mm, 30 mm, 40 mm rubber length. The simulation was carried out at various spindle rotation of 250 rpm, 370 rpm, 630 rpm, 920 rpm, with Fc, Ft, Fr force at the end of the insert boring bar, depth of cut 0.4 mm and feed rate 0.1 mm. The observed simulation results are the dva rubber stiffness effect on boring bars towards the vibration reduction of boring bars in the various conditions of spindle rotation. Workpiece used AISI 4340 material and boring bar used AISI 1045 material.

From simulation we get the most optimum reduction results are dva with a variation of 30 mm rubber which can reduce vibrations by 79% when the system work at 270 rpm with an operating frequency of 410 Hz which is close to the natural frequency of the main system. And at dva 30 mm it can also reduce vibrations at variations in the spindle rotating speed of 250, 370, 630 rpm. Whereas for the highest reduction, the dva was obtained with a 20 mm rubber variation at the spindle speed of 630 rpm operating frequency of 364 Hz with a reduction of 93,63%. The 20 mm rubber dva has a damping area range of operation frequencies 305-421 Hz, the 30 mm rubber dva has a frequency range of 359-519 Hz, and the 40 mm rubber dva has a frequency range of 371-658 Hz.

Keyword: *Boring bar, DVA, Vibration, Rubber Stiffness*

KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya Tugas Akhir beserta Laporan Tugas Akhir yang berjudul **Pemodelan Dan Simulasi Pengaruh kekakuan Karet DVA Pada Boring Bar Terhadap Reduksi Getaran Boring Bar Pada Proses Permesinan (Lathe Machine)**

Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian Tugas Akhir dan laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Kedua orang tua penulis, Bapak **Suprayitno**, Ibu **Sulis Hariyani** dan Kakak **Yogi Eka Ardiansyah (alm.)**, serta saudara-saudari penulis yang telah memberikan dukungan dalam segala bentuk dan doa yang tidak ada henti-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. Bapak **Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.,** Ibu **Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.** dan Bapak **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. Bapak **Suwarno, S.T. MSc., Ph.D.** selaku dosen wali yang telah membimbing selama perkuliahan.
5. Seluruh teman Tugas Akhir (Nugraha Merdekawan, Bramantya Adhi nugraha, Vito Hanif Addinuri, Tiara Mayangsari, Neneng Khoirunisa, Saffirranika Mulya Nova, Firdha Ramadhanti, dkk) terima kasih atas motivasi dan segala bentuk dukungan yang diberikan.

6. Seluruh teman teman kontrakan Star family (Aldien, Alfin, Andreas, Marga, Aufar, farid, Hafidh, Abud, AB, Pras, Roni, rezky, Sakti, Teduh), Blitar Fam (Adi, Purnawira, BK, Bibot, dkk), seluruh keluarga lab vibrasi, Ali patel, vera kampret dan Jewan family.
7. Seluruh teman-teman satu angkatan M58 yang telah menemani selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin.
8. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Mesin FTI-ITS, terima kasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
9. 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. Selain itu, semoga dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan Tugas Akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, 9 Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI vii

DAFTAR GAMBAR..... xi

DAFTAR TABEL.....xv

KATA PENGANTAR.....viii

BAB I PENDAHULUAN xix

1.1 Latar Belakang.....1

1.2 Rumusan Masalah.....2

1.3 Batasan Masalah 3

1.4 Tujuan.....3

1.5 Manfaat Penelitian 3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI 4

2.1 Getaran.....5

2.2 Multi Degree Of Freedom.....5

2.3 Dynamic Vibration Absorber.....7

2.4 Undamped Dynamic Vibration Absorber 8

2.5 Damped Dynamic Vibration Absorber 10

2.6 Vibrasi dan Chatter pada proses pengeboran.....13

2.7 Gaya pada Proses Pengeboran 14

2.8 Mesin Bubut.....17

2.9 Tinjauan Pustaka.....19

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....31

3.1 Flowchart Penelitian 31

3.2 Penjelasan Tahap Penelitian 34
3.2.1 Studi Literatur..... 34
3.2.2 Identifikasi Masalah 35
3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan DVA …….....35
3.2.3.1 Sistem Utama 35
3.2.3.2 Mekanisme DVA..... 37
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis..... 38
3.2.4.1 Sistim Utama Tanpa DVA 38
3.2.4.2 Sistim Utama dengan DVA..... 39
3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak..... 40
3.2.5.1 Sistim Utama tanpa DVA..... 40
3.2.5.2 Sistim Utama dengan penambahan DVA..... 43
3.2.6 Perencanaan Desain..... 47
3.2.7 Perencanaan Parameter..... 55
3.2.7.1. Massa Sistem Utama (M_1) dan Massa Absorber (M2) 55
3.2.7.2. DVA..... 58
3.2.7.3. Cutting Parameter 60
3.2.8 Simulasi 62
3.2.9 Reduksi Respon Sistem Utama 67
3.2.10 Analisa Hasil dan Validasi 68
3.2.11 Kesimpulan..... 68
BAB IV ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN 69

4.1 Analisa Respon Getaran..... 69
4.1.1 Respon Getaran Boring Bar tanpa DVA..... 69
4.1.2 Respon Getaran Boring Bar Arah Sumbu Y (Tangensial) 72
4.1.3 Respon Getaran Boring Bar Arah Sumbu Z (Axial) 74
4.1.4 Respon Getaran Boring Bar Arah Sumbu X..... 76
4.2 Analisa Reduksi Getaran 78
4.2.1 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 250 RPM 78
4.2.2 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 370 RPM 80
4.2.3 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 630 RPM 81
4.2.4 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 920 RPM 81
4.2.5 Analisa Reduksi Getaran 82
BAB V KESIMPULAN 87
5.1 Kesimpulan 87
5.2 Saran 88
DAFTAR PUSTAKA..... 88
LAMPIRAN 90

Halaman ini sengaja dikosongkan

Daftar Gambar

Gambar 2. 1 Sistem undamped dengan 3 DOF 6
Gambar 2. 2 Undamped Dynamic Vibratonn Absorber, (Rao, 2011) 8
Gambar 2. 3 Grafik pegnaruh penggunaan undamped dynamic vibration absorber (Rao, 2011) 10
Gambar 2. 4 Pemodelan sistem dinamis dengan damped dynamic vibration absorber (Rao, 2011) 11
Gambar 2. 5 Pengaruh dari *damped vibration absorber* terhadap respon sistem utama (Rao, 2011) 13
Gambar 2. 6 Skematik pada proses permesinan (a) dan gaya pada proses permesinan (b) (Kalpakjian & Schmid, 2009) 15
Gambar 2. 7 *General recommendation for turning operation* (Kalpakjian & Schmid, 2009) 16
Gambar 2. 8 General view of a typical lathe, showing various components (Kalpakjian & Schmid, 2009) 18
Gambar 2. 9 Respon getaran sistem uatama (Zulfianti, 2018) 20
Gambar 2. 10 Respon getaran sistem *absorber* (Zulfianti, 2018) 21
Gambar 2. 11 Desain Mekanisme Sistem Penelitian..... 21
Gambar 2. 12 Hasil simulasi 22
Gambar 2. 13 Boring Bar Dengan DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) 23
Gambar 2. 14 Rasio Amplitudo boring bar akibat variasi *stiffness* DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) 24
Gambar 2. 15 Hasil eksperimen Pengeboran (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) 25
Gambar 2. 16 Skema rangkaian alat eksperimen (Liu, Liu, & Wu, 2018) 26

Gambar 2. 17 Grafik Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Dengan Variasi Nilai Kekakuan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018) 27
Gambar 2. 18 Desain Sistem Penelitian Pachpute..... 27
Gambar 2. 19 Grafik hasil Penelitian Pachpute..... 28
Gambar 2. 20 Grafik Perbandingan Frekuensi *Chatter* Berdasarkan Hasil Eksperimen dan Hasil Perhitungan Matematis. (Ugochukwu, 2018).... 29

Gambar 3. 1 *Flowchart* Penelitian 34
Gambar 3. 2 Desain Boring Bar 36
Gambar 3. 3 Posisi Peletakan boring Bar..... 36
Gambar 3. 4 DVA 37
Gambar 3. 5 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa DVA 38
Gambar 3. 6 Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan DVA 39
Gambar 3. 7 Freebody Diagram Sistem Utama tanpa DVA 41
Gambar 3. 8 *free body diagram* dari sistem utama dengan penambahan DVA..... 43
Gambar 3. 9 Dimensi Head Boring Bar 48
Gambar 3. 10 Head,Pin dan Bolt..... 48
Gambar 3. 11 Dimensi Body Boring Bar 49
Gambar 3. 12 Body Boring Bar..... 50
Gambar 3. 13 Simulasi deformasi statis (a) Sebelum diberi cavity (b) Sesudah diberi cavity..... 51
Gambar 3. 14 *Insert*..... 52
Gambar 3. 15 Dimensi Massa Absorber..... 53
Gambar 3. 16 Massa Absorber 54
Gambar 3. 17 Rubber Bush 54
Gambar 3. 18 Hasil simulasi ansys untuk penentuan nilai kekakuan (K1)..... 55

Gambar 3. 19 Hasil simulasi ansys untuk mencari nilai frequensi natural (Wn1) 56
Gambar 3. 20 Gaya pada proses boring..... 62
Gambar 3. 21 Rancangan Boring bar dengan DVA 64
Gambar 3. 22 Hasil mesh boring bar rigid 65
Gambar 3. 23 Contoh Proses Simulasi Static Structural 66
Gambar 3. 24 Modal dan Harmonic Response..... 67

Gambar 4. 1 Bode diagram boring bar tanpa dva pada arah x (a), y (b), z (c) 71
Gambar 4. 2 Bode diagram boring bar arah sumbu Y (tangensial) 73
Gambar 4. 3 Bode diagram boring bar arah sumbu Z (axial)..... 75
Gambar 4. 4 Bode diagram boring bar arah sumbu X (radial) 77
Gambar 4. 5 Grafik hasil reduksi getaran pada variasi rpm 83

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Tabel Perbandingan Data Hasil Eksperimen dan Hasil Perhitungan..... 30

Tabel 3.1 Parameter Penelitian Boring Bar..... 58
Tabel 3. 2 Parameter Penelitian DVA 60
Tabel 3. 3 Parameter Mesin Bubut..... 61
Tabel 3. 4 Parameter Gaya Mesin Bubut..... 62
Tabel 3. 5 Material Properties 63

Tabel 4. 1 Frekuensi daerah redaman boring bar arah tangensial 74
Tabel 4. 2 Frekuensi daerah redaman boring bar arah axial..... 76
Tabel 4. 3 Frekuensi daerah redaman boring bar arah radial 78
Tabel 4. 4 tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 250 RPM..... 79
Tabel 4. 5 Tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 370 RPM 80
Tabel 4. 6 Tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 630 RPM 81
Tabel 4. 7 Tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 920 RPM 82

Halaman ini sengaja dikosongkn

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dynamic Vibration Absorber atau yang biasa dikenal dengan sebutan *DVA* saat ini telah banyak dilakukan penelitiannya. Penelitian tentang pengembangan *Dynamic Vibration Absorber* ini dilakukan dikarenakan *DVA* dapat memaksimalkan kinerja suatu mesin maupun alat – alat permesinan dengan cara meredam getaran yang terjadi pada proses permesinan tersebut. Vibrasi pada proses permesinan tidak dapat terhindarkan, contohnya seperti pada proses *boring*. Boring merupakan proses memperlebar lubang pada suatu material. Dalam proses pelebaran lubang tersebut, gerakan pemakanan benda kerja oleh alat potong dapat menimbulkan getaran. Salah satu bagian yang mengalami getaran berlebih adalah *Boring Bar*. Getaran yang berlebih pada Boring Bar ini dapat mengakibatkan kerusakan pada part part mesin dan juga hasil dari proses boring kualitasnya kurang maksimal. Salah satu penyebab boring bar memiliki getaran berlebih yaitu ketika boring bar memiliki rasio panjang / diameter yang besar, hal ini terjadi karena kecilnya nilai kekakuan pada boring bar itu sendiri. Oleh karena itu untuk meningkatkan kinerja mesin dan kualitas hasil boring maka digunakannya *Dynamic Vibration Absorber* yang telah didesain sesuai kegunaan *Boring Bar*. *DVA* ini diletakkan didalam *Boring Bar* sehingga pada saat boring bar dioperasikan pada frekuensi natural, *DVA* akan bergerak naik turun berlawanan dengan gerak Boring Bar dan meredam getaran yang terjadi pada system tersebut.

Penelitian dan pengembangan penggunaan Dynamic Vibration Absorber pada proses boring atau permesinan masih kurang mengenai informasi data dan parameter yang sesuai untuk mencapai tingkat efisien sesuai kebutuhan tertentu. Menurut

penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Lie Li menggunakan DVA untuk meredam getaran dengan menambahkan *rubber bush* (karet) dan mendapatkan hasil dengan frekuensi yang sama mampu meredam getaran dan mendapat *ratio* amplitude kurang dari 1. Dan juga pada penelitian Xianli Liu yaitu dengan mendesain bagian belakang boring bar yang dapat menyesuaikan kekakuan variable stiffness dynamic vibration absorber (VSDVA) dengan frekuensi eksitasi tertentu didapatkan hasil yaitu desain baru boring bar yang mampu mengurangi getaran.

Dalam penelitian ini telah dilakukan simulasi menggunakan *software ansys workbench* mengenai rancangan *Boring Bar* dengan *Dynamic Vibration Absorber*. DVA diletakkan didalam *boring bar* sehingga mengurangi getaran berlebih pada *boring bar* ketika proses *boring* berjalan. Hal ini dikarenakan gerak dva berlawanan dengan arah gerak *boring bar*, dimana massa dan kekakuan dva akan menyerap getaran yang terjadi. Simulasi yang diamati yaitu pengaruh kekakuan dari DVA yang divariasikan terhadap getaran yang terjadi pada kondisi frekuensi tertentu.

1.2 Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana rancangan sistem utama yang mempresentasikan getaran saat proses Boring ?
2. Bagaimana rancangan dan mekanisme Dynamic Vibration Absorber yang mampu mereduksi getaran pada Boring Bar?
3. Bagaimana pengaruh variasi kekakuan Dynamic Vibration Absorber terhadap respon reduksi getaran pada Boring Bar?

1.3 Batasan Masalah

Agar penelitian tidak meluas ke bagian lain, maka diperlukan batasan masalah sebagai berikut:

1. Parameter yang didapat berdasarkan jurnal.
2. Sumber getaran terletak pada ujung head boring bar
3. Tidak ada slip antara clamp dan boring bar.
4. Getaran dari luar mekanisme diabaikan, dalam hal ini hanya getaran pada boring bar yang diteliti.
5. Nilai konstanta kekakuan karet dianggap linear.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui rancangan system utama yang mempresentasikan getaran saat proses boring.
2. Mengetahui rancangan dan mekanisme Dynamic Vibration Absorber yang mampu mereduksi getaran pada Boring Bar.
3. Mengetahui pengaruh variasi kekakuan Dynamic Vibration Absorber terhadap respon reduksi getaran pada Boring Bar?

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Dapat digunakan sebagai dasar untuk pengembangan DVA jenis yang sama pada penelitian selanjutnya.
2. Meningkatkan kualitas hasil proses permesinan (pengeboran).

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Getaran

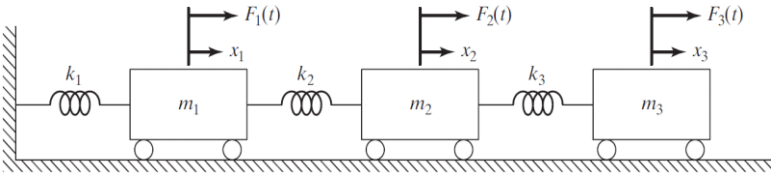
Getaran secara umum dapat didefinisikan sebagai Gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik kesetimbangannya. Ada dua jenis getaran yang umum yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas terjadi jika sistem berosilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri atau tidak ada gaya luar yang bekerja. Sistem yang bergetar bebas akan bergetar pada satu atau lebih frekuensi naturalnya.

Sedangkan getaran paksa yaitu getaran yang terjadi karena rangsangan gaya dari luar. Jika rangasangan tersebut berosilasi maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi eksitasinya. Jika frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi natural maka system terjadi resonansi yang sangat membahayakan. Semua system yang bergetar mengalami redaman sampa derajat tertentu karena energi didisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman kecil maka pengaruhnya kecil pada frekuensi natural.

2.2 Multi Degree Of Freedom

Multi derajat kebebasan (*multi degree of freedom*) untuk sistem yang gerakannya digambarkan oleh lebih dari satu koordinat. Pada perancangan ini akan digunakan sistem *Multi Degree of Fredom*. Persamaan gerak untuk *Multi Degree of*

Fredom (M.D.O.F) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem MDOF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDOF. Secara sederhana, system MDOF dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya F1(t), F2(t) dan F3(t) seperti pada gambar berikut.



Gambar 2. 1 Sistem undamped dengan 3 DOF .

Dari gambar 2.1 di atas merupakan skema dari forced multi dof vibration yang menggambarkan suatu sistem dengan massa dan pegas yang bergerak akibat adanya gaya F. Dari gambar 2.1 di atas, didapatkan persamaan gerak dengan menerapkan Hukum Newton kedua untuk setiap massa yang dituliskan pada persamaan berikut

$$mi\ddot{x}i + kixi = \sum Fi$$

(2.1) Persamaan 2.1 terdiri dari i = 1,i = 2,$dan\ i$ = 3. Dari persamaan (2.1) di atas, didapatkan matriks dari persamaan gerak untuk skema pada gambar 2.2 sebagai berikut:

$$[m]\ddot{x} + [k]x = [F] \qquad (2.2)$$

Dimana $[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}$;

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

Sehingga didapatkan persamaan matriks yang dituliskan pada persamaan (2.3) berikut:

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

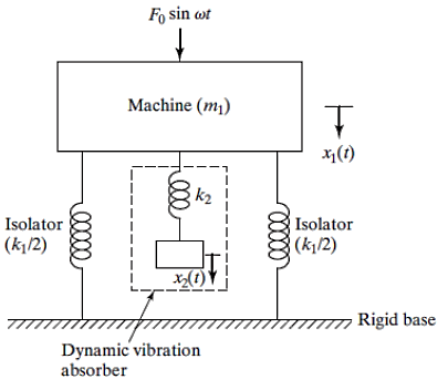
2.3 Dynamic Vibration Absorber

Dynamic Vibration Absorber merupakan alat mekanis digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA ini terdiri dari massa dan kekakuan lain yang melekat pada massa utama yang perlu dilindungi dari getaran. Dengan demikian massa utama dan massa absorber yang terpasang merupakan sistem dua derajat kebebasan, maka getaran absorber akan memiliki dua frekuensi alami. Penyerap getaran pada umumnya digunakan dalam mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena getaran absorber diatur untuk satu frekuensi tertentu dan berlaku efektif hanya melalui frekuensi pita sempit. Contoh aplikasi umum dari peredam getaran yaitu pada alat dengan gerak maju mundur, seperti sanders, gergaji, dan compactor, yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk konsumsi bahan bakar minimal).

Dalam sistem ini, peredam getaran membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (reciprocating). Tanpa peredam getaran, gaya dari gerak maju mundur (reciprocating force) tidak seimbang, dan bisa membuat perangkat tidak mungkin untuk terus dikontrol. peredam getaran juga digunakan pada transmisi tegangan tinggi.

2.4 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Skema sederhana dari sistem utama yang dipasangi DVA tidak teredam merupakan penambahan massa absorber (m2) dan pegas absorber (k2) sehingga sistem dapat dimodelkan seperti gambar 2.2 dibawah ini:



Gambar 2. 2 Undamped Dynamic Vibratonn Absorber, **(Rao, 2011)**

Dari gambar 2.2 di atas terdapat system dengan sebuah massa (m_1) yang bergetar karena gaya dengan amplitude F, Undamped *DVA* dituliskan (m_2) yang dipasangkan pada (m_1) dengan dihubungkan melalui pegas (k_2). Kemudian didapatkan persamaan gerak yang dituliskan pada persamaan (2.8) dan (2.9) di bawah ini.

$$m\ddot{x}1 + k1x1 + k2(x1 - x2) = F0 \sin\omega\, t \qquad (2.3)$$

$$m\ddot{x}2 + k2(x2 - x1) = 0 \qquad (2.4)$$

Dengan mengasumsikan solusi harmonik yaitu $xj(t) = Xj sin\omega t$, j = 1,2 sehingga amplitude steady state dari $m1$dan $m2$ adalah

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

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

Untuk membuat amplitudo $m1$ nol maka numerator dari persamaan (2.10) harus sama dengan nol, sehingga persamaan tersebut menjadi

$$\omega 2 = \frac{K2}{M2} \qquad (2.5)$$

Massa utama tanpa DVA memiliki resonansi natural $\omega 2 \cong \omega 12 = k1\ m1$, maka desain dari absorber persamaannya menjadi

$$\omega 2 = \frac{K2}{M2} = \frac{K1}{M1} \qquad (2.6)$$

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

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}\ , \omega_1 = (\frac{K_1}{m_1})^{\frac{1}{2}} \qquad (2.7)$$

Sebagai frekuensi natural sistem utama, dan

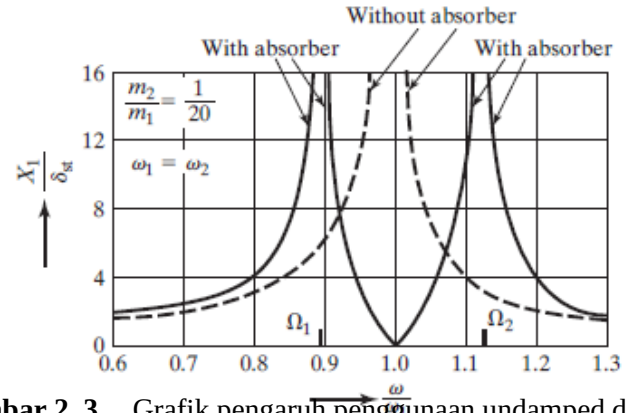
$$\omega_2 = (\frac{K_2}{m_2})^{\frac{1}{2}} \qquad (2.8)$$

Sebagai frekuensi natural absorber. Didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1+\frac{k_2}{k_1}-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right]\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right]-\frac{k_2}{k_1}} \tag{2.9}$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1+\frac{k_2}{k_1}-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right]\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right]-\frac{k_2}{k_1}} \tag{2.10}$$

Penambahan DVA pada sistem juga akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitude respon sistem terhadap rasio frekuensi natural sistem ditunjukkan oleh gambar 2.3 berikut.

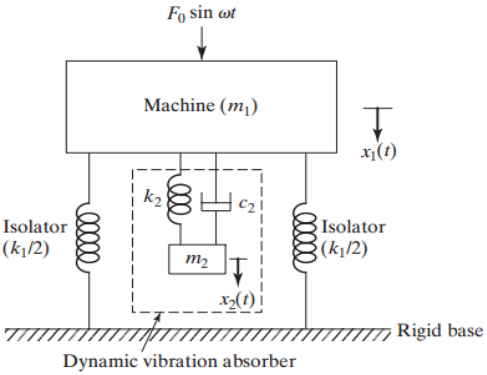


Gambar 2. 3 Grafik pengaruh penggunaan undamped dynamic vibration absorber **(Rao, 2011)**

2.5 Damped Dynamic Vibration Absorber

Undamped-dynamic vibration absorber seperti yang dijelaskan di atas menghasilkan dua puncak baru sehingga massa utama mengalami amplitudo yang besar di puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*. Amplitudo yang besar ini dapat diredam atau

diresuksi dengan menambahkan *damped-dynamic vibration absorber* seperti yang terlihat pada gambar 2.4 di bawah ini.



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

Berdasarkan gambar 2.4 di atas, didapatkan persamaan gerak dari massa $m1$ dan $m2$ adalah sebagai berikut:

$$m_1\ddot{x}_1+k_1x_1+k_2(x_1-x_2)+c_2(\dot{x}_1-\dot{x}_2) = F_0 sin\omega t \qquad (2.11)$$

$$m_2\ddot{x}_2+k_2(x_2-x_1)+c_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1) = 0 \qquad (2.12)$$

Dengan asumsi persamaan harmonik, didapatkan:

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

Berdasarkan gambar di atas, didapatkan persamana gerak dari massa m_1 dan m_2 yaitu:

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.13)$$

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

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka:

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

Sehingga didapatkan amplitudo *steady state* dari massa m_1 dan m_2 sebagai berikut.

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.15)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)} \quad (2.16)$$

Dimana:

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

$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}$ = *static deflection of the system*

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

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

$f = \frac{\omega_a}{\omega_n}$ = *ratio of natural frequency*

$g = \frac{\omega}{\omega_n}$ = *forced frequency ratio*

$cc = 2m\omega_n$ = *critical damping constant*

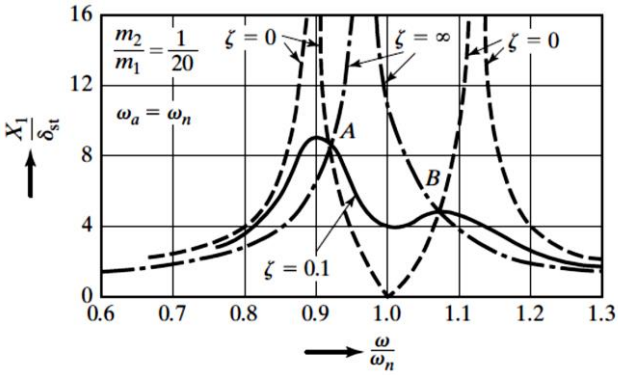
$$\zeta = \frac{c_2}{c_c} = \textit{damping ratio} \quad (2.17)$$

Sehingga nilai X_1 dan X_2 dapat dinyatakan dalam :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + \left(g^2 - f^2\right)^2}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2}\right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.18)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2}\right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.19)$$

Persamaan 2.18 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama yang merupakan fungsi dari μ, f, g, dan ζ. Pada gambar 2.5 di bawah ini menunjukkan grafik hubungan antara $\left|\frac{X_1}{\delta_{st}}\right|$terhadap *forced frequency ratio* (g) dengan nilai $f = 1$, $\mu = \frac{1}{20}$, dan variasi ζ adalah 0, 0.1, dan ∞. Pada kondisi beresonansi amplitude dari massa utama tidak sama dengan nol (0).



Gambar 2. 5 Pengaruh dari *damped vibration absorber* terhadap respon sistem utama **(Rao, 2011)**

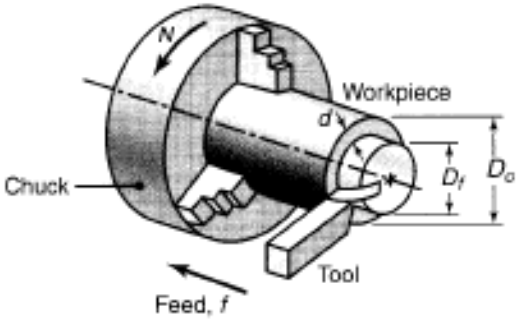
2.6 Vibrasi dan Chatter pada proses pengeboran

Pada saat pengeboran terdapat gaya yang bekerja secara fluktuatif yang mengakibatkan getaran berlebih, getaran berlebih karena frekuensi getaran pada gaya eksitasi mendekati frekuensi natural dari pahat. Untuk mengurangi getaran tersebut frekuensi getaran pada eksitasi harus dinaikan atau diturunkan agar tidak terjadi resonansi dengan pahat. Chatter Vibration bisa dikatakan *Self-Excited Vibration* adalah getaran yang terjadi karena ujung pahat mengenai chip removal. Chip removal berasal dari hasil pemotongan benda kerja, kondisi permukaan benda kerja ataupun gesekan permukaan benda kerja.

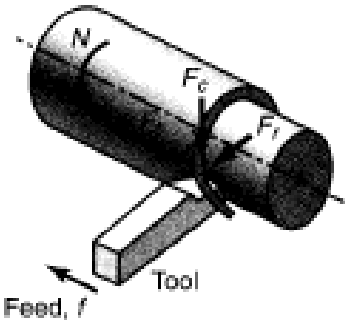
Vibrasi yang berlebih dan Chatter dapat mengakibatkan kerusakan pada komponen mesin, akurasi dan presisi dari komponen mesin berkurang sehingga hasil finishing pada benda kerja menjadi tidak maksimal, dan menggangu lingkungan sekitar akibat kebisingan yang ditimbulkan. Terdapat beberapa cara mengurangi getaran seperti menggunakan vibration absorber, mengatur parameter cutting speed, feed, depth of cut, cuting fluids untuk menghidari resonansi.

2.7 Gaya pada Proses Pengeboran

Pada proses pengeboran terdapat tiga gaya yang bekerja berdasarkan arah gaya yaitu gaya tangensial, radial, dan aksial. Gaya tersebut sangat memperngaruhi saat proses pengeboran. Material serta desain dari mesin atau alat pengeboran harus dapat menerima ketiga gaya tersebut, agar tidak mengalami kegagalan kerja.



(a)



(b)

Gambar 2. 6 Skematik pada proses permesinan (a) dan gaya pada proses permesinan (b) **(Kalpakjian & Schmid, 2009)**

Pada gambar diatas gambar 2.6 merupakan gaya yang terjadi pada proses permesinan adalah gaya pemotongan gaya tangensial / *cutting force* (Fc) , gaya axial / *thrust force* (Ft) dan gaya radial / *radial force* (Fr). *Cutting force* (Fc) arah kerjanya kearah bawah pada ujung pahat yang dapat mengakibatkan pahat terdefleksi ke arah bawah sedangkan benda kerja terdefleksi ke arah atas. Gaya tangensial/cutting force menyebabkan momen putar pada boring bar sehingga dianggap sebagai gaya eksitasi vibrasi yang bekerja pada ujung boring bar. *Cutting force* memberikan energy yang dibutuhkan pada proses pemakanan benda kerja. Penentuan *cutting force* didapat dari perkalian antara spesifik energi per unit volume tiap material dengan *material removal rate (MRR).*

Sedangkan gaya radial adalah gaya yang kerjanya searah dengan jari-jari boring bar. Gaya radial juga dianggap sebagai gaya eksitasi vibrasi yang bekerja pada boring bar dan menyebabkan pahat menjauhi benda kerja. Berikut merupakan spesifik rekomendasi parameter pemotongan proses bubut untuk berbagai material benda kerja dan pahat.

Lalu gaya aksial atau *Thrust force* (Ft) adalah gaya yang bekerja pada arah pemakanan pahat (arah longkitudinal) atau gaya yang bekerja kearah sumbu putar dari benda. Gaya aksial yang menyebabkan pahat menerima gaya berlawanan dengan arah pemakanan. Gaya aksial dianggap diabaikan karena nilai gaya ini relatif kecil. Gaya tangensial dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$P = Fc\ V = E\ MRR \qquad (2.20)$$

$$Fc = E\ MMR / V \qquad (2.21)$$

Dimana:

P = Power

Fc = Cutting Force
V = Cutting Speed
E = Specific Energy
MRR = Material Removal Rate

MMR dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$MRR = d\ f\ V$$

Dimana:
d = depth of cut
f = feeds
v = cutting speeds

Depth of cut, feed, dan cutting speed memiliki rekomendasi parameter pemotongan proses turning seperti pada gambar 2.7 dibawah ini.

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	0.15–1.1	60–135
	Ceramic-coated carbide	"	"	245–275	"	"	120–425
	Triple-coated carbide	"	"	185–200	"	"	90–245
	TiN-coated carbide	"	"	105–150	"	"	60–230
	Al_2O_3 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_2O_3 ceramic	"	0.25	335	"	"	245–455
	Cermet	"	0.25	170–245	"	"	105–305

Gambar 2. 7 *General recommendation for turning operation* **(Kalpakjian & Schmid, 2009)**

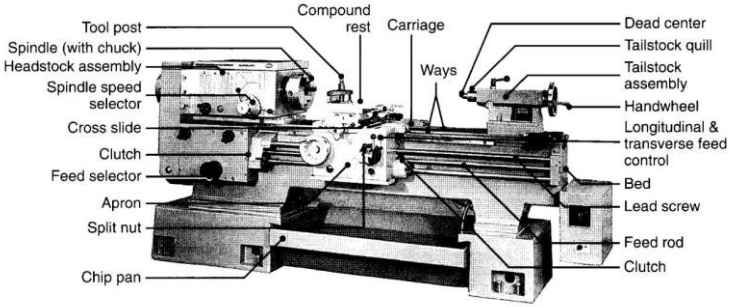
2.8 Mesin Bubut

Mesin bubut merupakan salah satu jenis mesin perkakas yang digunakan untuk memotong benda. Bubut sendiri merupakan suatu proses pemakanan benda kerja yang sayatannya dilakukan dengan cara memutar benda kerja kemudian pahat digerakkan secara translasi sejajar dengan sumbu putar benda kerja mengenai benda kerja tersebut. Pada proses pembubutan terdapat berbagai jenis proses seperti pembubutan tepi, pembubutan silindris, pembubutan alur, pembubutan tirus, pembubutan , pembuatan lubang, pelebaran lubang, pembuatan profil bentuk dan penghalusan permukaan.

Berikut merupakan penjelasan beberapa proses yang dapat dilakukan pada mesin bubut:

- Turning merupakan proses untuk membuat benda kerja dengan profil lurus, curve dan cone dimana gerakan pahat bubut sejajar dengan benda kerja. Biasanya digunakan untuk membentuk dengan diameter seragam seperti membuat poros, spindle dan pin.
- Facing merupakan proses untuk mengurangi sisi penampang depan (mengurangi panjang benda kerja) dimana gerakan pahat bubut tegak lurus dengan benda kerja (radial). Biasanya digunakan untuk komponen yang akan dihubungkan dengan komponen lain.
- Boring merupakan proses untuk memperbesar diameter bagian dalam benda kerja / memperbesar lubang.
- Drilling merupakan proses untuk membuat lubang pada benda kerja.
- Cutting with form Tools merupakan proses untuk membentuk profil asimetris dengan tujuan tertentu.
- Parting merupakan proses untuk memotong sebagian pada ujung belakang benda kerja.
- Threading merupakan proses untuk membuat ulir dalam dan ulir luar.

- Knurling merupakan proses untuk membuat profil kasar pada permukaan silindris luar. Biasanya untuk membuat *knob* dan *handle*.



Gambar 2. 8 General view of a typical lathe, showing various components **(Kalpakjian & Schmid, 2009)**

Pada gambar 2.8 diatas ditunjukkan bagian-bagian pada mesin bubut berikut nama beserta fungsinya:

- Landasan (*Bed*) berfungsi sebagai tempat dudukan untuk bagian-bagian lain pada mesin bubut ini seperti kepala tetap dan kepala lepas.
- Eretan Pembawa (*Carriage*) berfungsi sebagai pembawa pahat yang dapat bergerak sepanjang landasan pada mesin bubut.
- Kepala Tetap (*Headstock*) adalah komponen utama yang berfungsi sebagai penggerak *spindle.*
- Kepala Lepas (*Tailstock*) berfungsi sebagai tempat pemasangan center yang digunakan sebagai penumpu ujung benda dan sebagai penjepit mata bor ketika proses *Drilling*

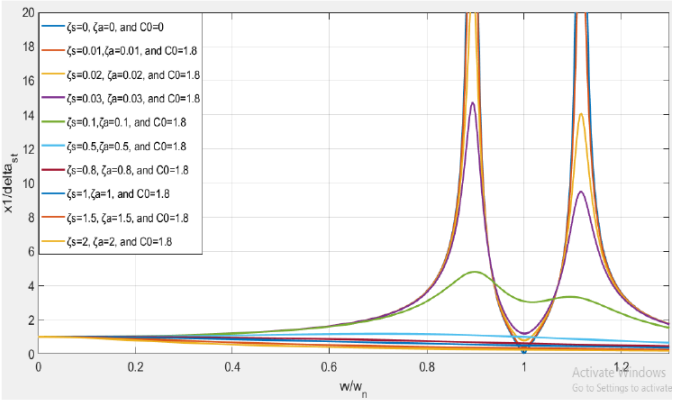
- Chuck, Digunakan untuk memegang dan mengunci benda kerja.
- Lead Screw merupakan ulir yang digunakan untuk menggerakan Carriage secara otomatis saat pemrosesan berlangsung.

2.9 Tinjauan Pustaka

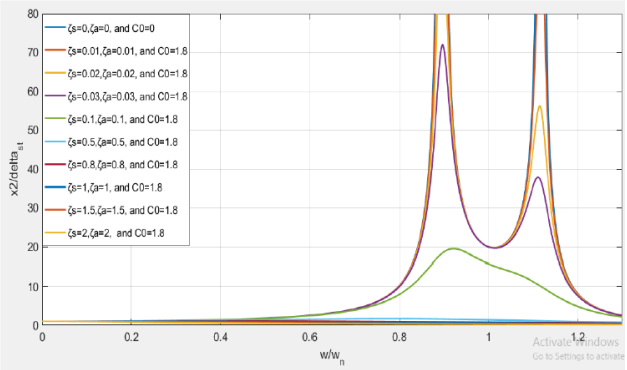
Selanjutnya pada penelitian tugas akhir oleh (**Zulfianti, 2018**)simulasi ini dilakukan normalisasi dari penelitian sebelumnya yang telah dilakukan oleh Syahir [7]. Dimana penelitian tersebut adalah melakukan perbaikan rangka sistem utama dan validasi antara studi eksperimental dan simulasi pada arah gerak translasi dan rotasi. Penelitian selanjutnya ini bertujuan untuk menormalisasi dengan cara membuat redaman eksitasi (C0), rasio redaman sistem utama (ζs), rasio redaman *absorber* (ζa) , dan rasio redaman piezoelectrik (ζp) serta mencari respon getaran sistem massa utama dengan CPVA. Sistem utama dan CPVA yang digunakan serta frekuensi dan jumlah *cantilever piezoelectric* sama dengan penelitian sebelumnya yang sudah divalidasi.

Dari simulasi yang telah dilakukan, respon getaran sistem utama, ζs semakin tinggi maka dapat meredam getaran yang terjadi, sedangkan ζs semakin rendah maka getaran yang terjadi tidak dapat meredam getaran yang terjadi di sistem utama.Pada Respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA yang dapat meredam lebih baik merupakan variasi $\zeta s = \zeta a$ pada kondisi 0.1 sampai dengan 2, sedangkan variasi $\zeta s = \zeta a$ pada kondisi 0 sampai dengan 0.03 tidak dapat meredam. Sedangkan, pada respon getaran sistem utama dengan penambahan CPVA, dengan $\zeta p=0$ karena adanya defleksi *cantilever* dan jumlah *piezoelectric* 280 buah, didapat hasil dengan variasi $\zeta s = \zeta a$ pada kondisi 0 sampai dengan 0.03 tidak dapat meredam, sedangkan variasi $\zeta s = \zeta a$ pada kondisi 0.1 sampai dengan 2 dapat meredam. Dan hasil respon voltase bangkitan dengan mekanisme CPVA paling tinggi senilai 40.56 volt pada rasio frequensi operasional 0.57 dengan $\zeta s = \zeta a=2$ dengan C0=1.8 Ns/m. Sedangkan hasil energi bangkitan sebesar

1.39 volt pada rasio frequensi operasional 1.026, dengan ζs = ζa= 0 dan C0=0. Dilihat pada gambar dibawah 2.15 dan 2.16 yaitu ketika nilai *zeta* sistem utama makin besar dan *absorber* maka peak sistem utama dan *absorber* akan semakin berkurang, sedangkan daerah diantara dua peak meningkat. Berikut merupakan grafik hasil penelitian pada gambar 2.9 dan gambar 2.10 dibawah ini

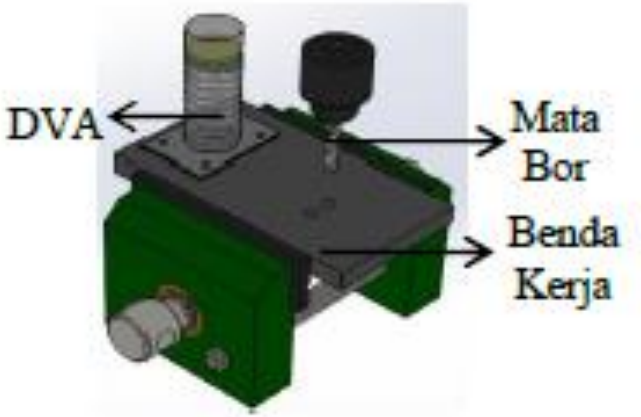


Gambar 2. 9 Respon getaran sistem uatama **(Zulfianti, 2018)**



Gambar 2. 10 Respon getaran sistem *absorber* **(Zulfianti, 2018)**

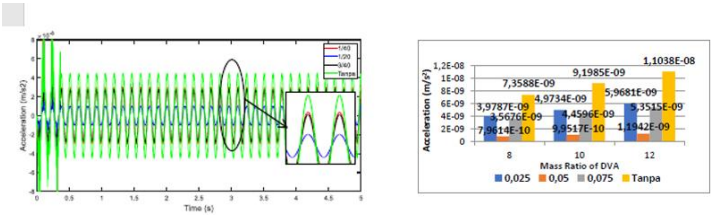
Penelitian pada tugas akhir oleh **(Chasanah, 2018)** dilakukan analisa penerapan reduksi getaran menggunakan DVA pada mesin perkakas, yaitu mesin drill. Analisa dilakukan dengan mensimulasikan sistem terkait menggunakan software matlab simulink. Proses peredaman getaran dilakukan ketika proses drilling berlangsung. DVA yang digunakan berupa massa dan pegas yang dirancang untuk meredam getaran pada sistem utama ke arah translasi sumbu x dan *y*. Untuk mengetahui respon getaran sistem utama, dilakukan variasi penggunaan ukuran mata bor berdiameter 8 mm, 10 mm, dan 12 mm dengan frekuensi operasi sebesar 441 rpm. Untuk mengetahui reduksi getaran sistem utama, dilakukan variasi peredaman menggunakan rasio massa DVA terhadap sistem utama sebesar 1/40, 2/40, dan 3/40. Pemodelan sistem penelitian ini dapat dilihat seperti gambar berikut .



Gambar 2. 11 Desain Mekanisme Sistem Penelitian

Hasil dari penelitian ini didapatkan respon getaran sistem utama paling besar ketika dilakukan proses *drilling* menggunakan

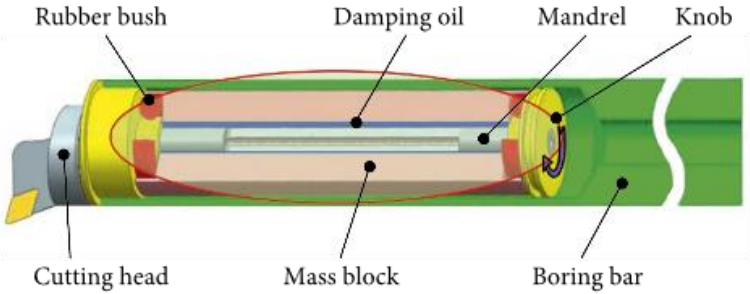
ukuran mata bor 12 mm dengan nilai 1.1038 x 10^{-8} m/s^2 untuk arah *x* dan 6.5491 x 10^{-10} m/s^2 untuk arah *y*. Untuk hasil respon getaran paling kecil setelah dilakukan penambahan DVA, didapatkan pada DVA dengan rasio massa sebesar 1/20 massa utama pada setiap variasi mata bor. Hasil tersebut berlaku untuk respon getaran arah *x* maupun *y*. Sedangkan respon resuksi getaran terbesar dihasilkan saat proses *drilling* menggunakan mata bor ukuran 12 mm dengan penambahan DVA yang memiliki rasio massa 1/20 massa sistem utama. Respon reduksi getaran yang dihasilkan sebesar 89.18121105 % untuk getaran arah *x* dan 89.18889618 % untuk getaran arah *y*. Grafik hasil dari penelitian dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 2. 12 Hasil simulasi grafik respon perpindahan getaran

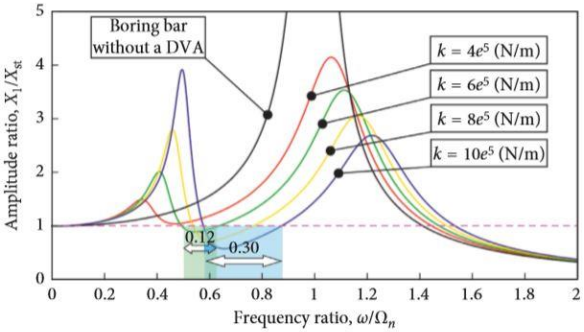
Selanjutnya penelitian ini menggunakan beberapa referensi penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Penelitian oleh **(Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)** pada jurnalnya yang berjudul "Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber" melakukan penelitian dengan mensimulasikan proses peredaman getaran pada mesin boring dengan pemasangan DVA dengan menambahkan *rubber bush* (karet) dan mendapatkan hasil dengan frekuensi yang sama mampu meredam getaran dan mendapat *ratio* amplitude kurang dari 1. Pengujian proses peredaman ketika adanya perubahan frekuensi eksitasi dengan merubah kecepatan putar

spindle. Ilustrasi dan model dinamis dari penelitian ini yaitu sebagai berikut



Gambar 2. 13 Desain Boring Bar Dengan DVA **(Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)**

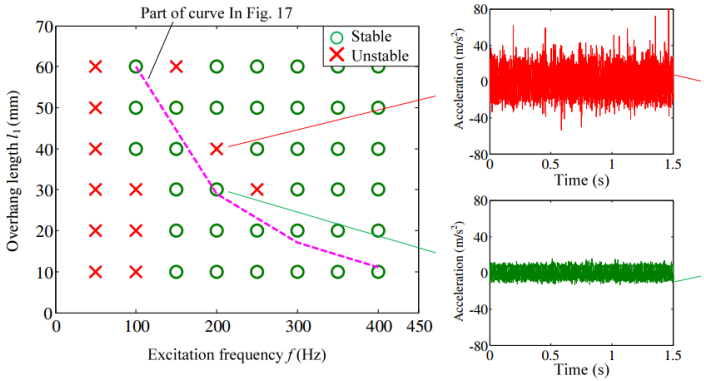
Hasil simulasi dapat dilihat pada grafik dibawah pada gambar 2.14 bahwa garis warna hitam merupakan grafik sistem utama tanpa ditambahkan DVA dan menunjukkan rasio amplitudonya memiliki nilai tak terhingga pada frekuensi naturalnya (resonansi). Dan ketika sistem utama ditambahkan DVA maka frekuensi natural terpecah menjadi dua frekuensi natural, dimana nilai amplitudonya akan lebih turun seperti pada gambar 2.14 Semakin tinggi nilai konstanta kekakuan DVA maka peredaman terhadap getaran sistem utama akan semakin tinggi.



Gambar 2. 14 Rasio Amplitudo boring bar akibat variasi *stiffness* DVA **(Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)**

Pada penelitian ini juga digunakan eksperimen untuk divalidasi dengan hasil simulasi. Nilai parameter massa, konstanta pegas, dan konnstanta peredam sistem utama untuk simulasi didapat berdasarkan pengukuran dan pengujuan 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. Mesin yang digunakan untuk eksperimen CNC lathe CKA6150 untuk melakukan proses pengeboran pada benda kerja C45E4 dengan diameter luar 150 mm, diameter dalam 100 mm, dan panjang 350 mm, serta pisau pahat yang digunakan adalah CNMG-12-04-08-XM. Pada gambar 2.14 terlihat bahwa semakin bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA, maka daerah

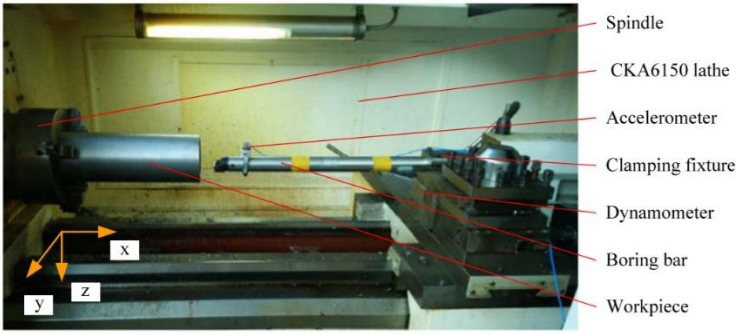
redaman akan semakin bergeser ke kanan. Berikut merupakan hasil eksperimen pada penelitian ini.



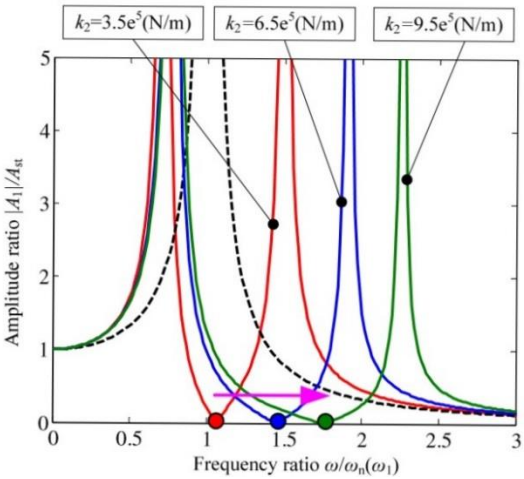
Gambar 2. 15 Hasil eksperimen Pengeboran **(Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)**

Selanjutnya pada penelitian **(Liu, Liu, & Wu, 2018)** yang berjudul "*Analysis Vibration Characteristics and Adjusment Method Of Boring Bar With a Variable Stiffness Vibration Absorber*". Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh nilai kekakuan VSDVA dalam meredam getaran pada *Boring Bar* dengan di mesin bubut. Dengan diameter boring bar 40 mm, panjang overhang 600 mm, dan nilai L/D overhang 12. Skema eksperimen penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.16 dibawah. Pengujian dilakukan dengan simulasi dan divalidasi dengan hasil eksperimen. VSDVA yang dipakai merupakan t*elescopic cantilever beam* yang tersambung dengan mekanisme teleskopik di bagian belakang *boring bar.* Xianli Liu mendesain bagian belakang boring bar yang dapat menyesuaikan kekakuan variable stiffness dynamic vibration absorber (VSDVA) dengan frekuensi eksitasi tertentu dan didapatkan hasil yaitu desain baru boring bar yang mampu mengurangi getaran pada ratio frekuensi tertentu seperti

grafik pada gambar 2.17 dimana semakin besar nilai kosntanta kekakuan dva maka daerah redaman semakin bergeser kekanan.

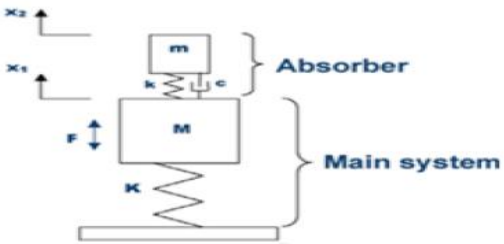


Gambar 2. 16 Skema rangkaian alat eksperimen **(Liu, Liu, & Wu, 2018)**

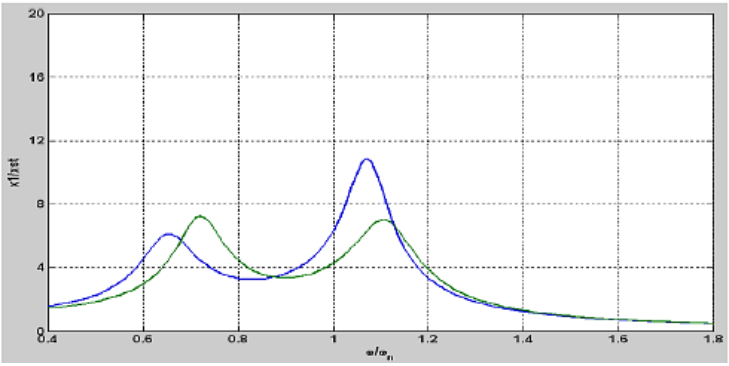


Gambar 2. 17 Grafik Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Dengan Variasi Nilai Kekakuan VSDVA **(Liu, Liu, & Wu, 2018)**

Ditahun yang sama, **(Pachpute)** meneliti tentang optimum desain DVA dengan pendekatan simulasi pada penelitiannya yang berjudul "*Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber – A Simulation Approach*". Pada penelitiannya didapatkan hasil seperti grafik pada gambar 2.19 bahwa semakin besar massa DVA, maka semakin jauh jarak antara peak frekuensi natural pertama dengan peak frekuensi natural kedua. Hal tersebut berpengaruh pada semakin luasnya daerah aman sistem untuk beroperasi, Namun pada kondisi aslinya keadaan tersebut jarang dilakuan pada komponen permesinan karena bertambahnya rasio damping maka respon gerak sistem akan semakin berkurang. Berikut gambar 2.18 merupakan ilustrasi sistem penelitian.

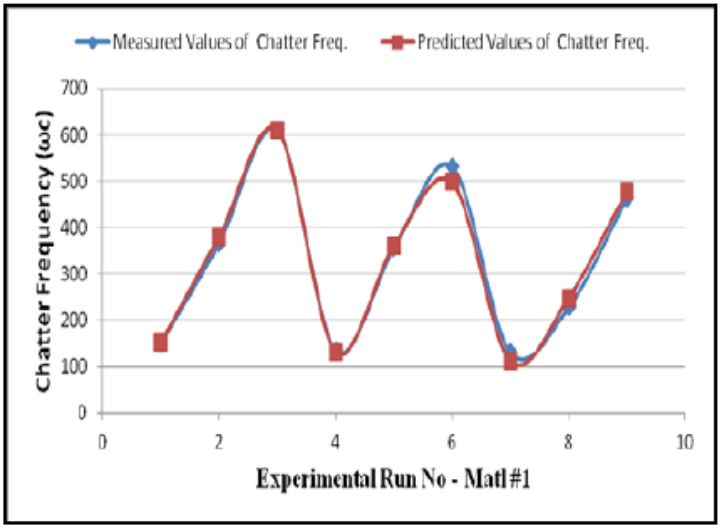


Gambar 2. 18 Desain Sistem Penelitian Pachpute



Gambar 2. 19 Grafik frekuensi aman hasil Penelitian Pachpute

Penelitian selanjutnya yang menjadi acuan dalam tugas akhir ini adalah penelitian yang dilakukan oleh **(Ugochukwu, 2018)**. Penelitian yang berjudul *"Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material"*. Penelitian ini menunjukkan hasil perbandingan berdasarkan frekuensi *chatter* yang didapat dari hasil eksperimen dengan hasil perhitungan matematis menggunakan *Okokpujie* dan *Okonkwo equation* seperti yang terlihat pada gambar 2.20 dan data nilai dari penelitian ini dapat dilihat pada tabel 2.1.



Gambar 2. 20 Grafik Perbandingan Frekuensi *Chatter* Berdasarkan Hasil Eksperimen dan Hasil Perhitungan Matematis. **(Ugochukwu, 2018)**

Dari grafik pada gambar 2.20 didapatkan kesimpulan bahwa nilai frekuensi *chatter* dari hasil eksperimen dengan hasil perhitungan matematis hampir mendekati. Berikut merupakan data perbandingan hasil dari eksperimen dengan perhitungan pada table 2.1 dibawah ini.

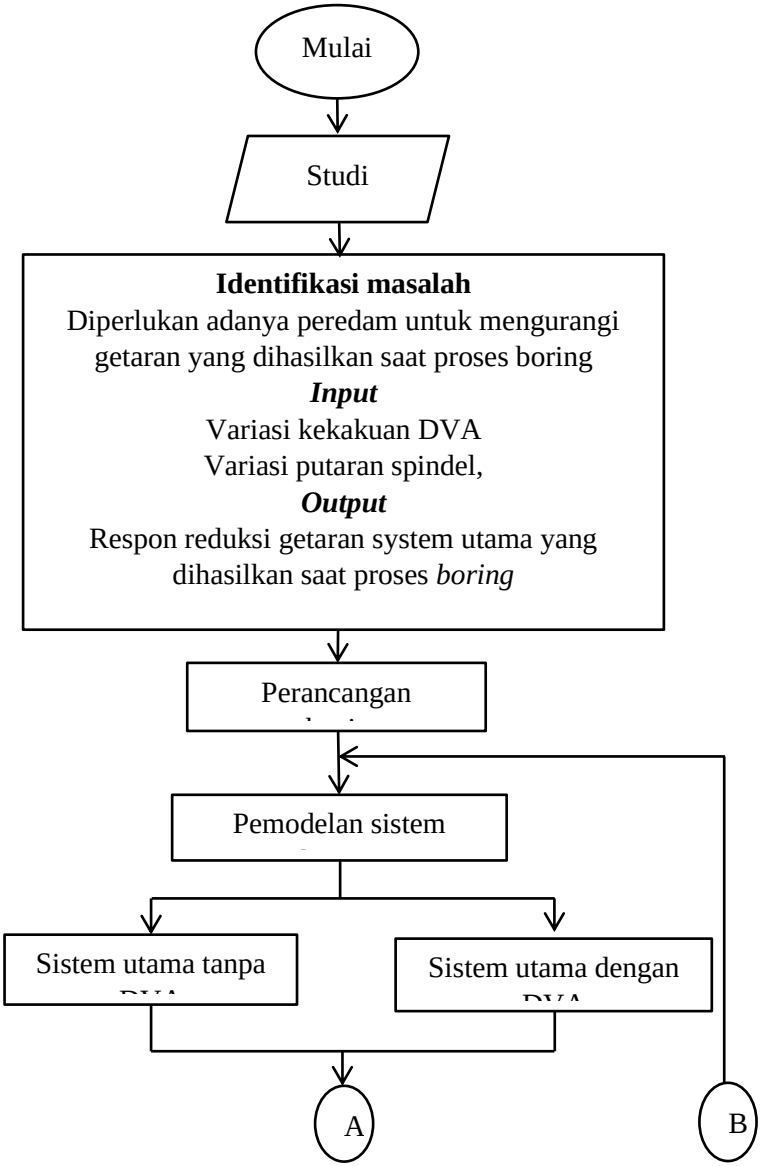
Tabel 2. 1 Tabel perbandingan hasil eksperimen dan perhitungan

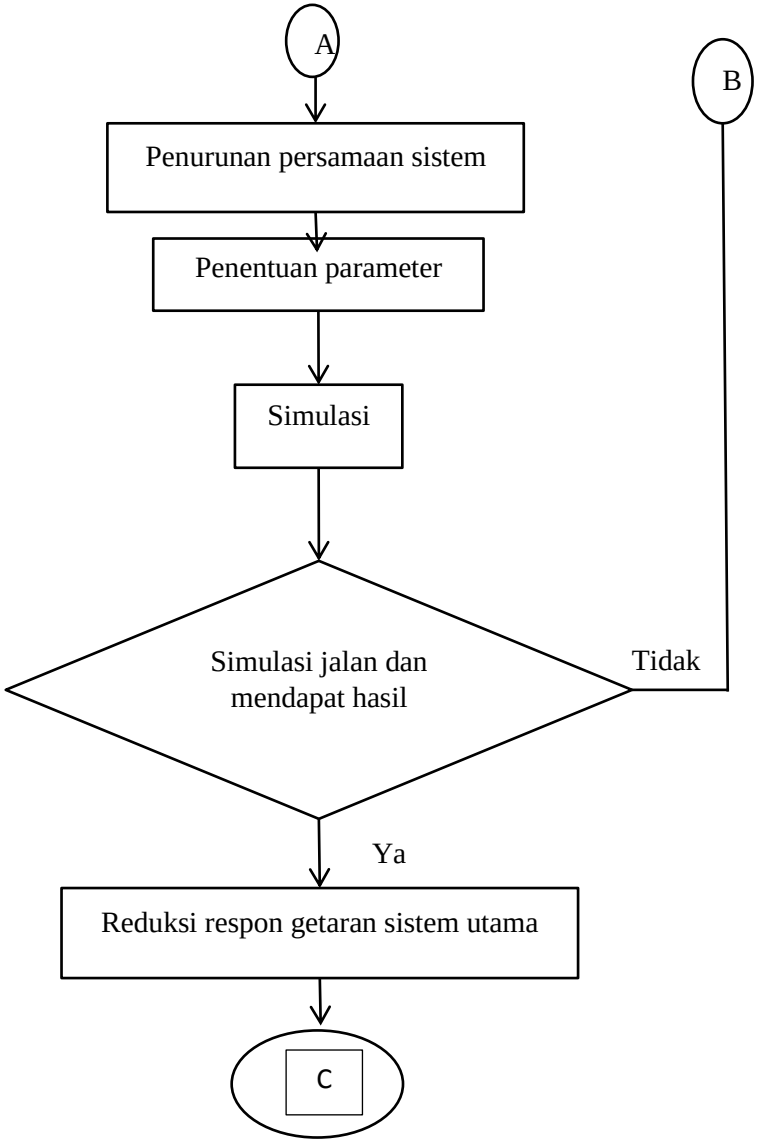
S/N	Speed (v)	Feed Rate (f)	Depth of Cut (d)	Chatter Freq ω_c (e)	Predicted y values ω_c (m)	Percentage deviation (φ_i)
1	140	0.05	0.1	150.25	151.81	-1.038
2	140	0.10	0.3	366.21	381.36	-4.137
3	140	0.15	0.5	610.94	610.91	0.005
4	230	0.05	0.3	135.33	131.87	2.557
5	230	0.10	0.5	355.56	361.42	-1.648
6	230	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

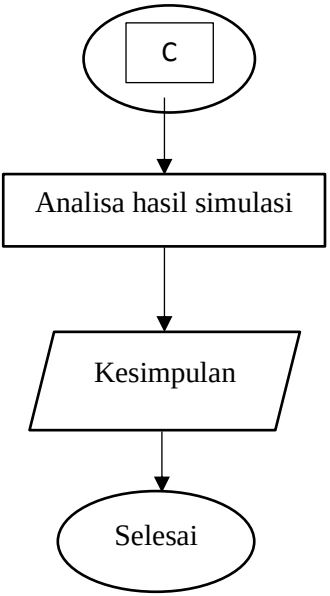
BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Flowchart Penelitian

Terdapat langkah langkah yang dilakukan dalam penelitian tugas akhir ini yang ditunjukan dalam *flowchart* peneletian yaitu gambar 3.1 berikut:


Mulai
Studi
Identifikasi masalah
Diperlukan adanya peredam untuk mengurangi getaran yang dihasilkan saat proses boring
Input
Variasi kekakuan DVA
Variasi putaran spindel,
Output
Respon reduksi getaran system utama yang dihasilkan saat proses boring
Perancangan
Pemodelan sistem
Sistem utama tanpa
Sistem utama dengan
A
B


A
B
Penurunan persamaan sistem
Penentuan parameter
Simulasi
Simulasi jalan dan mendapat hasil
Tidak
Ya
Reduksi respon getaran sistem utama
C



Gambar 3. 1 *Flowchart* Penelitian

3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

Berikut adalah penjelasan dari flowchart penelitian seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.1 diatas.

3.2.1 Studi Literatur

Sebelum penelitian tugas akhir ini dilakukan, maka perlu adanya studi literatur dan referensi yang terkait dengan penelitian ini. Literatur dan referensi tersebut antara lain mengenai *multi degree of freedom, base motion vibration, Dynamic Vibration Absorber* (DVA), *turning Procees* dan mesin bubut. Referensi mengenai *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) juga lebih terfokus pada penerapannya di

mesin perkakas. Berbagai sumber tersebut didapatkan dari buku, tugas akhir dan jurnal internasional.

3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada penelitian tugas akhir ini, masalah yang diidentifikasi dibagi menjadi dua bagian, yaitu *input* dan *output*. *Input* merupakan suatu masukan yang diberikan pada penelitian ini, yaitu berupa variasi kecepatan putar mesin bubut, penggunaan dan variasi kekakuan DVA . Sedangkan o*utput* merupakan hasil yang didapatkan dalam penelitian ini, yaitu berupa reduksi respon getaran sistem utama terhadap *boring bar*.

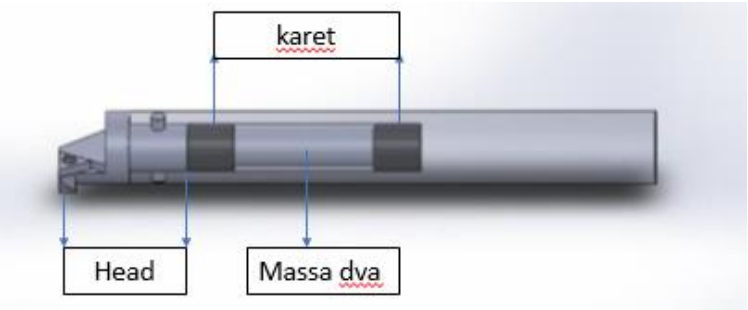
3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan DVA

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

3.2.3.1 Sistem Utama

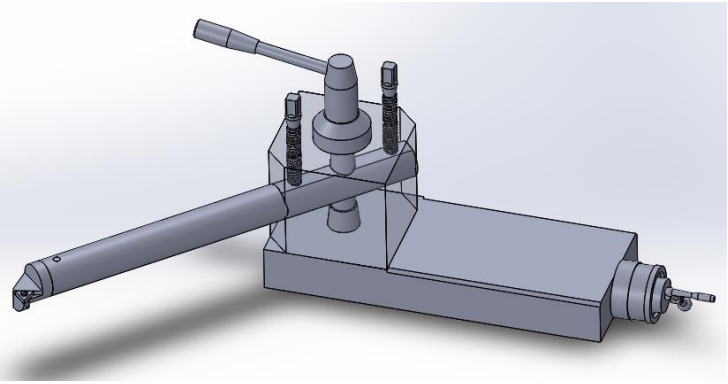
Pada penelitian kali ini sistem utama utama adalah *boring bar* yang terdiri dari *body* dan *insert* yang dipasang pada mesin bubut. Dimana ketika proses pengeboran boring bar akan menerima gaya eksitasi pada bagian depan. Kemudian untuk meredam getaran yang terjadi pada arah radial boring bar dipasang *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) di dalam sistem *boring bar* yang berupa *cantilever road* dengan pembebanan massa pada ujung *cantilever road*. Gaya eksitasi di bagian depan boring bar berasal dari gesekan antara tool steel pada boring bar dengan benda kerja yang berputar sebagai sumber getar yang bersifat kontinyu. Dengan desain pahat yang langsing panjang vibrasi yang terjadi memiliki nilai amplitude yang relatif besar sehingga mekanismenya boring bar akan dijepit clamp pada bagian belakang lalu pada

bagian depan akan diberi gaya eksitasi dan Pada bagian depan boring bar diberi *cavity* sebagai tempat meletakkan dva sebagai mana ditunjukkan pada gambar 3.2 berikut.



Gambar 3. 2 Desain Boring Bar

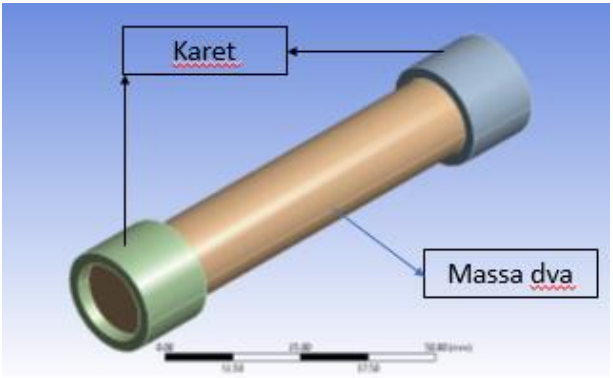
Setelah mengetahui rancangan mesin bubut, maka dilakukan perancangan posisi peletakan boring bar pada mesin bubut seperti pada gambar 3.3 berikut.



Gambar 3. 3 Posisi Peletakan boring Bar

3.2.3.2 Mekanisme DVA

Dynamic vibration absorber (DVA) pada penelitian ini terdiri dari 2 bagian, yaitu massa yang terbuat dari material tungsten carbide agar mendapatkan massa absorber yang besar sehingga memperoleh daerah operasional aman dan kekakuan yang terdapat dari karet (rubber bush). DVA ini didesain agar dapat meredam getaran pada arah radial dengan memiliki dimensi diameter 16 mm dengan panjang 90 mm. DVA diletakkan didalam boring bar. DVA ini akan meredam getaran dengan cara bergerak berlawanan arah dengan arah boring bar ketika gaya eksitasi diberikan, gaya eksitasi yang terjadi secara kontinyu antara insert dan benda kerja yang berputar. Ilustrasi dari model dva dapat dilihat pada gambar 3.4 dibawah ini.



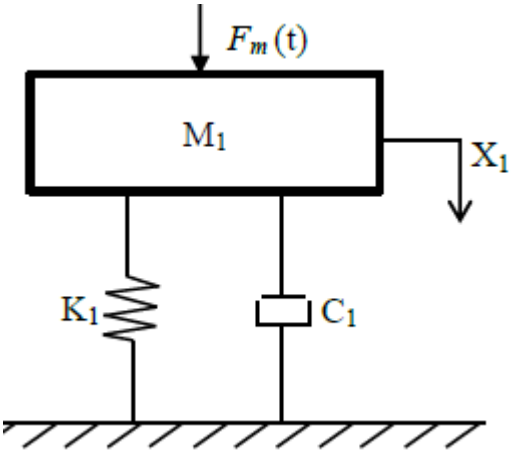
Gambar 3. 4 DVA

3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

Pemodelan Sistem Dinamis Pemodelan yang disederhanakan untuk analisa model dinamis dari sistem utama tanpa DVA.

3.2.4.1 Sistim Utama Tanpa DVA

Pemodelan sistem dinamis saat sistem utama tanpa penambahan DVA. Saat proses bubut berlangsung, sistem utama mendapatkan gaya eksitasi (Fc) berupa gesekan antara mata pisau dan penampang benda kerja. Pada gambar 3.5 merupakan pemodelan sistem dinamis dari sistem utama tanpa penambahan DVA dengan arah gerak translasi ke arah sumbu x.



Gambar 3. 5 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa DVA

Keterangan:

M_1 : Massa sistem utama

C_1 : Konstanta *damping* sistem utama

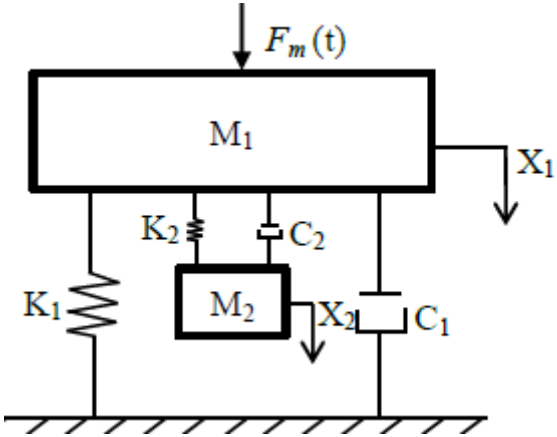
K_1 : Konstanta kekakuan sistem utama

X_1 : perpindahan massa sistem utama

F_m : Gaya eksitasi pada sistem utama

3.2.4.2 Sistim Utama dengan DVA

Berikut merupakan pemodelan dinamis dari *boring bar* dengan DVA.



Gambar 3. 6 Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan DVA

Keterangan:

M_1 : Massa sistem utama

m_2 : Massaa DVA

C_1 : Konstanta *damping* sistem utama

C_2 : Konstanta *damping* DVA

K_1 : Konstanta pegas sistem utama

K_2 : Konstanta kekakuan DVA

X_1 : perpindahan massa sistem utama

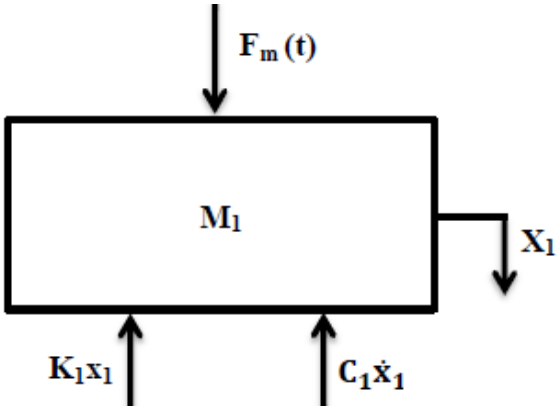
X_2 : perpindahan massa DVA

F_m : Gaya eksitasi pada sistem utama

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Persamaan gerak terlebih dahulu diturunkan dengan membangun free-body diagram dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan free-body diagram didapatkan permodelan matematis sistem tanpa dan dengan DVA yang telah disusun dan dijumlahkan menurut hukum newton. Setelah didapatkan persamaan gerak untuk masingmasing kondisi, persamaan tersebut diubah dalam bentuk persamaan state variable dengan cara merubah bentuk persamaan tersebut ke dalam persamaan diferensial orde satu. Free-body diagram sistem utama tanpa DVA dapat dilihat pada gambar 3.9, sedangkan gambar 3.10 untuk sistem utama yang telah ditambahkan TMVA. Selanjutnya, gambargambar tersebut diturunkan ke dalam persamaan gerak berikut ini.

3.2.5.1 Sistim Utama tanpa DVA



Gambar 3. 7 Freebody Diagram Sistem Utama tanpa DVA

Berdasarkan gambar 3.7 model dinamis system utama tanpa dva, maka didapat persamaan gerak translasi boring bar (m1) pada sumbu x adalah sebagai berikut:

$$+\downarrow \Sigma F = M\,a \tag{3.1}$$

$$-C\dot{x}_1 - Kx_1 + F_m(t) = M\ddot{x}_1 \tag{3.2}$$

$$M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + Kx_1 = F_m(t) \tag{3.3}$$

Dimana getaran diakibatkan oleh gaya tangensial/cutting force (Fc), gaya radial (Fr), dan thrust force (Ft), maka gaya eksitasi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\overrightarrow{Fm} = \overrightarrow{Fc} + \overrightarrow{Fr} + \overrightarrow{Ft} \tag{3.4}$$

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

$$\text{Fm (t)} = \text{Fm} \sin \omega t \qquad (3.5)$$

Maka persamaan geraknya menjadi

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|x| = Fm \sin \omega t \qquad (3.6)$$

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

$$\text{xj(t)} = \text{Xj}\ e^{j\omega t}, \text{j} = 1, 2 \qquad (3.7)$$

Maka persamaan menjadi

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|x| = Fm^{i\omega t} \qquad (3.8)$$

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

$$\text{Xj} = \text{Xj}\ e^{i\omega t} \qquad (3.9)$$

$$\text{Xj} = i\omega\ \text{Xj}\ e^{i\omega t} \qquad (3.10)$$

$$\ddot{\text{X}}\text{J} = -\omega^2 \overline{\text{X}}\text{J}\ e^{i\omega t} \qquad (3.11)$$

Subtitutsi ke persamaan (3.3) maka didapatkan complex steady state amplitude:

$$\text{m}_1 (-\omega^2 \bar{X}_1 \text{e}^{\text{i}\omega\text{t}}) + \text{C}_1 (i\omega \bar{X}_1 \text{e}^{\text{i}\omega\text{t}}) + \text{K1} (\bar{X}_1 \text{e}^{\text{i}\omega\text{t}}) = \text{Fm e}^{\text{j}\omega\text{t}} \qquad (3.12)$$

$$(-\text{m1}\omega^2 + iC_1\omega + \text{K}_1)\ \bar{X}_1 \text{e}^{\text{i}\omega\text{t}} = \text{Fm e}^{\text{j}\omega\text{t}} \qquad (3.13)$$

$$(-m1\omega^2 + ic1\omega + k1)\ \overline{X1} = F\text{m} \qquad (3.14)$$

$$\frac{\overline{X1}}{F\text{m}} = \frac{1}{(-m1\omega^2 + ic1\omega + k1)} \qquad (3.15)$$

Dengan mendefinisikan:

$\Omega n = \sqrt{K1/M1}$ = Frekuensi natural sistem utama

$Z = C1/2M1$ = Rasio redaman sistem utama

$Xst = Fm/K1$ = Defleksi statis

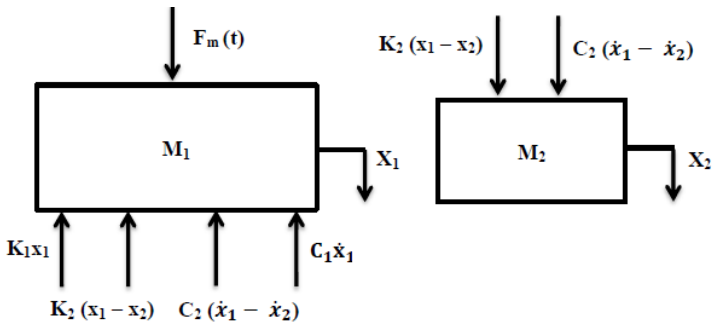
$|A + iB| = \sqrt{A^2 + B^2}$

Maka real steady state amplitude dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{\overline{X1}}{Xst} = \frac{1}{\sqrt{[\left(\frac{\omega^2}{\Omega n}\right)+1]^2+[2Z\left(\frac{\omega}{\Omega n}\right)]^2}} \qquad (3.16)$$

3.2.5.2 Sistim Utama dengan penambahan DVA

Berdasarkan model dinamis yang telah diketahui, maka didapatkan *free body diagram* (FBD) dari sistem utama dengan penambahan DVA tinjau massa *boring* bar ditunjukkan pada gambar 3.8.



Gambar 3. 8 *free body diagram* dari sistem utama dengan penambahan DVA

Dari free body diagram gambar 3.8 diatas didapatkan persamaan gerak sebagi berikut :

$$+\downarrow \Sigma F = M\ a \qquad (3.17)$$

$$-C1\ \dot{x}1 - C2(\dot{x}1 - \dot{x}2) - K1\ x1 - K2(x1 - x2) + Fm = M1\ \ddot{x}_1 \qquad (3.18)$$

$$M1\ \ddot{x}_1 + C1\ \dot{x}1 + C2(\dot{x}1 - \dot{x}2) + K1\ x1 + K2(x1 - x2) = Fm \qquad (3.19)$$

$$+\downarrow \Sigma F = M\ a \qquad (3.20)$$

$$M2\ \ddot{x}2 - C2(\dot{x}_1 - \dot{x}2) - K2(x1 - x2) = 0 \qquad (3.21)$$

Dari persamaan 3.21 diatas yang telah disbtitusikan denngan persamaan 3.7 – 3.11 didapatkan persamaan steady state sebagai berikut:

$$M_2(-\omega^2\bar{X}_2e^{i\omega t}) + C_2(i\omega\bar{X}_2e^{i\omega t}) - C_2(i\omega\bar{X}_1e^{i\omega t}) + K_2(\bar{X}_2e^{i\omega t}) - K_2(\bar{X}_1e^{i\omega t}) = 0 \qquad (3.22)$$

$$(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)(\bar{X}_2e^{i\omega t}) - (C_2i\omega + K_2)(\bar{X}_1e^{i\omega t}) = 0 \qquad (3.23)$$

$$(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)\ \bar{X}_2 = (C_2i\omega + K_2)\ \bar{X}_1 \qquad (3.24)$$

$$\bar{X}_2 = \frac{(C2i\omega + K2)}{(-M2\omega 2 + C2i\omega + K2)} \qquad (3.25)$$

Dilakukan substitusi persamaan 3.19 ke persamaan 3.25 sehingga persamaan menjadi

$$[(-M_1\omega^2 + C_1i\omega + C_2i\omega + K_1 + K_2)\ \bar{X}_1 - (C_2i\omega + K_2)\ \bar{X}_2]e^{j\omega t} = F_m\ e^{j\omega t} \qquad (3.26)$$

$$(-M_1\omega^2 + C_1i\omega + K_1 + K_2 + C_2i\omega)\ \bar{X}_1 - (C_2i\omega + K_2)\left[\frac{(C2i\omega + K2)}{(-M2\omega 2 + C2i\omega + K2)}\right] = F_m \qquad (3.27)$$

$$\left[\frac{(-\mathrm{M1}\omega^2 + \mathrm{C1}i\omega + \mathrm{C2}i\omega + \mathrm{K1} + \mathrm{K2})(\mathrm{K2} - \mathrm{M2}\omega^2 + \mathrm{C2}i\omega) - (\mathrm{C2}^2\omega^2 + 2i\mathrm{C2}\omega\mathrm{K2} + \mathrm{K2}^2)}{(\mathrm{K2} - \mathrm{M2}\omega^2 + i\mathrm{C2}\omega)}\right]\bar{X}1 =$$

$$\mathrm{F_m} \qquad (.3.28)$$

$$\frac{\bar{\mathrm{X}}1}{\mathrm{Fm}}$$

$$\frac{(K_2 - \mathrm{M}_2\omega^2 + iC_2\omega)}{[M_1M_2\omega^4 - (\mathrm{M}_1K_2 + M_2K_1 + M_2K_2 - C_1C_2)\omega^2 + K_1K_2] + [(-M_1C_2 - M_2C_1 - M_2C_2)\omega^3 + (C_1K_2 + C_2K_1)\omega]i} \qquad (3.29)$$

Kemudian dengan mengalikan kedua ruas dengan K1 persamaan berubah menjadi

$$\frac{X_1}{\frac{\mathrm{Fm}}{\mathrm{K1}}} = \frac{(\mathrm{K}_2 - M_2\omega^2 + iC_2\omega)}{\left[\frac{M_1M_2\omega^4}{K_1} - \left(\frac{M_1K_2}{K_1} + M_2 + \frac{M_2K_2}{K_1} - \frac{C_1C_2}{K_1}\right)\omega^2 + K_2\right] + \left[-\left(\frac{M_1C_2}{K_1} + \frac{M_2C_1}{K_1} + \frac{M_2C_2}{K_1}\right)\omega^3 + \left(\frac{C_1K_2}{K_1} + \frac{C_2K_1}{K_1}\right)\omega\right]i}$$

(3.30)

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

$$\frac{X_1}{\mathrm{Xst}} = \frac{\left(1 - \frac{M_2\omega^2}{K_2} + \frac{iC_2\omega}{K_2}\right)}{\left[\frac{M_1M_2\omega^4}{K_1K_2} - \left(\frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K_1} - \frac{C_1C_2}{K_1K_2}\right)\omega^2 + 1\right] + \left[-\left(\frac{M_1C_2}{K_1K_2} + \frac{M_2C_1}{K_1K_2} + \frac{M_2C_2}{K_1K_2}\right)\omega^3 + \left(\frac{C_1K_2 + C_2K_1}{K_1K_2}\right)\omega\right]i}$$

(3.31)

Dengan mendefinisikan :

$\Omega\mathrm{n} = \sqrt{K_1/M_1}$ = Frekuensi natural sistem utama

$\omega n = \sqrt{K_2/M_2}$ = Frekuensi natural DVA

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

$Z = C_1/2M\Omega n$ = Rasio peredam Sistem Utama

$\zeta = C_2/2M_2\omega n$ = Rasio peredam DVA

$x_{st} = F/K_1$ = Defleksi statis sistem utama

$\omega/\Omega n$ = Rasio frekuensi gaya eksitasi dengan sistem utama

$$A = 1 - \left(\frac{M_2}{K_2}\right)\omega^2$$

$$= 1 - \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 \quad (3.32)$$

$$B = \left(\frac{C_2}{K_2}\right)\omega$$

$$= 2\zeta\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \quad (3.33)$$

$$C = \left(\frac{M_1 K_2}{K_1 K_2}\right)\omega^4 - \left(\frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K_1} - \frac{C_1 C_2}{K_1 K_2}\right)\omega^2 + 1$$

$$= \left(\frac{1}{\Omega n\, \omega n}\right)^2 \omega^4 - \left(\frac{1}{\Omega n} + \frac{1}{\omega n} + \frac{M_2}{\Omega n\, M_1} + \frac{2\, Z\, M_1\, \Omega n\, 2\zeta M_2 \omega n}{K_1 K_2}\,\omega^2\right) + 1$$

$$= \left(\frac{\Omega n}{\omega n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega n}\right)^4 - \left(1 + \mu + \frac{\Omega n^2}{\omega n^2} + 4Z\zeta\left(\frac{\Omega n}{\omega n}\right)\right)\left(\frac{\omega}{\Omega n}\right)^2 + 1 \quad (3.34)$$

$$D = -\left(\frac{M_1 C_2}{K_1 K_1} + \frac{M_2 C_1}{K_1 K_2} + \frac{M_2 C_2}{K_1 K_2}\right)\omega^3 + \left(1 + \frac{C_1 K_2 + C_{12} K_1}{K_1 K_2}\right)$$

$$-\left(\frac{M_1}{K_1}+\frac{M_2C_1}{K_1C_2}+\frac{M_2}{K_1}\right)\omega^2 \ +\left(1+\frac{C_1K_2}{C_2K_1}\right)\frac{C_2}{K_2}\omega$$

$$= -\left(\left(\frac{1}{\Omega n^2}\right)+\left(\frac{Z}{\zeta\Omega n\omega n}+\frac{\mu}{\Omega n^2}\right)\right)\omega^2 \ + \ \left(1+\frac{Z\omega n}{\zeta\Omega n}\right)\left(\frac{C_2}{K_2}\right)\omega$$

$$= -\left(1+\mu+\frac{Z}{\zeta}\left(\frac{\Omega n}{\omega n}\right)\right)\left(\frac{\omega}{\Omega n}\right)^2 \ + \ \left(1+\ \frac{Z}{\zeta}\left(\frac{\omega n}{\Omega n}\right)\right)2$$

$$\zeta\left(\frac{\Omega n}{\omega n}\right)\left(\frac{\omega}{\Omega n}\right) \qquad (3.35)$$

Sehingga Persamaan menjadi :

$$\frac{X_1}{\delta st}=\sqrt{\frac{A^2+B^2}{C^2+D^2}} \qquad (3.36)$$

3.2.6 Perencanaan Desain

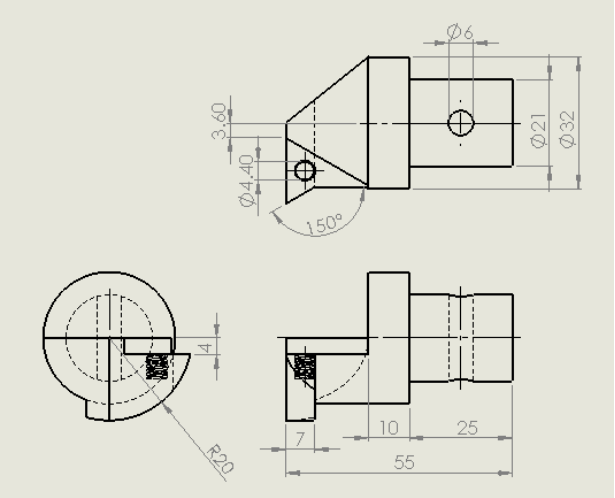
Desain mengenai komponen-komponen penyusun dari sistim massa utama dan dynamic vibration *absorber* (DVA) yang telah dirancang adalah sebagai berikut.

3.2.6.1. Desain Sistem Utama

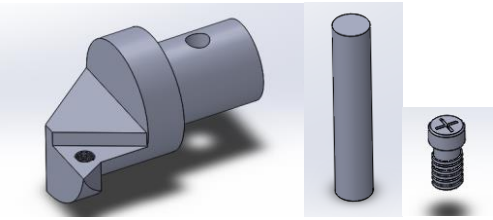
Pada penelitian kali ini sistem utama utama adalah *boring bar* yang terdiri dari *Head*,*body* dan *insert*.

Head, bagian ini dibuat dengan material AISI 1045 dekarenakan memiliki tensile strength yang cukup dan modulus elastisitas yang sama dengan tool steel. Dengan diameter 32 mm dengan panjang keseluruhan 55 mm, memiliki massa jenis 7,85 g/cm^3, pada bagian belakang memiliki diameter yang lebih kecil yakni 21 mm dengan panjang 25 mm dan diberi lubang dengan diameter 6 mm guna tempat masuknya

pin sebagai fitting bagian head dengan bagian body. Pada bagian ujung depan terdapat tempat untuk insert berbentuk segitiga dengan ulir kecil dengan ukuran 5 mm sebagai fitting dengan insert. Untuk selengkapnya dapat dilihat pada gambar 3.9 dan 3.10 berikut ini.



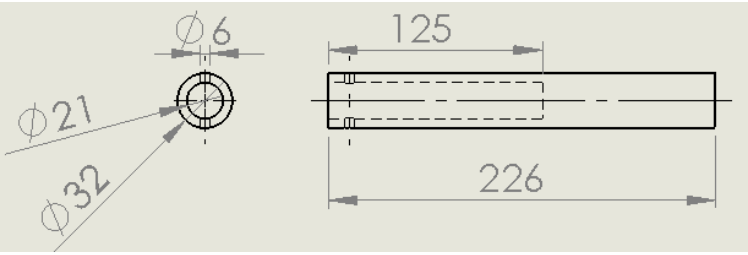
Gambar 3. 9 Dimensi Head Boring Bar



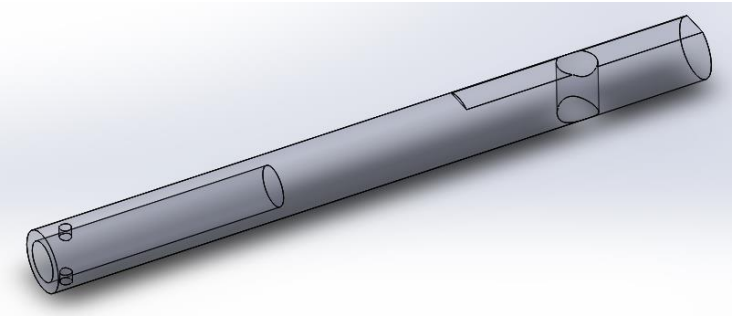
Gambar 3. 10 Head,Pin dan Bolt

Body DVA , sama halnya seperti pada bagian head, bagian ini dibuat dengan material AISI 1045.Body tersebut mempunyai diameter sebesar 32 mm, panjang overhang 256 mm dan mempunyai

panjang total 384 mm. Dari desain boring bar terdapat Terdapat lubang dibagian ujung *body*, berfungsi sebagai tempat pin pengunci antara *body* dan *head*. Pada bagian depan boring bar terdapat cavity sebagai tempat peletakan dva. Getaran tinggi yang terjadi pada boring bar disebabkan karena memiliki ukuran yang panjang sehingga amplitudonya relatif besar. Body dengan panjang 226 mm dan pada bagian depan diberi cavity dengan kedalaman 125 mm dan diameter 21 mm. Pada bagian depan cavity terdapat lubang dengan diameter 6 mm sebagai tempat masuknya pin, pada bagian belakang terdapat lubang dengan diameter 20 mm sebagai tempat masuknya batang penyangga dari bed. Pada clamp bagian depan DVA terdapat profil datar sebagai tempat baut untuk mencengkram boring bar dan sebagai tempat peletakan probe. Ilustrasi model body boring bar dapat dilihat pada gambar berikut ini.

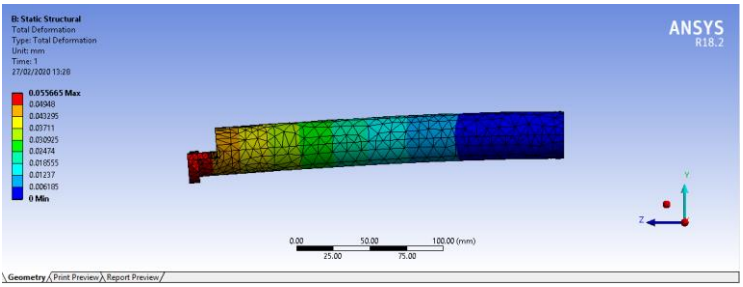


Gambar 3. 11 Dimensi Body Boring Bar

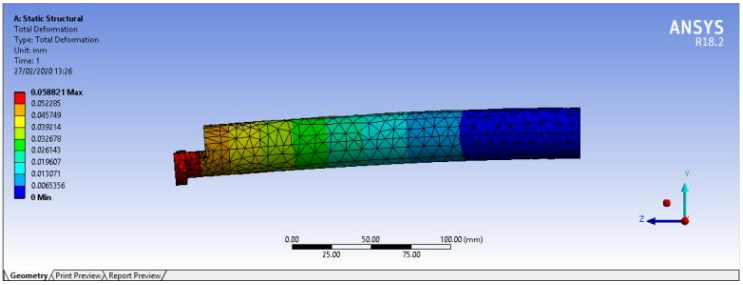


Gambar 3. 12 Body Boring Bar

Desain dimensi cavity dibuat dengan mempertimbangkan nilai kekakuan dari desain rigid boring bar. Boring bar dengan cavity memiliki kekakuan setidaknya minimal 95% dari rigid boring bar. Hal ini dilakukan karena pada penelitian ini bertujuan untuk melihat respon getaran dengan boring bar panjang langsing yang stabil, sehingga pada saat boring bar diberi cavity sebagai tempat peletakan DVA, boring bar tidak boleh mengalami penurunan kekakuan yang signifikan, oleh karena itu dilakukan simulasi pada software ansys guna mendapatkan kekakuan boring bar sebelum dan sudah diberi cavity. Hasil simulasi deformasi statis dapat dilihat pada gambar 3.13 berikut ini.



(a)

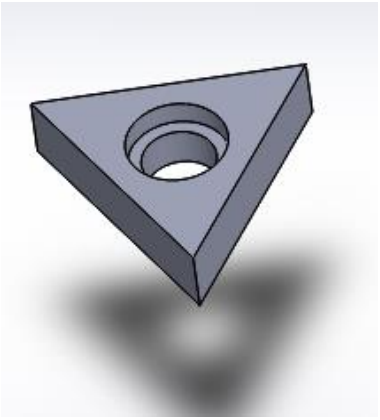


(b)

Gambar 3. 13 Simulasi deformasi statis (a) Sebelum diberi cavity (b) Sesudah diberi cavity

Pada gambar 3.13 Diatas didapat hasil simulasi ansys nilai deformasi statis boring bar sebelum dan sesudah diberi cavity sebagai tempat peletakan DVA. Simulasi dilakukan dengan meshing dengan ukuran 5 mm, pada bagian tepi belakang diberikan fixed support dan pada bagian ujung depan boring bar diberikan gaya sebesar 100 N. Dapat dilihat pada gambar bahwa boring bar tanpa cavity mengalami deformasi statis maksimal pada 0,055665

mm sedangkan boring bar dengan cavity mengalami deformasi statis maksimal pada 0,058821 mm, dengan perhitungan menggunakan rumus didapatkan nilai kekakuan pada boring bar tanpa cavity yakni 1796,46 N/mm dan boring bar dengan cavity 1700,07 N/mm Dapat dikatakan bahwa nilai konstanta kekakuan boring bar dengan cavity 95% dari nilai konstanta boring bar tanpa cavity. Sehingga desain dari dimensi cavity yang diberikan dapat digunakan untuk penelitian.



Gambar 3. 14 *Insert*

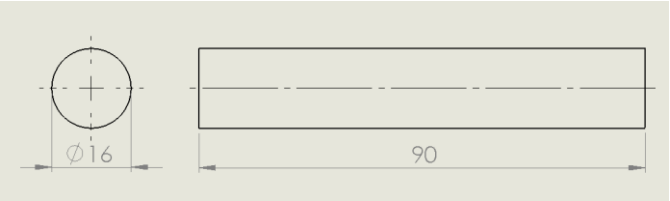
Pada gambar 3.14 diatas *Insert*, merupakan pisau pahat yang digunakan sebagai pemotong benda kerja. Material yang digunakan adalah coated carbide dengan model TCMT 16 dengan sudut pemotongan 95^0. Pada bagian tengah insert terdapat lubang sebagai fitting insert dengan

bagian head. Digunakan baut dengan diameter 4,4 mm guna menghubungkan insert dengan head.

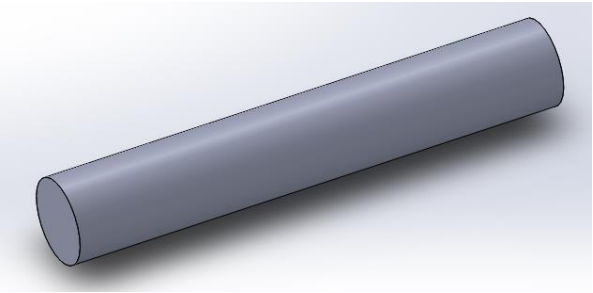
3.2.6.2. DVA

Pada penelitian ini desain dynamic vibration *absorber* telah dirancang yang mana terdiri dari massa *absorber* dan kekakuan *absorber*

Massa *Absorber*, bagian ini dibuat dengan material tungsten carbide agar mendapatkan massa *absorber* yang besar guna memperoleh daerah operasional aman yang lebih luas. Material tungsten carbide (raw carbide) ini juga memiliki harga relative murah kurang lebih 400 hingga 500 ribu rupiah. Material ini disesuaikan dengan frekuensi natural dva agar memiliki daerah redaman yang diinginkan. Memiliki massa jenis 15,63 g/cm^3, Memiliki diameter 16 mm dengan panjang 95 mm yang mana massa *absorber* ini akan diletakkan pada bagian *cavity* pada boring bar. Berikut gambar 3.15 dan 3.16 merupakan dimensi dan ilustrasi *massa absorber*.

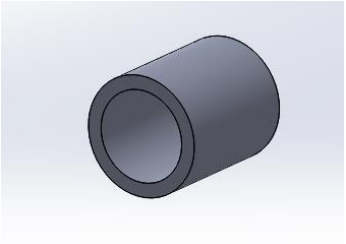


Gambar 3. 15 Dimensi Massa Absorber



Gambar 3. 16 Massa Absorber

Kekakuan absorber yang digunakan pada penelitian ini adalah rubber bush sejumlah 2 buah. Rubber bush akan diletakkan pada bagian tepi. Digunakan lem untuk merekatkan rubber bush pada massa absorber. Diberi clearance pada tepi rubber bush dan tepi massa absorber yakni 2,5 mm guna menghindari gesekan antar massa absorber dengan boring bar. Digunakan Rubber bush dengan diameter dalam 16 mm dan diameter luar 21 mm dengan panjang 20,30, dan 40 mm. Diameter dalam karet didesain agar lebih kecil dari pada diameter massa *absorber* agar karet menerima gaya tarik supaya nilai kekakuan *absorber* meningkat dan bekerja dengan linear pada range gaya tertentu. Model dari karet dapat dilihat pada gambar 3.17 dibawah ini.



Gambar 3. 17 Rubber Bush

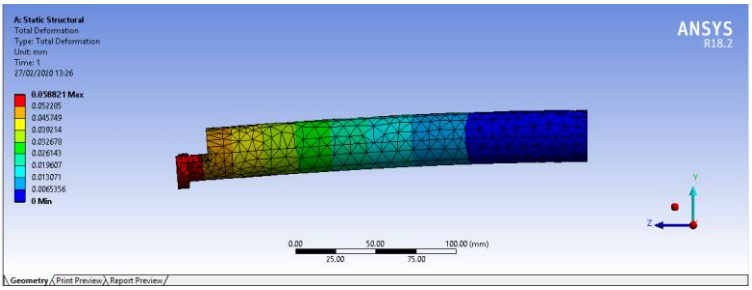
3.2.7 Perencanaan Parameter

Parameter penelitian digunakan untuk merancang bangun komponen-komponen DVA. Parameter ini meliputi massa, konstanta pegas dan redaman, serta frekuensi operasi.

3.2.7.1. Massa Sistem Utama (M_1) dan Massa Absorber (M2)

- Menentukan nilai konstanta kekakuan boring bar (K1)

Untuk mendapatkan nilai dari kekakuan boring bar dilakukan pemodelan pada simulasi ansys dengan cara memasukkan desain kemudian bagian belakang boring bar diclamp dan bagian depan diberi beban 100 newton kemudian dirunning dan didapatkan defleksi maksimal. Berdasarkan hasil defleksi dapat ditentukan nilai kekakuan. Hasil defleksi dapat dilihat pada gambar 3.18 dibawah ini.

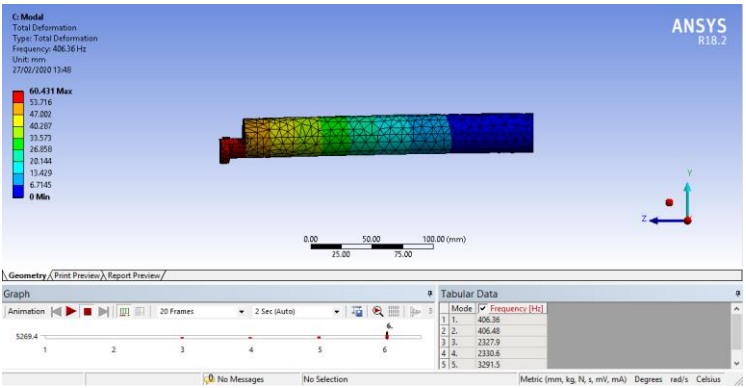


Gambar 3. 18 Hasil simulasi ansys untuk penentuan nilai kekakuan (K**1**)

Dari hasil simulasi didapat nilai deformasi sebesar 0,058821 dari hasil pembebanan 100 N, maka nilai K1 yaitu besar nilai pembebanan dibagi dengan nilai deformasi didapat hasil sebesar 1700073,103 N/m.

- Menentukan nilai frekuensi natural (Wn1)

Untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dilakukan simulasi ansys dengan cara memasukkan desain boring bar, bagian belakang boring bar diclamp kemudian dirunning dan didapatkan hasil frekuensi natural. Hasil dari simulasi ansys menunjukkan nilai frekuensi natural dari boring bar sebesar 406,36 Hz. Hasil simulasi frekuensi natural dapat dilihat pada gambar 3.19 berikut.



Gambar 3. 19 Hasil simulasi ansys untuk mencari nilai frequensi natural (Wn**1**)

- Penentuan Massa boring bar

Nilai massa didapatkan dari perhitungan nilai kekakuan (K1) dibagi dengan nilai frekuensi natural

kuadrat. Nilai kekakuan boring bar dan nilai frekuensi didapatkan dari simulasi ansys.

$$M1 = K1 / Wn1^2$$

$$M1 = 1700073{,}103 / (406{,}36 \times 2\pi)^2$$

$$M1 = 0{,}26 \text{ kg}$$

- Penentuan nilai konstanta redaman boring bar (C1)

  Penentuan nilai konstanta redaman boring bar didapatkan berdasar dari perhitungan berikut.

  Dimana zeta merupakan nilai damping rasio, omega merupakan undamped natural frekuensi sistem, omegaD merupakan damped natural frekuensi x0 merupakan iisial displacement, dan v0 merupakan inisial velocity. Gambar 3.4 diatas merupakan grafik respon dari free vibration dengan nilai respon gerak seperti pada perssamaan (2). Dengan menggunakan nilai perbandingan dari peak amplitudo n dan n+1, nilai damping rasio dapat dihitung. Berikut merupakan rumus perhitungan nilai C:

$$C1 = 2\zeta\sqrt{M1K1} \tag{3.15}$$

$$C1 = 2(0.05)\sqrt{0{,}26\ kg\ 1700073{,}103\ N/m}$$

$$C1 = 66.48$$

Berikut merupakan tabel data parameter boring bar yang digunakan pada simulasi ini.

Tabel 3.1 Parameter Penelitian Boring Bar

Parameter	Nilai	Satuan
Kekakuan (K1)	1700073,103	N/m
Massa (M1)	0.26	Kg
Frekuensi Natural Wn1	406,36	Hz
Konstanta Redaman (C1)	66,48	N.s/m

3.2.7.2. DVA

Berikut merupakan niilai parameter dari Dynamic Vibration Absorber yang dibutuhkan dalam penelitian ini:

- Penentuan nilai konstanta kekakuan DVA (K2)

  Untuk mendapatkan nilai dari kekakuan dynamic vibration absorber dilakukan simulasi DVA menggunakan software Ansys Workbench menggunakan analisa *static structural*. DVA terdiri dari sebuah massa absorber dengan diberikan karet dikedua ujungnya. Simulasi dilakukan dengan memberikan tumpuan fixed pada ujung belakang *boring bar* serta menggunakan *Standard Earth Gravity* sebagai beban awal pada DVA. Nilai *Standard Earth Gravity*ini sebesar massa assembly DVA x konstanta gravitasi. Setelah dilakukan simulasi diperoleh defleksi dari *dva*. Kemudian dilakukan perhitungan nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA dengan persamaan berikut ini:

$$K_2 = W/\delta_{st}.$$

Dari hasil simulasi didapat nilai deformasi dari hasil pembebanan, maka nilai K2 yaitu besar nilai pembebanan dibagi dengan nilai deformasi didapat hasil.

- Penentuan nilai Massa DVA

Penentuan nilai massa *boring bar* dilakukan dengan analisa Modal menggunakan software Ansys. Dari simulasi diperoleh frekuensi natural dari DVA. Kemudian dilakukan perhitungan massa ekuvalen DVA dengan menggunakan rumus

$$\omega_n = \sqrt{K/M}.$$
$$M2 = K2/\omega_{n2}{}^2$$

- Perhitungna Nilai Konstanta Redaman DVA (C2)

Penentuan nilai konstanta redaman boring bar didapatkan berdasar dari perhitungan berikut.

Dimana zeta merupakan nilai damping rasio, omega merupakan undamped natural frekuensi sistem, omega N merupakan damped natural frekuensi x0 merupakan iisial displacement, dan v0 merupakan inisial velocity. Dengan menggunakan nilai perbandingan dari peak amplitudo n dan n+1, nilai damping rasio dapat dihitung. Berikut merupakan rumus perhitungan nilai C:

$$C2 = 2\zeta\sqrt{M2K2}$$

Berikut merupakan tabel data parameter DVA yang digunakan pada penelitian ini.

Tabel 3. 2 Parameter Penelitian DVA

Panjang Karet	Nilai K2 (N/m)	$M2$ (kg)	$C2$(N.s/m)	$\omega_{n2}{}^2$ (Hz)
20	585447.2	0.299	41.90223	222.48
30	851178.4	0.276	48.47567	279.6
40	1140095	0.275	56.05798	323.85

3.2.7.3. Cutting Parameter

Pada proses permesinan cutting parameter harus sesuai dengan kebutuhan. Agar penelitian beroperasi lebih aman dan gaya pemotongan yang sama pada setiap pengambilan data, digunakan depth of cut (d) dan feed rate (f) bernilai kecil yakni 0,1 mm dan 0,1 mm/rev. Sementara feed rate yang digunakan bervariasi yaitu sebesar 0,05; 0,1; dan 0,15 mm/rev. Dimana hal tersebut akan mempengaruhi gaya pada permesinan, meningkatnya frekuensi chatter, dan specific cutting force

Untuk mendapatkan parameter digunakan Okokpujie dan Okonkwo equation:

$$v = \frac{17.0 + 3971\,f + 155\,d - \omega c}{0.566} \qquad (3.17)$$

$$N = \frac{17.0 + 3971\,f + 155\,d - \omega c}{0.566\,\pi\,D} \qquad (3.18)$$

Keterangan:

- ω_c= frekuensi *chatter*
- *v*= kecepatan spindle
- f = *feed rate*
- d = *depth of cut*
- D = diameter benda kerja
- N = kecepatan putar spindle

Berikut merupakan table data parameter mesin bubut yang digunakan pada simulasi ini.

Tabel 3. 3 Parameter Mesin Bubut

N (rpm)	V (m/s)	F (mm/rev)	Kc	$\omega_{c\ (Hz)}$
250	78.53	0.1	4050	432
370	116.238	0.1	4050	410.31
630	197.920	0.1	4050	364.078
920	289.049	0.1	4050	312.499

Gaya pada proses pemotongan (Fc) pada proses pemotongan AISI 4340 Steel dimana gaya pemakanan dapat diperoleh menggunakan rumus dibawah ini

$$F_c = K_c . d . f$$

Cutting force diperoleh dari perkalian *specific cutting force* (K_c), *depth of cut* (d), dan *feed rate* (*f*). Dimana nilai K_c diperoleh dari technical data ISO 13399 Standard. Sementara untuk mendapatkan gaya radial dan gaya thrust dapat menggunakan persamaan

(3.15) berikut yang dihasilkan eksperimen oleh Sadilek

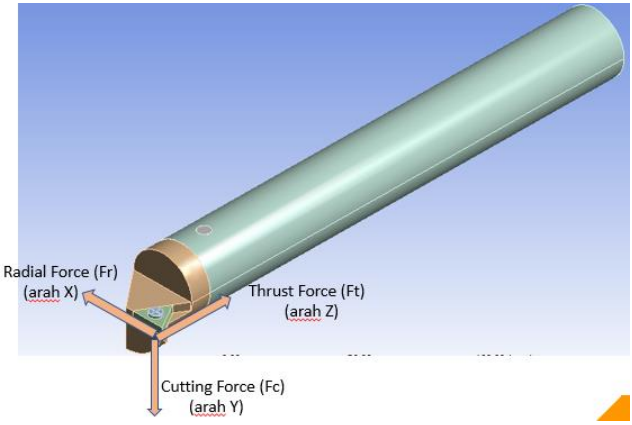
$$F_r = 0{,}69\ Fc$$

$$F_t = 0{,}38\ Fc.$$

Besar gaya-gaya dan arah pada simulasi dapat dilihat pada table 3.4 dan gambar 3.20 dibawah ini.

Tabel 3. 4 Parameter Gaya Mesin Bubut

Kc (Mpa)	Ft (N)	Fc (N)	Fr (N)	Fm (N)
4050	111.78	162	61.56	206.224



Gambar 3. 20 Gaya pada proses boring

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 merupakan material data yang di input ketika proses simulasi.

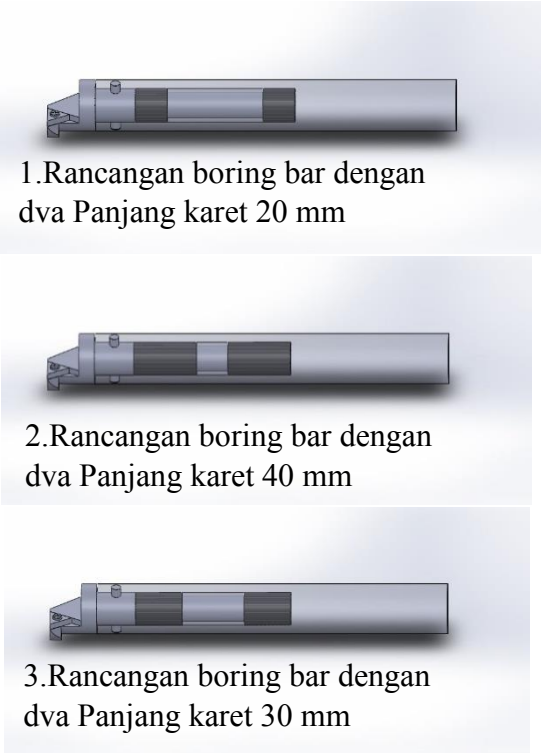
Tabel 3. 5 Material Properties

Mechanical Properties	Holder, Bolt	Insert	Karet
Material	AISI 1045	Carbide/ tungsten	Naturl Rubber
Density (kg/m3)	7850	15630	1200
Young Modulus (MPa	210	530	0,5
Poissons Ratio	0,3	0,31	0,49
Bulk Modulus (GPa)	175	465	0,025
Shear Modulus (Gpa)	81	202	0,0005
Damping Ratio	0,005	0,005	0,02

3.2.8.2 Geometry

Geometri yang digunakan berupa assembly dari DVA dengan sistem utama. Dimana terdapat tiga buah DVA yang berbeda, berikut merupakan gambar

geometry yang digunakan pada simulasi ini.

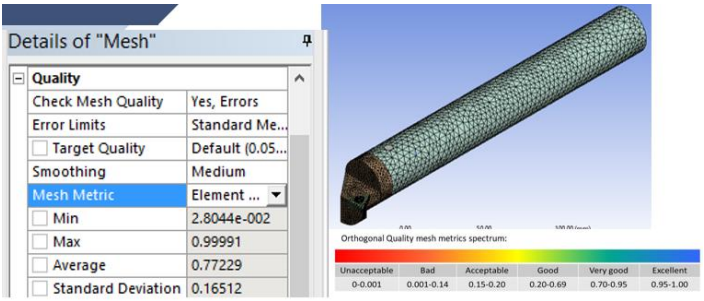


Gambar 3. 21 Rancangan Boring bar dengan DVA

3.2.8.3 Mesh

Meshing pada penelitian ini digunakan 2 teknik meshing sederhana yakni body sizing dan face meshing, body sizing sendiri dibagi menjadi 5 bagian yakni boring bar, insert, bolt, massa absorber dan rubber yang mana memiliki element size berbeda-beda sesuai dengan

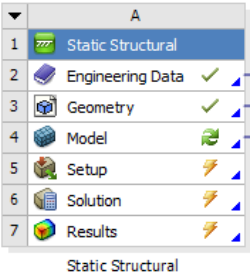
geometrynya. Untuk boring bar digunakan element size 2,45 mm, insert 2 mm, bolt 0,5 mm, mass absorber 2 mm, dan rubber mm. Face meshing dilakukan pada profil permukaan melengkung pada boring bar guna mendapatkan profil hexahedral yang menyesuaikan body sizing yang digunakan. Berikut merupakan hasil mesh pada simulasi yang dilakukan.



Gambar 3. 22 Hasil mesh boring bar rigid

3.2.8.4 Static Structural

Analisa static structural digunakan untuk mengetahui deformasi dari boring bar. Deformasi tersebut akan digunakan untuk mencari nilai konstanta kekakuan dari boring bar. Pada analisa ini, diberikan tumpua fixed pada ujung belakang boring bar serta memberikan standard gravitational force dengan arah –Y atau kearah pusat gravitasi bumi. Berikut merupakan contoh awal static structural.

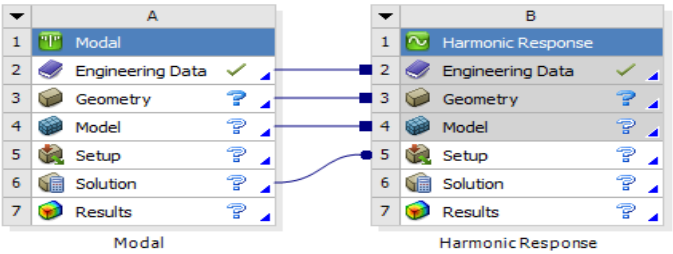


Gambar 3. 23 Contoh Proses Simulasi Static Structural

3.2.8.5 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 hubung dengan harmonic response, 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 1200 Hz, hal ini dilakukan karena bode diagram yang menjadi output akan disetting dari 0 Hz – 1200 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 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. Berikut merupakan gambar contoh modal yang dihubungkan pada harmonic response.



Gambar 3. 24 Modal dan Harmonic Response

3.2.9 Reduksi Respon Sistem Utama

Setelah simulasi dilakukan dengan variasinya diberikan, maka didapatkan nilai reduksi respon sistem utama. Setelah mendapat hasil ,kemudian diolah menjadi grafik respon terhadap variasi. Grafik yang didapatkan berupa respon percepatan sistem utama dengan variasi kekakuan absorber, dan variasi feed rate yang diberikan.

3.2.10 Analisa Hasil dan Validasi

Dari grafik simulasi yang diperoleh, dilakukan analisa data dan pembahasan sesuai dasar teori yang ada. Selanjutnya, dapat diketahui reduksi getaran dari penambahan dva pada boring bar juga hubungan variasi kekakuan dan variasi feed rate terhadap reduksi respon sistem utama. Hasil grafik tersebut dapat dijadikan acuan untuk mendapatkan kesimpulan dari penelitian ini.

Validasi yang dilakukan untuk mengetahui bahwa simulasi sudah benar atau sesuai dengan metode penelitian dengan cara membandingkan hasil simulasi penelitian ini dengan penelitian terdahulu yang telah menjadi tinjauan pustaka dalam penelitian yaitu penelitian eksperimen reduksi getaran pada boring bar oleh ‘’Sun Beibei , Li Lie 2019’’ dan ‘’Liu Liu, & Wu, 2018’’. Analisia dan pembahasan nantinya akan digunakan sebagai acuan untuk menarik kesimpulan dari penelitian ini.

3.2.11 Kesimpulan

Dari analisa hasil, dapat ditarik kesimpulan dan saran mengenai penelitian yang telah dilakukan. Kesimpulan menyangkut poin-poin penting pembahasan hasil simulasi serta menjawab tujuan penelitian. Saran yang dibuat dapat digunakan sebagai masukan untuk penelitian selanjutnya.

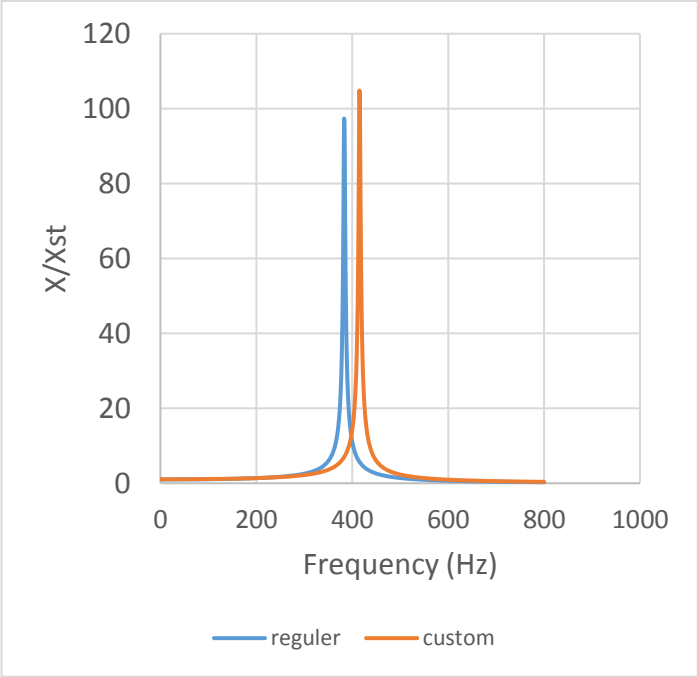
BAB IV
ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Respon Getaran

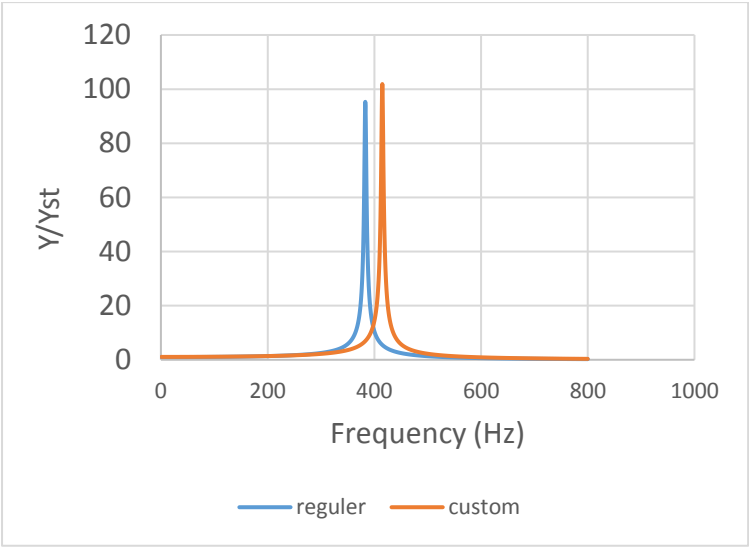
Simulasi pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan software *ansys workbench* modal dan *harmonic response* analysis dengan input model geometry,variasi kekakuan karet beserta engineering data, kemudian dilakukan meshing, connection, dan pemberian gaya serta fix support pada model system. Kemudian simulasi dilakukan dengan output deformation frequency response pada insert dengan arah x, y, dan z di masing masing geometry dan variasi. Data yang dihasilkan dari simulasi kemudian diolah menggunakan Microsoft excel dengan membagi semua respon data yang didapat dengan defleksi statis regular boring bar pada sumbu x, y, dan z. Dari hasil olah data pada ms.excel didapat dimentionless frequency response yang kemudian diplot menjadi grafik/bode diagram, dan grafik presentase reduksi getaran setelah dilakukan penambahan DVA.

4.1.1 Respon Getaran Boring Bar tanpa DVA

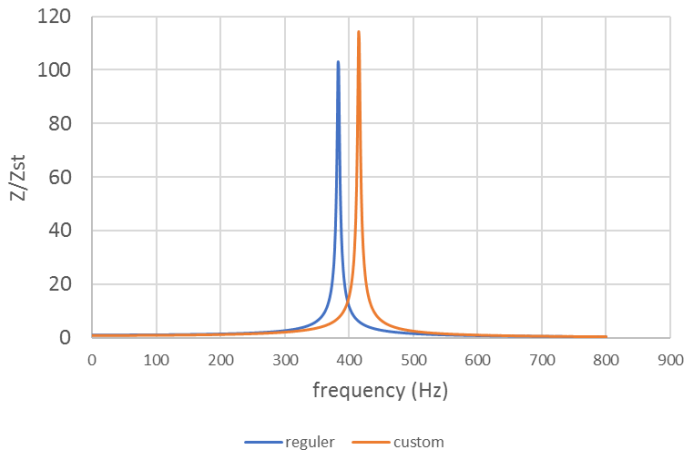
Analisa respon getaran sistem utama dilakukan pada arah sumbu x, y, dan z. Sistem utama pada penelitian ini adalah boring bar reguler dan boring bar reguler berlubang (custom). Simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran sistem utama dalam bentuk rasio amplitude terhadap frekuensi yang kemudian di plot untuk mendapatkan bode diagram. Berikut merupakan bode diagram hasil simulasi respon getaran sistem utama.


120
100
80
60
40
20
0
X/Xst
0
200
400
600
800
1000
Frequency (Hz)
reguler
custom

(a)



(a)



(b)

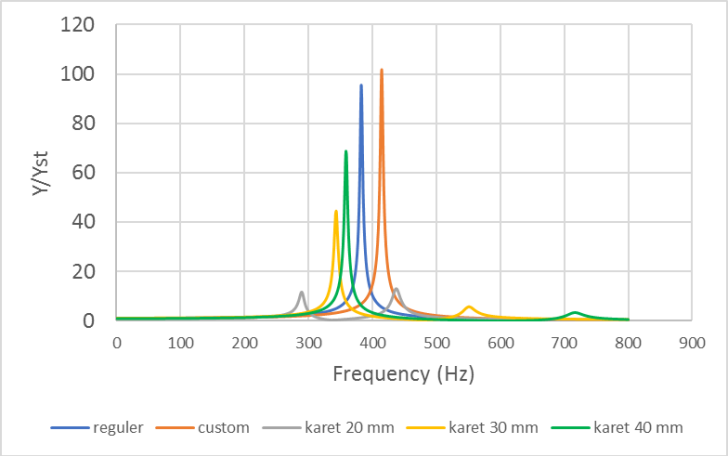
Gambar 4. 1 Bode diagram boring bar tanpa dva pada arah x radial (a), y tangensial (b), z axial(c)

Pada gambar 4.1 merupakan grafik bode diagram sistem utama tanpa DVA pada sumbu x,y dan z. Pada gambar grafik berwarna biru merupakan boring bar reguler sebelum diberi lubang dan grafik berwarna orange merupakan boring bar setelah diberi lubang pada bagian dalam. Grafik menunjukkan ketika sistem utama sebelum diberi penambahan DVA hanya terdapat satu puncak resonansi. Hal ini menunjukkan bahwa sistem memiliki satu frekuensi natural yang bernilai 374,76 untuk boring bar reguler dan 406.36 Hz reguler berlubang. Perbedaan frekuensi natural terjadi karena boring bar reguler memiliki konstanta kekakuan yang lebih tinggi daripada konstanta kekakuan boring bar custom. Bode diagram pada sumbu x, y dan z memiliki trend yang relatif sama, yakni peak boring bar regular lebih rendah daripada boring bar regular berlubang. Hal ini diakibatkan karena adanya perbedaan nilai konstanta kekakuan, semakin tinggi nilai konstanta kekakuan maka semakin rendah peak dari frekuensi natural sistem. Pada grafik sumbu x dan y terlihat bahwa bode diagram relatif sama, namun berbeda dengan sumbu z (axial) yang menunjukkan bode diagram pada sumbu z memiliki peak yang lebih tinggi dari pada sumbu x (radial) dan y (tangensial). Ketiga bode diagram memiliki trend yang sama disebabkan oleh dimensi cylinder panjang pada arah vertical maupun horizontal relatif sama dan clamp bagian belakang boring bar merata pada semua sisi sehingga meyebabkan kekakuannya sama pada arah vertical dan horizontal.

4.1.2 Respon Getaran Boring Bar Arah Sumbu Y (Tangensial)

Analisa respon getaran arah sumbu Y pada regular boring bar, customized boring bar tanpa dva, customized boring bar dva karet 20 mm, customized

boring bar dva karet 30 mm, customized boring bar dva karet 40 mm pada frekuensi 0 – 800 Hz.



Gambar 4. 2 Bode diagram boring bar arah sumbu Y (tangensial)

Pada gambar 4.2 merupakan respon gerak arah sumbu Y (tangesial) regular boring bar, customized boring bar tanpa dva, customized boring bar dengan variasi dva panjang karet 20, 30, dan 40 mm. Pada gambar diatas merupakan grafik rasio amplitude (Y/yst) terhadap frekuensi, customized boring bar dengan dva memilik 2 puncak resonansi. Puncak resonansi akan semakin bergeser kekanan seiring bertambahnya panjang dari karet dva. Begitu juga pada tren peak, pada tren peak pertama semakin besar nilai kekakuan karet maka tren peak semakin kekanan semakin naik sedangkan pada tren peak kedua nilai amplitude tren peak nya semakin turun. Fenomena ini sesuai dengan teori dan jurnal bei-bei liu-liu yang menjadi acuan pada penelitian ini yaitu semakin besar nilai kekakuan dva maka tren amplitude pertama akan

semakin meningkat dan pada tren kedua nilai amplitude akan semakin menurun hingga menjadi sistem 1-dof.

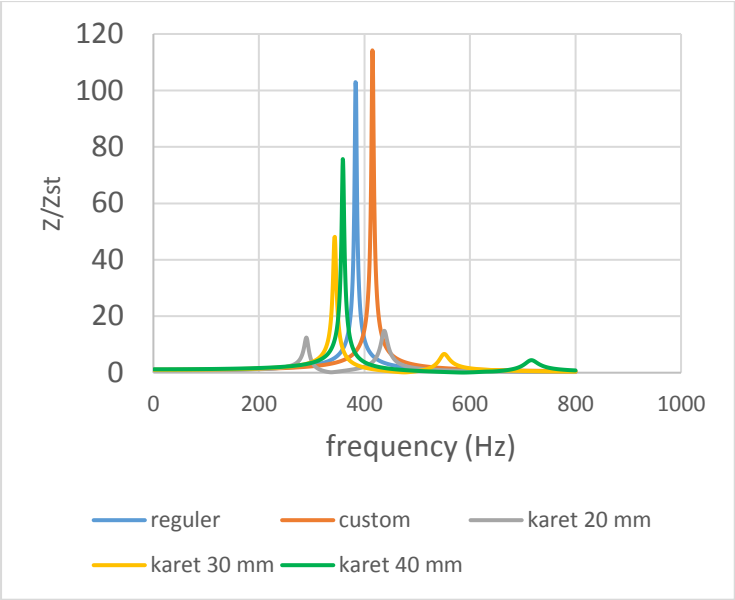
Pada sistem utama denga dva panjang karet 20 mm memiliki daerah redaman dengan range frekuensi operasi 305 Hz hingga 421 Hz. Pada variasi dva Panjang karet 30 mm memiliki range daerah redaman dari frekuensi 359 Hz hingga frekuensi operasi 519 Hz. Sedangkan pada system utama dengan dva panjang karet 40 mm memiliki frekuensi operasi dari 371 Hz sampai frekuensi operasi 658 Hz. Hasil ini sesuai dengan teori juga yaitu bertambahnya nilai konstanta kekakuan dva juga menyebabkan daerah redaman menjadi semakin lebar, dibuktikan dengan daerah lembah antara 2 puncak semakin turun kebawah seiring bertambahnya panjang karet. Sehingga daaerah stabil untuk frekuensi operasional saat proses pengeboran menjadi lebih luas dan bervariasi.

Tabel 4. 1 Frekuensi daerah redaman boring bar arah tangensial

No	Panjang Karet	Arah Y	
		Range(Hz)	Lebar
1	20 mm	305-421	116
2	30 mm	359-519	160
3	40 mm	371-658	287

4.1.3 Respon Getaran Boring Bar Arah Sumbu Z (Axial)

Analisa respon getaran arah sumbu Z pada regular boring bar, customized boring bar tanpa dva, customized boring bar dva karet 20 mm, customized boring bar dva karet 30 mm, customized boring bar dva karet 40 mm pada frekuensi 0 – 800 Hz.



Gambar 4. 3 Bode diagram boring bar arah sumbu Z (axial)

Pada gambar 4.3 diatas customized boring bar dengan DVA arah sumbu-z (axial), trend respon getaran yang didapat sama dengan pada sumbu-y dimana semakin bertambahnya panjang karet semakin besar kekakuan maka grafik puncak resonansi akan semakin bergeser kekanan, amplitudo pada tren peak pertama akan semakin naik, dan amplitudo pada tren peak kedua akan semakin turun. Bila dilihat dari grafik, pola grafik sama persis dengan grafik arah Y tetapi memiliki nilai yang berbeda. Pada sumbu Z (axial) gaya yang diberikan pengarunya tidak terlalu signifikan seperti pada arah radial dan tangensial dikarenakan ketika proses boring saat melubangi benda kerja gaya radial dan tangensial yang paling besar pengaruhnya.

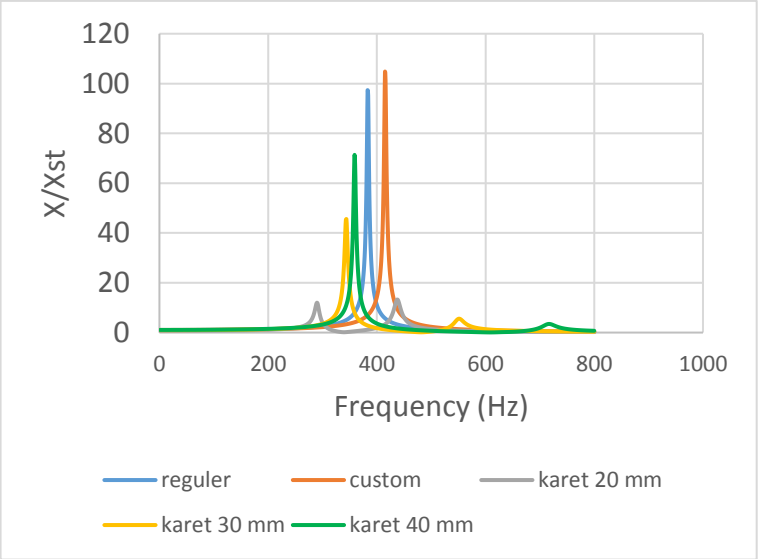
Pada arah sumbu z (axial) sistem utama denga dva panjang karet 20 mm memiliki daerah redaman dengan range frekuensi operasi 305 Hz hingga 421 Hz. Pada variasi dva Panjang karet 30 mm memiliki range daerah redaman dari frekuensi 360 Hz hingga frekuensi operasi 518 Hz. Sedangkan pada sistem utama dengan dva panjang karet 40 mm memiliki frekuensi operasi dari 371 Hz sampai frekuensi operasi 654 Hz. Hasil ini relative sama dengan sumbu Y (tangensial) hanya memiliki daerah stabil lebih sedikit dari sumbu Y (tangensial) karena mengalami penurunan 1-5 frekuensi operasional. Hasil yang didapat juga sesuai dengan teori yaitu bertambahnya nilai konstanta kekakuan dva juga menyebabkan daerah redaman menjadi semakin lebar, dibuktikan dengan daerah lembah antara 2 puncak yang semakin turun kebawah seiring bertambahnya panjang karet. Sehingga daaerah stabil untuk frekuensi operasional saat proses pengeboran menjadi lebih luas dan bervariasi.

Tabel 4. 2 Frekuensi daerah redaman boring bar arah axial

No	Panjang Karet	Arah Z	
		Range(Hz)	Lebar
1	20 mm	305-421	116
2	30 mm	360-518	158
3	40 mm	371-654	283

4.1.4 Respon Getaran Boring Bar Arah Sumbu X

Analisa respon getaran arah sumbu X (radial) pada regular boring bar, customized boring bar tanpa dva, customized boring bar dva karet 20 mm, customized boring bar dva karet 30 mm, customized boring bar dva karet 40 mm pada frekuensi 0 – 800 Hz.



Gambar 4. 4 Bode diagram boring bar arah sumbu X (radial)

Pada gambar 4.4 diatas customized boring bar dengan DVA arah sumbu-x (radial), trend respon getaran yang didapat sama dengan pada sumbu-y dimana semakin bertambahnya panjang karet maka grafik puncak resonansi akan semakin bergeser kekanan, amplitudo pada tren peak pertama akan semakin naik, dan amplitudo pada tren peak kedua akan semakin turun. Bila dilihat dari grafik, pola grafik sama persis dengan grafik arah Y hanya nilai amplitudonya lebih kecil dikarenakan defleksi pada arah radial nilainya lebih kecil dan gaya yang bekerja lebih kecil sehingga pengaruhnya tidak sebesar pada arah Y (tangensial). Berdasarkan posisi respon gerak pada bagian tepi insert, boring bar memiliki kekakuan yang sangat besar pada arah sumbu-x, sehingga pergerakan boring bar akibat thrust force (Ft) arah sumbu-x yang mana memiliki gaya terkecil tidaklah memberikan defleksi yang signifikan pada sistem.

Pada arah sumbu x (radial) sistem utama denga dva panjang karet 20 mm memiliki daerah redaman dengan range frekuensi operasi 305 Hz hingga 421 Hz. Pada variasi dva Panjang karet 30 mm memiliki range daerah redaman dari frekuensi 360 Hz hingga frekuensi operasi 518 Hz. Sedangkan pada sistem utama dengan dva panjang karet 40 mm memiliki frekuensi operasi dari 371 Hz sampai frekuensi operasi 662 Hz. Hasil ini memiliki daerah stabil yang relative sama dengan sumbu Y (tangensial. Hasil yang didapat juga sesuai dengan teori yaitu bertambahnya nilai konstanta kekakuan dva juga menyebabkan daerah redaman menjadi semakin lebar, dibuktikan dengan daerah lembah antara 2 puncak yang semakin turun kebawah seiring bertambahnya panjang karet. Sehingga daaerah stabil untuk frekuensi operasional saat proses pengeboran menjadi lebih luas dan bervariasi.

Tabel 4. 3 Frekuensi daerah redaman boring bar arah radial

No	Panjang Karet	Arah X	
		Range(Hz)	Lebar
1	20 mm	305-421	116
2	30 mm	360-518	158
3	40 mm	371-662	291

4.2 Analisa Reduksi Getaran

Analisa reduksi getaran pada customized boring bar dva dengan panjang karet 20 mm, customized boring bar dva dengan panjang karet 30 mm, customized boring bar dva dengan panjang karet 40 mm terhadap regular boring bar pada frekuensi 0 – 800 Hz. Analisa reduksi getaran dilakukan pada putaran spindel 370, 630, 920, 1000, 1250, dan 2000 rpm.

4.2.1 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 250 RPM

Tabel 4. 4 tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 250 RPM

rpm	frek operasional	respon boring bar reguler tanpa dva (mm)			variasi karet	respon boring bar custom dengan dva (mm)			reduksi getaran (%)			ket.
		x	y	z		x	y	z	x	y	z	
250	432	0.089103	0.28385	0.005618	20 mm	0.23955	0.77669	0.015774	-168.85%	-173.63%	-180.77%	
					30 mm	0.020784	0.066275	0.001193	76.67%	76.65%	78.77%	reduksi
					40 mm	0.045241	0.14501	0.002675	49.23%	48.91%	52.39%	reduksi

Pada tabel 4.4 diatas hasil reduksi getaran pada putaran spindel 250 rpm dapat dilihat bahwa sistem dengan dva dapat meredam getaran yang terjadi pada boring bar ketika melakukan proses boring. Sistem utama dengan dva bekerja pada frekuensi operasi 432 Hz. Pada boring bar dengan dva panjang karet 20 mm pada arah y dimana gaya paling besar diberikan dan pengaruhnya terhadap proses boring signifikan, tidak mampu mereduksi getaran dan berniali negative (-) 173,63%, sedangkan pada boring bar dva panjang karet 30 mm mampu mereduksi getaran sebesar 76,65%, dan pada boring bar dva Panjang karet 40 mm mampu mereduksi sebesar 48,91%. Dari ketiga variasi tersebut boring bar dengan dva panjang karet 30 mm memiliki hasil reduksi paling besar.

Dengan kata lain desain dari sistem utama dan dva mampu bekerja mereduksi getaran pada putaran spindel 250 rpm dengan frekuensi operasi 410 Hz yang paling optimum yaitu dva dengan variasi karet 30 mm dimana frekuensi operasi bekerja sesuai dengan range daerah redaman pada interval 359 – 519 Hz, kemudian diikuti dva karet 40 mm dengan daerah redaman 371 – 659 Hz. Dan pada dva dengan karet 20 mm tidak dapat mereduksi getaran disebabkan sistem bekerja diluar dari daerah redaman dva karet 20 mm dan pada frekuensi operasi system itu beresonansi dan

amplitude besar sehingga sistem mengalami getaran berlebih.

4.2.2 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 370 RPM

Tabel 4. 5 Tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 370 RPM

rpm	frek operasional	respon boring bar reguler tanpa dva (mm)			variasi karet	respon boring bar custom dengan dva (mm)			reduksi getaran (%)			ket.
		x	y	z		x	y	z	x	y	z	
370	410	0.16742	0.53303	0.010486	20 mm	0.065777	0.21434	0.004365	60.71%	59.79%	58.38%	reduksi
					30 mm	0.034436	0.11061	0.002053	79.43%	79.25%	80.43%	reduksi
					40 mm	0.069385	0.22349	0.004184	58.56%	58.07%	60.10%	reduksi

Pada tabel 4.5 diatas hasil reduksi getaran, dapat dilihat pada putaran spindel 370 rpm dan frekuensi operasi 410 Hz dimana frekuensi operasi bekerja mendekati frekuensi natural dari sistem utamanya yakni sebesar 406 Hz. Dapat dilihat bahwa sistem pada seluruh variasi dva dapat meredam getaran yang terjadi pada boring bar ketika melakukan proses boring. Pada boring bar dengan dva panjang karet 20 mm pada arah y dimana gaya paling besar diberikan mampu mereduksi getaran sebesar 59,79%, dan pada boring bar dva panjang karet 30 mm mampu mereduksi getaran sebesar 79,25%, Serta pada boring bar dva panjang karet 40 mm terdapat hasil bernilai 58,07%. Dari ketiga variasi tersebut boring bar dengan dva panjang karet 30 mm memiliki hasil reduksi paling besar hal. Diikiuti dengan dva 20 mm kemudian boring bar dva panjang karet 40 mm. Seluruh variasi dari sistem dva dapat meredam getaran yag terjadi dikarenakan pada masing masing sistem bekerja pada daerah redaman masing masing dan frekuensi operasi tdak mengalami resonansi.

4.2.3 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 630 RPM

Tabel 4. 6 Tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 630 RPM

rpm	frek operasional	respon boring bar reguler tanpa dva (mm)			variasi karet	respon boring bar custom dengan dva (mm)			reduksi getaran (%)			ket.
		x	y	z		x	y	z	x	y	z	
630	364	0.24319	0.79987	0.015032	20 mm	0.015455	0.050958	0.001084	93.64%	93.63%	92.79%	reduksi
					30 mm	0.14538	0.47171	0.008954	40.22%	41.03%	40.44%	reduksi
					40 mm	0.74911	2.4854	0.046555	-208.03%	-210.73%	-209.71%	

Pada table 4.6 diatas hasil reduksi getaran pada Putaran Spindel 630 rpm dapat dilihat bahwa terdapat 2 variasi dva yang mampu mereduksi ketika melakukan proses boring. Pada boring bar dengan dva panjang karet 20 mm pada arah y dimana gaya paling besar diberikan mampu mereduksi getaran sebesar 93,63%, dan pada boring bar dva panjang karet 30 mm mampu mereduksi getaran sebesar 41,03%, Sedangkan pada boring bar dva panjang karet 40 mm terdapat hasil bernilai -210.73%. Dari ketiga variasi tersebut boring bar dengan dva panjang karet 20 mm memiliki hasil reduksi paling besar kemudian diikuti dengan dva Panjang karet 30 mm, kedua dva tersebut meredam dikarenakan bekerja pada masing-masing daerah redaman. Sedangkan pada boring bar dva panjang karet 40 mm yang memiliki hasil bernilai minus (-) karena sistem tidak dapat meredam pada frekuensi operasional 364 Hz pada rpm 630 dimana berada diluar range daerah redaman dari boring bar dva 40 mm sehingga mengalami resonansi lalu amplitudonya besar dan menyebabkan getaran.

4.2.4 Analisa Reduksi Getaran Putaran Spindel 920 RPM

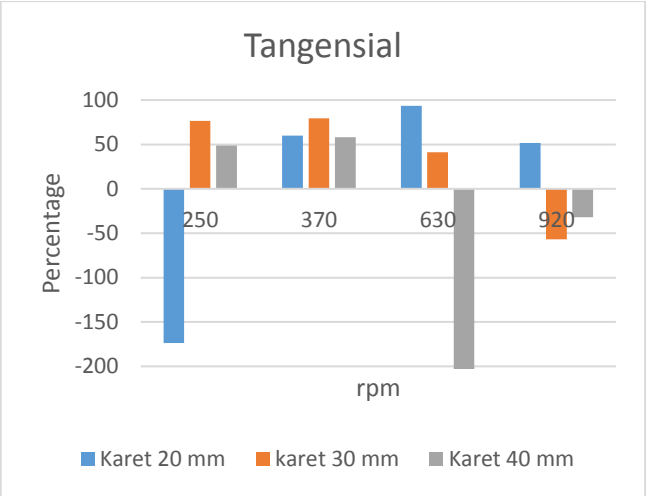
Tabel 4. 7 Tabel Reduksi Getaran Putaran Spindel 920 RPM

rpm	frek operasional	respon boring bar reguler tanpa dva (mm)			variasi karet	respon boring bar custom dengan dva (mm)			reduksi getaran (%)			ket.
		x	y	z		x	y	z	x	y	z	
920	312	0.071688	0.23504	0.004374	20 mm	0.035401	0.1134	0.002075	50.62%	51.75%	52.55%	reduksi
					30 mm	0.11442	0.3687	0.007155	-59.61%	-56.87%	-63.59%	
					40 mm	0.09589	0.31047	0.006106	-33.76%	-32.09%	-39.60%	

Pada tabel 4.7 diatas merupakan hasil reduksi getaran pada putaran spindel 920 rpm dapat dilihat bahwa terdapat 2 variasi dva yang bernilai negatif ketika melakukan proses boring. Pada boring bar dengan dva panjang karet 20 mm pada arah y dimana gaya paling besar diberikan mampu mereduksi getaran sebesar 51,75%, dan pada boring bar dva panjang karet 30 mm mampu mereduksi getaran sebesar 56,61%, Sedangkan pada boring bar dva panjang karet 40 mm terdapat hasil bernilai -32.09%. Dari ketiga variasi tersebut hanya boring bar dengan dva panjang karet 20 mm yang mampu memiliki hasil reduksi positif. Pada boring bar dva panjang karet 30 mm dan 40 mm yang memiliki hasil bernilai minus (-) karena sistem tidak dapat meredam pada frekuensi operasional 312 Hz pada rpm 920 atau diluar range daerah redaman dari boring bar dengan dva 40 mm dan terjadi resonansi sehingga amplitudonya relatif tinggi dan menyebabkan getaran. Sedangkan dva 20 mm bekerja pada daerah redaman sehingga dva mampu mereduksi getaran.

4.2.5 Analisa Reduksi Getaran

Berikut merupakan grafik pengaruh kekakuan karet terhadap reduksi getaran pada tiap variasi rpm. Rpm yang diberikan yaitu 250 HZ, 370 Hz, 630 Hz, 920 Hz.



Gambar 4. 5 Grafik hasil reduksi getaran pada variasi rpm

Pada gambar 4.5 diatas hasil reduksi getaran pada arah Y (tangensial) dapat dilihat memiliki reduksi yang berbeda beda pada tiap putaran spindle. Grafik memperlihatkan desain sistem utama dengan dva dapat bekerja optimum pada putaran spindel 370 rpm dengan frekuensi operasi sebesar 410,31 Hz, dimana frekuensi operasi tersebut mendekati frekuensi natural dari boring bar custom yakni sebesar 406 Hz. Pada putaran spindel dan frekuensi tersebut ketiga variasi dva dapat mereduksi getaran yang terjadi, hal ini dikarenakan sesuai dengan fungsi dan tujuan dari dva sendiri yakni mereduksi getaran pada saat bekerja pada frekuensi natural sistem utamanya. Pada putaran spindel 250 rpm didapatkan hasil reduksi tertinggi pada dva dengan panjang karet 30 mm kemudian diikuti dengan dva Panjang karet 40 mm sedangkan pada dva Panjang karet 20 mm tidak mereduksi getaran. Kemudian pada putaran spindel 370 rpm

sistem utama dengan dva panjang karet 30 mm memiliki reduksi tertinggi disusul dengan panjang karet 20mm kemudian 40 mm. Pada putaran spindle 630 rpm sistem utama dengan dva panjang karet 20 mm memiliki reduksi tertinggi diikuti dengan dva panjang karet 30 mm, sedangkan dva dengan panjang karet 40 mm tidak mereduksi getaran dengan nilai minus 200.

Dari grafik gambar 4.5 memperlihatkan desain sistem utama dengan dva dengan panjang karet 30 mm menunjukkan persentasi terbaik dari ketiga variasi dibuktikan dengan dapat mereduksi pada putaran spindel 250,370, 630 rpm, dengan persentase reduksi diatas 50% pada ketiga rpm terebut. Sedangkan dva dengan karet 20 mm memiliki nilai reduksi tertinggi sebesar 93% pada putaran spindel 630 rpm dengan nilai amplitudo 0.015455 pada arah x, 0.050958 pada arah y dan 0.001084 pada arah z. Dapat dikatakan sistem utama dengan dva panjang karet 30 mm memiliki performa yang baik dan daerah opersional yang bervariasi karena mampu meredam getaran pada variasi putaran spindel ketika proses boring dan memiliki nilai reduksi optimum ketika bekerja pada frekuensi operasi yang mendekati frekuensi natural sistem utamanya.

Maka agar peredaman dapat mencapai optimum dengan federate dan depth of cut yang sama namun pada rpm yang berbeda – beda, sistem utama dengan dva panjang karet 20 mm digunakan pada variasi putaran spindel 630 rpm agar waktu yang digunakan permesinan relative semakin sedikit dan reduksi getaran yang dihasilkan relative besar, sedangkan pada putaran spindel 250 rpm menggunakan dva panjang karet 30 mm, pada putaran spindel 370 rpm

menggunakan dva panjang karet 30 mm dan pada putaran spindel 920 rpm menggunakan dva panjang karet 20 mm.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V
KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut

1. Telah dirancang boring bar dengan material aisi 1045 dengan rasio L/D 8 dengan Panjang overall 384 mm dan Panjang overhang 256 mm. Memiliki diameter luar 32 mm dan diameter dalam 21 mm, memiliki kedalaman lubang pada bagian depan sepanjang 125 mm sebagai tempat peletakan dynamic vibration absorber. Dynamic Vibration Absorber menggunakan material tungsten carbide yang terdiri dari mass ring dengan diameter 16 mm, Panjang 90 mm dan 2 buah karet dengan material natural rubber dengan diameter dalam 16 mm, diameter luar 21 mm dimana karet divariasikan panjangnya sebesar 20, 30, 40 mm. Dengan peletakan DVA didalam boring bar mekanisme sistem menjadi 2 DOF.
2. Semakin besar nilai konstanta kekakuan dva maka akan membuat grafik bode diagram semakin bergeser kekanan. Semakin besar konstanta kekakuan dva juga memiliki daerah redaman dan daerah stabil semakin lebar, grafik juga menunjukkan semakin besar konstanta kekakuan dva maka frekuensi operasi yang dapat digunakan juga semakin tinggi. Pada dva karet 20 mm memiliki range 305 – 421 Hz, pada dva dengan karet 30 mm memiliki range 359 – 519 Hz, dan pada dva dengan karet 40 mm memiliki range 371 – 658 Hz dimana daerah reduksi paling luas sebesar 288 frekuensi.
3. Pada penelitian ini frekuensi operasional yang digunakan paling kecil pada variasi kecepatan putar spindel paling tinggi yaitu 920 rpm yaitu sebesar 312 Hz sedangkan pada kecepatan putar spindle paling rendah 250 rpm memiliki frekuensi operasi yang paling besar

432 Hz. Untuk mendapatkan reduksi yang paling optimum pada daerah redaman maka diperlukan parameter pemotongan yang sesuai. Pada tiap frekuensi memiliki variasi dva yang berbeda untuk mereduksi optimum, seperti pada kecepatan putar spindel 250 rpm reduksi optimum pada dva panjang karet 30 mm. Pada kecepatan putar 370 rpm menggunakan dva panjang karet 30 mm, pada kecepatan putar spindel 630 rpm menggunakan panjang karet 20 mm dan pada kecepatan putar spindel 920 rpm menggunakan dva panjang karet 20 mm.

4. Didapatkan hasil reduksi paling optimum yaitu dva dengan variasi karet 30 mm dimana mampu mereduksi sebesar 79% ketika sistem bekerja pada putaran spindel 370 rpm dengan frekuensi operasi 410 Hz yang mendekati frekuensi natural sistem utamanya. Dan pada dva 30 mm juga dapat mereduksi getaran pada variasi kecepatan putar spindel 250, 370, 630 rpm. Sedangkan untuk reduksi tertinggi didapat dva dengan variasi karet 20 mm pada kecepatan putar spindel 630 rpm dengan frekuensi operasi 364 Hz dengan reduksi sebesar 93,64% arah radial, 93,63% arah tangensial, dan 92,79% arah axial.

5.2 Saran

1. Melakukan eksperimen untuk memvalidasi hasil yang lebih akurat
2. Menambahkan variasi cutting parameter dan jenis karet agar mendapat daerah redaman dan stabil pada berbagai kondisi.
3. Gaya pada arah axial dapat diabaikan.

DAFTAR PUSTAKA

Chasanah, N. M. (2018). Pemodelan dan Analisa Respon Reduksi Getaran Translasi pada Proses Drilling Material Aluminium (AI) dengan Penambahan Sistem Dynamic Vibration Absorber (DVA).

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. (n.d.). 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.

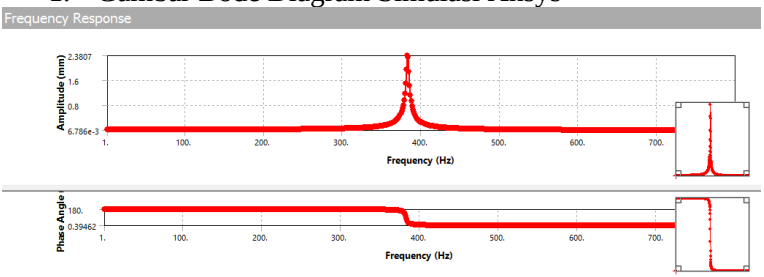
Ugochukwu, O. (2018). Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material. 9.

Zulfianti, P. K. (2019). Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA.

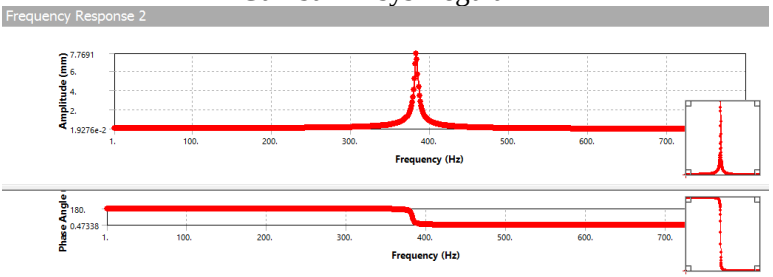
Halaman ini sengaja dikosongkan

Lampiran

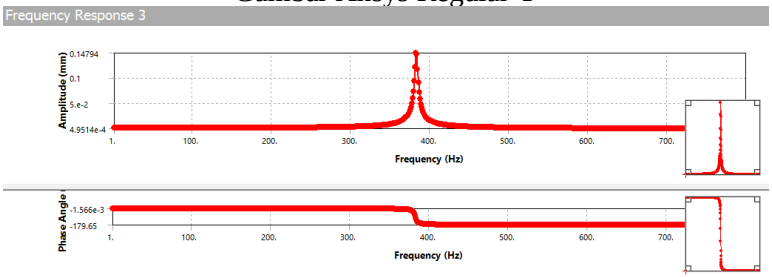
1. Gambar Bode Diagram Simulasi Ansys



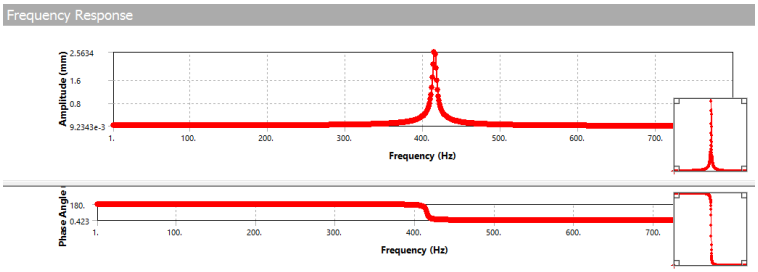
Gambar Ansys Regular X



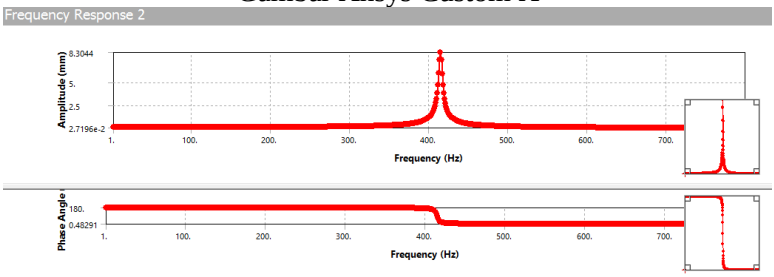
Gambar Ansys Regular Y



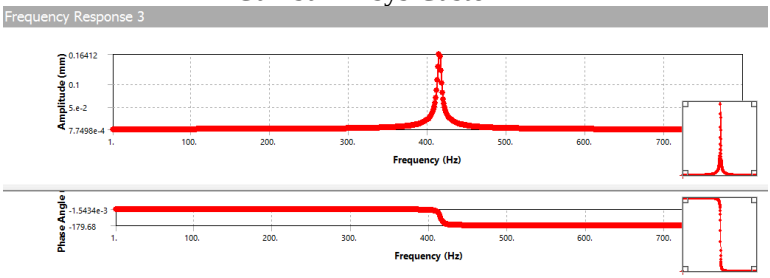
Gambar Ansys Regular Z



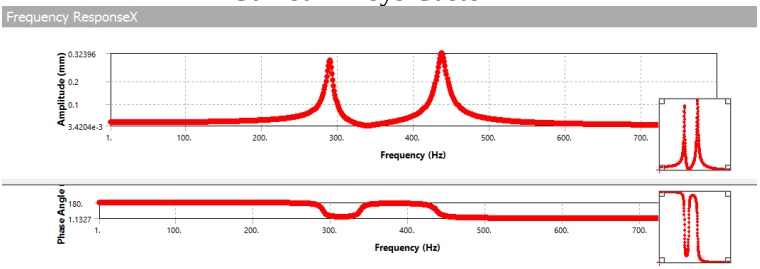
Gambar Ansys Custom X



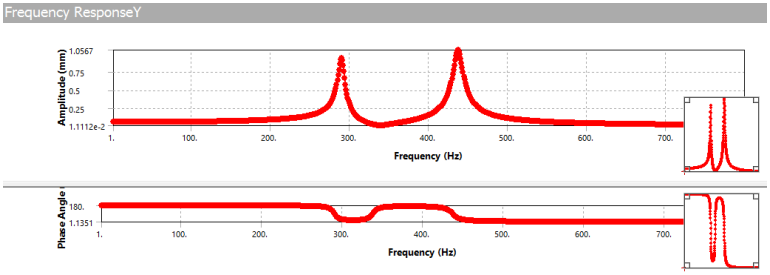
Gambar Ansys Custom Y



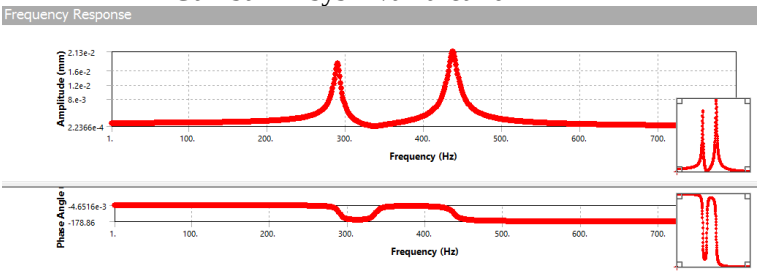
Gambar Ansys Custom Z



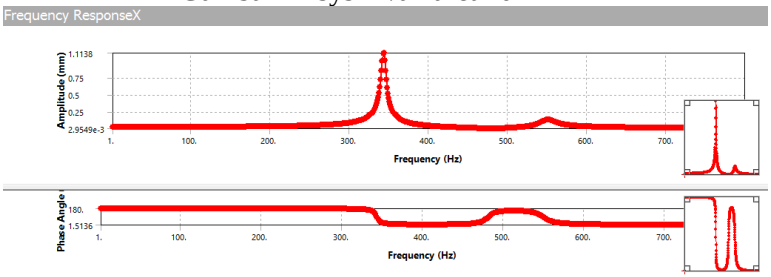
Gambar Ansys Dva karet 20 mm X



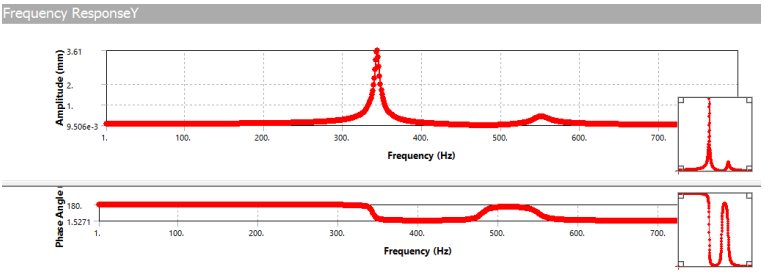
Gambar Ansys Dva karet 20 mm Y



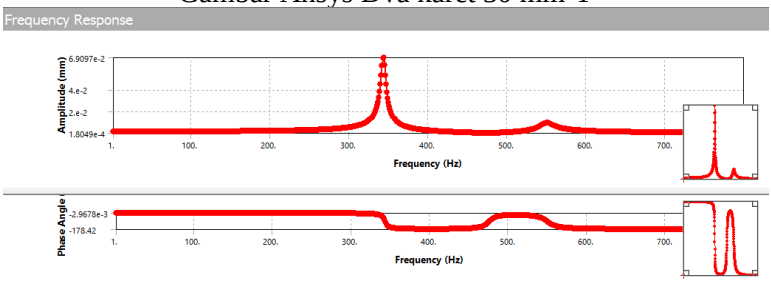
Gambar Ansys Dva karet 20 mm Z



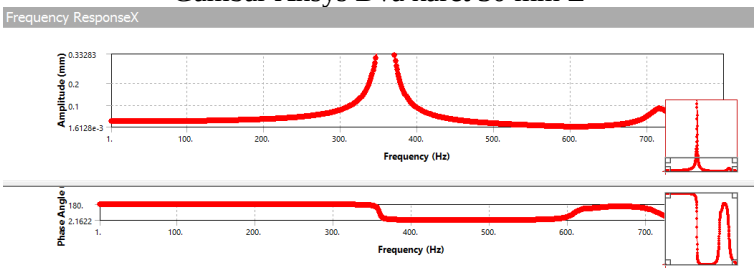
Gambar Ansys Dva karet 30 mm X



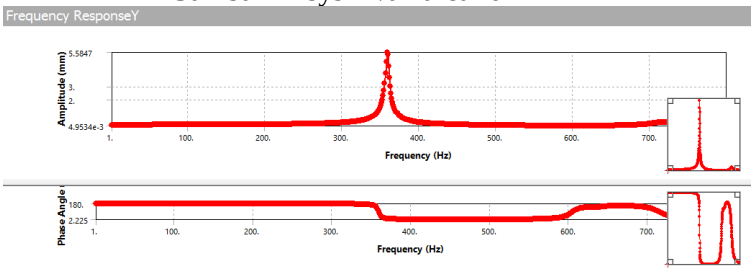
Gambar Ansys Dva karet 30 mm Y



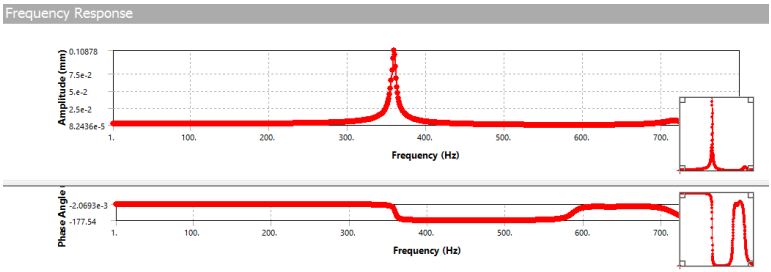
Gambar Ansys Dva karet 30 mm Z



Gambar Ansys Dva karet 40 mm X



Gambar Ansys Dva karet 40 mm Y



Gambar Ansys Dva karet 40 mm Z

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS

Penulis dilahirkan di Kediri, 15 November 1996, merupakan anak kedua dari 2 bersaudara. Penulis telah menempuh Pendidikan formal yaitu di TK Islam Al-fath Pare, SD Islam Al-fath Pare, MTs N 1 Pare, SMAN 1 Puncu. Setelah lulus penulis mengikuti SBMPTN kemudian Mandiri dan diterima di Jurusan Teknik Mesin FTIDRS-ITS pada tahun 2015 dan terdaftar dengan NRP 02111540000196

Di Jurusan Teknik Mesin ini penulis mengambil bidang Studi Rekayasa Vibrasi. Penulis sempat aktif dibeberapa kegiatan seminar yang diselenggarakan oleh Jurusan, Hompunan Mahasiswa Teknik Mesin dan Asisten Praktikum Mekanika Getaran. Dibidang non akademik Penulis aktif sebagai Staf Ahli Kewirausahaan Lembaga Dakwah Jurusan (LDJ) Ash-shaff periode 2016 – 2017 dan aktif pada ukm olaharaga di Teknik Mesin ITS.

Halaman ini sengaja dikosongkan