

TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS PENGARUH VARIASI MASSA BENDA UJI
TERHADAP RESPON DINAMIS STRUKTUR
*TRANSLATIONAL SHAKING TABLE (TST)***

BONIFASIUS SENO AJI
NRP 02111440000139

Dosen Pembimbing
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018



Tugas Akhir - TM141585

**ANALISIS PENGARUH VARIASI MASSA BENDA UJI
TERHADAP RESPON DINAMIS STRUKTUR
TRANSLATIONAL SHAKING TABLE (TST)**

Bonifasius Seno Aji
NRP. 02111440000139

Dosen Pembimbing :
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018



Final Project - TM141585

**ANALYSIS ON THE EFFECT OF TEST OBJECT MASS
VARIATION TOWARDS THE DYNAMIC RESPONSE OF
TRANSLATIONAL SHAKING TABLE (TST) STRUCTURE**

Bonifasius Seno Aji
NRP. 02111440000139

Advisory Lecturer:
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
Surabaya
2018

**ANALISIS PENGARUH VARIASI MASSA BENDA UJI
TERHADAP RESPON DINAMIS STRUKTUR
TRANSLATIONAL SHAKING TABLE (TST)**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

BONIFASIUS SENO AJI

NRP. 02111440000139

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. (Penguji III)
NIP. 196807061999031004

SURABAYA

JULI, 2018

ANALISIS PENGARUH VARIASI MASSA BENDA UJI TERHADAP RESPON DINAMIS TRANSLATIONAL SHAKING TABLE (TST)

Nama : Bonifasius Seno Aji
NRP : 2114 100 139
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Harus Laksana Guntur, S.T,
M.Eng.

Abstrak

Dalam menguji struktur pada suatu bangunan atau infrastruktur diperlukan tidak hanya perhitungan matematis namun juga sebuah sistem yang dapat memberikan efek dari kondisi nyata terhadap pemodelan struktur. Diperlukan sebuah alat yang dapat mensimulasikan getaran layaknya pada gempa bumi untuk kemudian mempelajari karakteristik dan menguji model struktur bangunan, yang telah dipasang pada alat uji, apabila terkena guncangan atau getaran akibat gempa bumi. *Translational Shaking Table* merupakan salah satu tipe *Mechanical Vibration Exciter* yang menggunakan rotating *unbalance mass* sebagai penggerakannya. Alat ini menghasilkan gerakan harmonik translasional pada sebuah pelat shaker dengan memanfaatkan gaya eksentrik yang dihasilkan oleh sebuah massa yang dipasang pada jarak terhadap jarak eksentrik terhadap sumbu putar. Alat TST dapat digunakan pada rentang frekuensi tertentu dengan meninjau parameter dari alat dan benda uji.

Dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan simulasi menggunakan *software* MATLAB Simulink dan pengujian dari sebuah *Translational Shaking Table* dengan penambahan benda uji untuk melihat respon dinamis sistem TST sebelum dipasang benda uji, dan sesudah dipasang benda uji dengan massa yang divariasikan. Terdapat tiga variasi massa benda uji yakni 0.5 kg,

0,75 kg, dan 1 kg. Data dari hasil simulasi dan dari hasil pengujian kemudian dibandingkan dan dianalisa.

Hasil simulasi menunjukkan frekuensi natural kedua *shaker* TST mengalami pergesaran menjauhi frekuensi natural pertama seiring dengan kenaikan variasi massa benda uji. Hasil eksperimen yang dibandingkan dengan simulasi menunjukkan simpangan terbesar nilai *Root Mean Square* percepatan sebesar 9.211%. Dari penelitian ini didapatkan bahwa seiring dengan kenaikan nilai dari massa benda uji, respon percepatan yang dihasilkan pada *shaker* TST akan semakin kecil.

Kata Kunci : *Vibration exciter, rotating unbalance mass, Translational Shaking Table, respon percepatan.*

ANALYSIS ON THE EFFECT OF TEST OBJECT MASS VARIATION TOWARDS THE DYNAMIC RESPONSE OF TRANSLATIONAL SHAKING TABLE (TST) STRUCTURE

Name : Bonifasius Seno Aji
NRP : 02111440000139
Department : Mechanical Engineering
Advisory Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur, S.T,
M.Eng.

Abstract

Testing the structure of a building or infrastructure requires not only mathematical calculations but also a system that can give similar effects of the outside world when the structure soon will be build. One of a system that can be used is a device or equipment that can simulate vibration of an earthquake to study the characteristics and also to test the structure model when it is hit by a motion or vibration similliar to an earthquake. Translational Shaking Table is a type of Mechanical Vibration Exciter that uses a rotating unbalance mass for as its source of motion. This equipment creates translationally harmonic motion on the shaking table component by harnessing the eccentric force from the rotating mass that is mounted on an eccentric distance of the rotary axis. The equipment can be used in a range of frequency to achieve certain response by considering the relevant parameters.

The experiment is done by doing simulation using the software MATLAB Simulink and taking sample datas of dynamic response of the Translational Shaking Table without and with a test object mounted on it, to be later compared and analyzed to see the effect on acceleration response when the mass of the test object is varied. TST with mounting is simulated and tested in three variety of test object mass, 0.5 kg, 0.75 kg, and 1 kg.

Simulation results show that the second natural frequency of the TST shaker is shifted away from the first natural frequency along with the declining value of the test object mass. Testing results are compared with the simulation results to later find that the largest difference of Root Mean Square in acceleration is as big as 9.211%. From this experiment a conclusion can be drawn that with the increasing value of test object mass, the acceleration response of the TST shaker will decrease.

Keywords : Vibration exciter, rotating unbalance mass, Translational Shaking Table, acceleration response

KATA PENGANTAR

Dengan memanjatkan puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa karena atas segala limpahan berkat-Nya, penulisan Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik dan sesuai dengan apa yang diharapkan. Penulisan Tugas Akhir ini merupakan persyaratan kelulusan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik bidang studi desain jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan dari berbagai pihak, baik secara langsung maupun tidak langsung. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Tuhan Yang Maha Esa.
2. Kedua orang tua penulis, Bapak A.Y. Agung Nugroho dan Ibu L. Asri Ekawati serta kakak Alberta Anindya, yang telah memberikan kasih sayang serta selalu mendoakan, menyemangati, dan memberikan dukungan baik secara moral maupun materiil kepada penulis.
3. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis yang telah memberikan arahan, petunjuk, dan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., Ibu Aida Annisa Amin D, ST., MT., Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT., Bapak Ari Kurniawan ST. MT., selaku dosen penguji pada Proposal dan Tugas Akhir yang telah memberikan saran dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen Teknik Mesin FTI-ITS yang telah mendidik dan memberikan ilmu pengetahuan selama masa perkuliahan yang bermafaat bagi penulis.
6. Sahabat-sahabat satu angkatan M57 yang telah memberikan pengalaman dan semangat tambahan selama masa perkuliahan di Teknik Mesin FTI-ITS

7. Teman-teman grup TST, Yoga Fajar dan Wahyu Cahyo atas kerjasama dalam menyelesaikan alat TST dan juga kepintaran-kepintarannya yang mendukung penulisan Tugas Akhir ini.
8. Teman-teman bimbingan Tugas Akhir Bapak Harus: Rozina Azizah, Alaika Amrina, Imelda Christy, Faradilla Fauziah, Syaldiles Putri, dan Nidya Marchika, yang telah memberikan bantuan serta wawasan untuk penulisan Tugas Akhir.
9. Christy Jessinia, yang telah memberikan semangat dan dukungan lainnya kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir.
10. Serta semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir.

Dengan keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, maka penulis menyadari bahwa tidak menutup kemungkinan dalam penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut agar Tugas Akhir ini bisa lebih dikembangkan. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis maupun semua pihak.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iv
Abstrak.....	v
Abstract.....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xix
1. BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	2
1.3. Tujuan.....	2
1.4. Batasan Masalah.....	2
1.5. Sistematika Laporan.....	3
2. BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1. Penelitian Terdahulu.....	5
2.1.1. Perancangan dan Pengujian <i>Vibration Exciter</i> tipe <i>Unbalance Mass</i>	5
2.1.2. Perancangan dan Analisa <i>Vibration Exciter</i>	7
2.2. <i>Vibration Testing Machine</i>	19
2.3. <i>Mechanical Vibration Exciter</i>	20
2.4. Pemodelan Numerik <i>Rotating Unbalance</i>	22
2.5. Dua derajat kebebasan (2 DOF).....	25
2.6. <i>Motion of Base: Force Transmissibility</i>	28
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	31
3.1. Metode Penelitian.....	31
3.2. Tahap Studi Literatur.....	32
3.3. Identifikasi Permasalahan.....	32
3.4. Nilai Parameter.....	33
3.5. Pemodelan Dinamis Sistem Translational Shaking Table	33
3.5.1. Permodelan Dinamis dan Persamaan Gerak TST tanpa benda uji.....	33

3.5.2. Pemodelan Dinamis dan Persamaan Gerak TST dengan benda uji.....	35
3.6. Simulasi.....	37
3.7. Rancang Bangun Alat.....	38
3.7.1. Rancang Bangun Translational Shaking Table (TST)....	38
3.7.2. Cara Kerja dan Permodelan Translational Shaking Table	40
3.8. Pengambilan Data	41
3.9. Analisa Data	42
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....	43
4.1. Parameter Simulasi.....	43
4.1.1. Mencari Nilai Konstanta Pegas	43
4.1.2. Mencari Nilai Koefisien Redam.....	46
4.2. Analisa Simulasi <i>Translational Shaking Table</i>	49
4.2.1. Analisa Perhitungan dan Simulasi TST tanpa benda uji.....	49
4.2.2. Simulasi TST dengan Variasi Massa Benda Uji	54
4.3. Perancangan dan Manufaktur Sistem <i>Translational Shaking Table</i>	63
4.4. Pengujian Sistem Translational Shaking Table.....	64
4.4.1. Instalasi Alat TST.....	65
4.4.2. Instalasi Alat Ukur Pengambilan Data	66
4.4.3. Pengambilan Data	69
4.5. Analisa Hasil Pengambilan Data.....	70
4.5.1. Analisa Respon Dinamis TST tanpa benda uji.....	70
4.5.2. Analisa Respon Dinamis TST dengan benda uji ($m_3 = 0.5$ kg)	72
4.5.3. Analisa Respon Dinamis TST dengan benda uji 2 ($m_3 = 0.75$ kg)	75
4.5.4. Analisa Respon Dinamis TST dengan benda uji 2 ($m_3 = 1$ kg)	78
4.5.5. Perbandingan Hasil Pengujian Variasi Massa Benda Uji	80
5. BAB V.....	85
KESIMPULAN DAN SARAN.....	85
5.1. Kesimpulan	85

5.2. Saran	86
DAFTAR PUSTAKA.....	87
LAMPIRAN.....	89
BIODATA PENULIS.....	93

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 skema ilustrasi alat getaran eksitasi [2].	5
Gambar 2.2 Grafik Amplitudo terhadap rpm: (a) massa eksentrik 0.25kg; (b) massa eksentrik 0.5kg; (c) massa eksentrik 0.75kg (d) Grafik Amplitudo-rpm dengan variasi jarak eksentrik [2]	6
Gambar 2.3 Skema <i>vibration exciter</i> dengan <i>cam and follower</i> ...	7
Gambar 2.4 Skema pemasangan Cam and Follower.....	8
Gambar 2. 5 Alat Vibration Exciter cam and follower	9
Gambar 2.6 Grafik perpindahan terhadap waktu, <i>Snail Drop cam</i>	9
Gambar 2.7 Grafik perpindahan terhadap waktu, <i>Simple Harmonic Motion cam</i>	9
Gambar 2.8 Prinsip kerja <i>Electromagnetic Exciter</i>	10
Gambar 2.9 <i>Flexure Bearing</i> pada <i>electromagnetic exciter</i>	11
Gambar 2.10 Analisis <i>Finite Element Flexure Bearing</i> terhadap (a) Defleksi (b) Stress.....	11
Gambar 2.11 Pemodelan Fisik <i>Electromagnetic Vibration Exciter</i>	12
Gambar 2.12 Alat <i>Electromagnetic Vibration Exciter</i> dengan <i>Flexural Bearing</i>	12
Gambar 2. 13 Model mekanis roda eksentrik tunggal.....	14
Gambar 2. 14 Model mekanis roda eksentrik ganda	15
Gambar 2.15 <i>Position-limiting Diagram</i>	16
Gambar 2.16 Struktur <i>Bi-axial vibration exciter</i>	17
Gambar 2.17 Struktur mekanik bi-axial vibration exciter.....	17
Gambar 2.18 Pengujian benda uji model tower radio pada <i>bi-axial exciter</i>	18
Gambar 2.19 Grafik respon dinamis perpindahan dan percepatan terhadap satuan waktu pada <i>bi-axial vibration exciter</i> dan benda uji.....	19
Gambar 2.20 <i>Direct-drive mechanical vibration machine</i> : (a) <i>Eccentric and connecting link</i> (b) <i>Scotch yoke</i> (c) <i>Cam and follower</i>	20
Gambar 2. 21 <i>Reaction-type mechanical vibration machine</i>	21
Gambar 2.22 <i>Rotating Unbalance</i>	22

Gambar 2. 23 <i>Free Body Diagram</i> Sistem [2].....	23
Gambar 2.24 Grafik amplitudo terhadap r dengan variasi nilai ζ	24
Gambar 2. 25 Skema dan FBD dari getaran dua-DOF	25
Gambar 2. 26 Eksitasi terhadap alas sistem	28
Gambar 2. 27 Grafik force transmissibility terhadap rasio frekuensi r	29
Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian	32
Gambar 3.2 Model skematik sistem TST dengan benda uji	33
Gambar 3.3 Pemodelan dinamis sistem TST tanpa benda uji	34
Gambar 3. 4 <i>Free Body Diagram</i> TST tanpa benda uji.....	34
Gambar 3. 5 Model skematik sistem TST dengan benda uji (m3)	35
Gambar 3.6 Pemodelan dinamis sistem TST dengan benda uji (m3)	35
Gambar 3. 7 <i>Free Body Diagram</i> m1 TST dengan benda uji	36
Gambar 3. 8 <i>Free Body Diagram</i> m3 TST dengan benda uji	37
Gambar 3.9 Rancangan fisik sistem TST tanpa benda uji.....	38
Gambar 3. 10 Rancangan fisik sistem TST dengan benda uji	39
Gambar 3. 11 Model Prototipe sistem TST	39
Gambar 4. 1 Mencari konstanta pegas <i>shaker</i> TST	45
Gambar 4. 2 Mencari nilai kekakuan batang benda uji	45
Gambar 4. 3 Blok Diagram TST tanpa benda uji	50
Gambar 4. 4 Respon dinamis TST tanpa benda uji a) perpindahan b) percepatan (simulasi ulang).....	51
Gambar 4. 5 Bode diagram perpindahan TST tanpa benda uji.....	53
Gambar 4. 6 Bode diagram percepatan TST tanpa benda uji	53
Gambar 4. 7 Blok Diagram TST dengan benda uji	55
Gambar 4. 8 Grafik respon dinamis TST dengan benda uji pada 5 Hz a) percepatan pada Shaker TST b) percepatan pada Benda Uji	56
Gambar 4. 9 Grafik respon dinamis TST dengan benda uji pada 5 Hz a) Perpindahan pada shaker TST b) Perpindahan pada benda uji.....	57

Gambar 4. 10 Bode Diagram perpindahan TST dengan benda uji	60
Gambar 4. 11 Bode Diagram percepatan TST dengan benda uji	61
Gambar 4. 12 Perbandingan bode diagram percepatan TST 1 DOF dan 2DOF	62
Gambar 4. 13 Flowchart eksperimen TST	65
Gambar 4. 14 Probe Accelerometer	66
Gambar 4. 15 Power Supply Accelerometer	67
Gambar 4. 16 Oscilloscope.....	67
Gambar 4. 17 Peralatan pengukuran RPM a) sensor <i>octocoupler</i> b) Arduino Uno	68
Gambar 4. 18 Instalasi Peralatan Pengukuran TST dengan benda uji.....	69
Gambar 4. 19 Grafik percepatan terhadap waktu TST tanpa benda uji frekuensi 10 Hz, $m_2= 0.8$ kg, dan $e= 6$ cm.....	71
Gambar 4. 20 Perbandingan RMS Simulasi dan RMS Eksperimen TST tanpa benda uji	72
Gambar 4. 21 Respon percepatan TST dengan $m_3=0.5$ kg pada frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz	73
Gambar 4. 22 Perbandingan RMS Simulasi dan RMS Eksperimen pada $m_3 = 0.5$ kg.....	74
Gambar 4. 23 Respon percepatan TST dengan $m_3=0.75$ kg pada frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz	75
Gambar 4. 24 Perbandingan RMS Simulasi dan RMS Eksperimen pada $m_3= 0.75$ kg	77
Gambar 4. 25 Respon percepatan TST dengan $m_3= 1$ kg pada frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz	78
Gambar 4. 26 RMS Simulasi dan RMS Eksperimen pada $m_3= 1$ kg.....	79
Gambar 4. 27 Grafik Percepatan terhadap frekuensi dengan variasi m_3	81
Gambar 4. 28 RMS Percepatan pada TST, tanpa dan dengan variasi m_3 pada frekuensi 5 Hz	81
Gambar 4. 29 Grafik 3D Percepatan TST pada pada variasi m_3	82

Gambar A. 1 Grafik Pembacaan Osiloscope pada 5 Hz dengan $m_2 = 50$ kg.....	89
Gambar A. 2 Grafik percepatan Shaker TST pada 5 Hz	89
Gambar A. 3 Pengukuran massa benda uji a) $m = 1$ kg b) $m = 0.75$ kg c) $m = 0.5$ kg.....	91
Gambar A. 4 Pengukuran massa eksentrik.....	91

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan kekakuan dan defleksi eksperimen dan teoritis.....	13
Tabel 2. 2 Parameter Tipe-tipe <i>Vibration Testing Machine</i>	19
No table of figures entries found.	
Tabel 4. 1 Perhitungan konstanta pegas (<i>k</i>1).....	44
Tabel 4. 2 Perhitungan nilai kekakuan batang (<i>k</i>2)	45
Tabel 4. 3 Perhitungan koefisien redam TST (<i>c</i>2)	47
Tabel 4. 4 Perhitungan koefisien redam batang (<i>c</i>2)	48
Tabel 4. 5 Nilai Parameter Penelitian TST.....	48
Tabel 4. 6 Pengaruh variasi benda uji terhadap percepatan <i>shaker</i>	63
Tabel 4. 7 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi TST tanpa benda uji	71
Tabel 4. 8 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi pada <i>m</i>3 = 0.5 kg.....	74
Tabel 4. 9 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi pada <i>m</i>3 = 0.75 kg.....	76
Tabel 4. 10 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi pada <i>m</i>3 = 1 kg.....	79
Tabel 4. 11 Percepatan TST pada variasi <i>m</i>3	82
Tabel A. 1 Hasil Simulasi RMS Percepatan Shaker TST	90
Tabel A. 2. Hasil eksperimen RMS percepatan Shaker TST	90

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Indonesia yang terletak diantara tiga lempeng besar yakni lempeng Eurasia, lempeng Indo-Australia, dan lempeng Pasifik menyebabkan Indonesia menjadi negara yang seringkali mengalami gempa bumi. Tercatat oleh BMKG pada tahun 2017 sendiri telah terjadi sebanyak 6.929 kali gempa dengan 155 diantaranya merupakan gempa dengan kekuatan diatas 5 Skala Richter [1]. Gempa bumi dengan kekuatan diatas 5 Skala Richter tentu saja memiliki daya hancur yang besar terhadap lingkungan hidup manusia terutama gedung-gedung tinggi di daerah perkotaan. Gedung pencakar langit tentunya harus memiliki konstruksi yang kuat untuk dapat menahan guncangan yang diakibatkan oleh gempa. Oleh karena itu saat merancang sebuah struktur bangunan, perhitungan matematis tidak dapat sepenuhnya diandalkan namun juga perlu dilakukan pengujian struktur terhadap kondisi nyata saat terjadinya bencana alam. Pengujian ini dapat dilakukan dengan memberikan gaya-gaya berupa getaran atau gaya dengan berbagai sumbu gerak pada dasar stuktur layaknya pada sebuah Shaking Table.

Pada saat dilakukan pengujian dengan *shaking table* akan didapatkan respon dinamis yang dialami struktur pada pengkondisian tertentu. Salah satu jenis shaking table yaitu *Translational Shaking Table* (TST) merupakan sebuah *shaking table* yang dapat digunakan untuk menghasilkan guncangan atau getaran untuk mensimulasikan gempa bumi pada suatu struktur namun dengan gerakan translasi pada arah horizontal saja. *Translational Shaking Table* (TST) sendiri merupakan sebuah *Mechanical Vibration Exciter* yakni alat yang dapat menghasilkan getaran mekanis pada rentang frekuensi tertentu untuk menguji respon dinamis dari sebuah benda uji. Respon dinamis yang didapatkan saat struktur diuji dengan menggunakan TST nantinya dapat berguna untuk menentukan parameter-parameter lain seperti

massa struktur, konstanta kekakuan ataupun koefisien redam pada struktur agar dapat meredam getaran tersebut dengan lebih baik.

Dalam penelitian ini penulis merancang dan menganalisis sebuah *Translational Shaking Table* (TST) berpengerak rotating unbalance mass, dimana sebuah massa dipasang pada jarak eksentrik terhadap sumbu putar poros motor listrik yang diputar pada rentang frekuensi tertentu untuk menghasilkan gaya eksitasi siklik. Sebuah benda uji dengan massa yang divariasikan dipasang pada TST untuk dianalisis pengaruh massa pembebanan terhadap respon dinamis yang dialami TST dan benda uji itu sendiri. Analisa hasil dilakukan dengan membandingkan data respon percepatan ketika TST dipasang benda uji dan setelah dipasang benda uji serta membandingkan data respon dinamis pada simulasi dan pengujian.

1.2. Rumusan Masalah

Permasalahan penelitian yang diangkat dalam pengerjaan tugas akhir ini antara lain:

1. Bagaimana respon dinamis *Translational Shaking Table* (TST) sebelum dan sesudah dipasang benda uji?
2. Bagaimana pengaruh variasi massa dari benda uji terhadap respon dinamis *Translational Shaking Table* (TST)?

1.3. Tujuan

Tujuan penelitian yang ingin dicapai dalam pengerjaan tugas akhir ini antara lain.

1. Menganalisa respon dinamis *Translational Shaking Table* (TST) sebelum dan sesudah dipasang benda uji.
2. Menganalisa pengaruh variasi massa benda uji terhadap respon dinamis *Translational Shaking Table* (TST).

1.4. Batasan Masalah

Adapun Batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Operasi kerja *translational shaking table* pada rentang frekuensi 5-15 Hz
2. Struktur rangka pondasi *translational shaking table* rigid dan tidak ikut bergetar.
3. Alat *translational shaking table* dibuat dalam skala Laboratorium
4. Gaya eksitasi yang dihasilkan oleh motor listrik dan getaran lain yang terjadi pada sistem hanya translasi arah horizontal
5. Konstanta pegas yang digunakan dianggap linier

1.5. Sistematika Laporan

Sistematika penulisan laporan tugas akhir adalah sebagai berikut:

BAB I Pendahuluan

Bab I ini terdiri dari latar belakang, perumusan masalah, tujuan, lingkup kerja dan sistematika laporan.

BAB II Teori Penunjang

Bab II ini dibahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan, seperti penelitian terdahulu, *vibration testing machine*, *mechanical vibration exciter*, metode numerikal *rotating unbalance*, *Motion of base: force transmissibility*, dan sistem dua derajat kebebasan .

BAB III Metodologi Penelitian

Bab III ini berisi mengenai rancangan dari penelitian yang dilakukan, metode, dan langkah-langkah dalam penelitian.

BAB IV Analisis Data dan Pembahasan

Bab IV ini berisi tentang parameter simulasi dan langkah dalam mencarinya, analisa simulasi TST tanpa benda uji, analisa simulasi TST dengan benda uji, pengujian sistem TST, dan analisa hasil pengambilan data.

BAB V Kesimpulan dan Saran

Bab V ini diberikan kesimpulan tentang tugas akhir yang telah dilakukan berdasarkan data-data yang diperoleh, serta diberikan saran sebagai penunjang maupun pengembangan tugas akhir selanjutnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

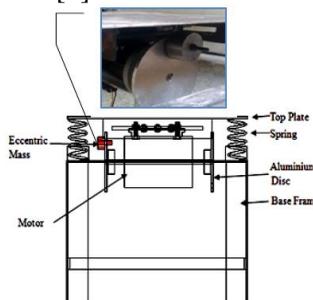
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Penelitian Terdahulu

2.1.1. Perancangan dan Pengujian *Vibration Exciter* tipe *Unbalance Mass*

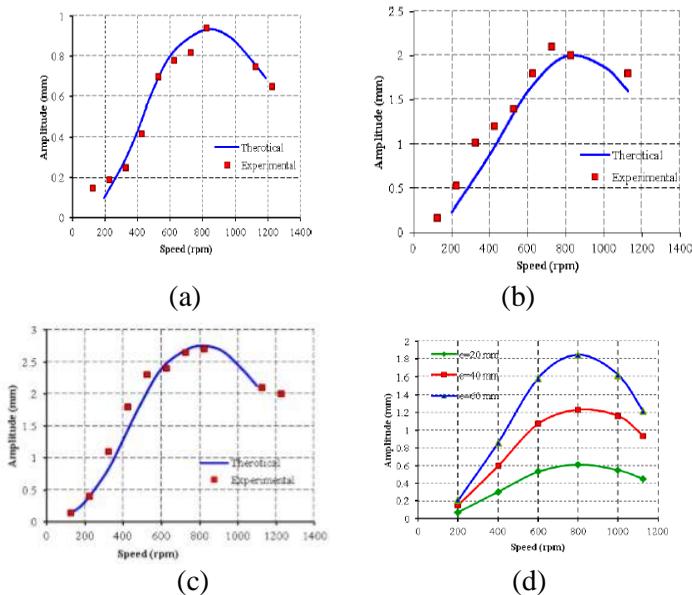
Perancangan *mechanical vibration exciter* dengan memanfaatkan gaya eksitasi yang dihasilkan oleh sebuah massa eksentris dilakukan pada tahun 2014 oleh Nitinkumar Anekar Et al. dari MIT College of Engg, Pune, Maharashtra, India [2]. Getaran yang dihasilkan oleh sistem memiliki frekuensi yang relatif rendah. Sistem *mechanical exciter* yang terdiri dari *frame* dasar, motor, massa eksentrik, pegas, dan plat dudukan massa uji. digunakan untuk menguji bagian pada komponen yang di las, hasil pengecoran beton. Komponen pada sebagian besar menggunakan baja ringan sebagai dasar konstruksinya dan aluminium untuk komponen seperti piringan yang disematkan pada motor. Piringan dengan massa eksentris berada pada salah satu ujung poros motor DC yang diputar dengan kecepatan pada kisaran 0 rpm sampai dengan 1440 rpm. Motor yang telah terhubung dengan sumber listrik kemudian diputar perlahan dengan beragam kecepatan menggunakan potentiometer. Kemudian amplitudo pada kecepatan tersebut dicatat.

Berikut merupakan skema ilustrasi dari rancangan Nitinkumar Anekar dkk [2] :



Gambar 2.1 skema ilustrasi alat getaran eksitasi [2].

Alat *mechanical exciter* pada penelitian ini diaplikasikan pada pengujian pengecoran beton dalam cetakan dengan dibantu oleh getaran yang dihasilkan sistem. Pada tahap pengujian pertama dicari koefisien redam dari sistem. Pengukuran amplitudo aktual dilakukan dengan memvariasikan kecepatan motor. Kemudian frekuensi natural dan koefisien redam massa eksentrik di kalkulasi untuk mendapat perhitungan teoritis. Kurva amplitudo aktual terhadap kecepatan motor kemudian dibandingkan dengan perhitungan teoritis. Massa eksentrik dan jarak eksentrisitas diavariasikan untuk mendapat tiga kurva amplitudo terhadap kecepatan motor dengan massa berbeda dan kurva amplitudo terhadap kecepatan motor dengan eksentrisitas berbeda-beda.

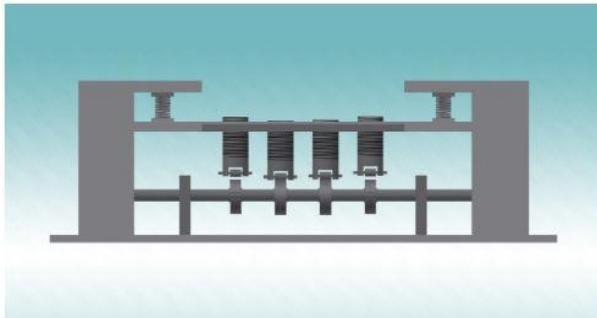


Gambar 2.2 Grafik Amplitudo terhadap rpm: (a) massa eksentrik 0.25kg; (b) massa eksentrik 0.5kg; (c) massa eksentrik 0.75kg (d) Grafik Amplitudo-rpm dengan variasi jarak eksentrik [2]

Pada gambar Gambar 2.2 dapat dilihat bahwa nilai amplitudo aktual mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan kecepatan motor hingga mencapai frekuensi naturalnya dan beresonansi kemudian turun kembali. Hasil ini sesuai dengan kurva yang ditunjukkan oleh hasil perhitungan teoritis.

2.1.2. Perancangan dan Analisa *Vibration Exciter*

Perancangan dan Analisis *mechanical vibration exciter* lainnya yang pernah dilakukan adalah pada tahun 2016 oleh A. Prawar et al. Penulis ingin merancang sebuah alat yang dapat digunakan untuk menguji struktur yang terkena dampak oleh beban siklik. *Mechanical vibration exciter* yang dirancang menggunakan mekanisme *cam and follower* untuk menghasilkan getaran *unaxial*. Exciter dirancang untuk menghasilkan perpindahan pada frekuensi dengan jangka tertentu, dan hasil dari penelitian didapatkan dari alat *Fast Fourier Transform (FFT) Analyser*.

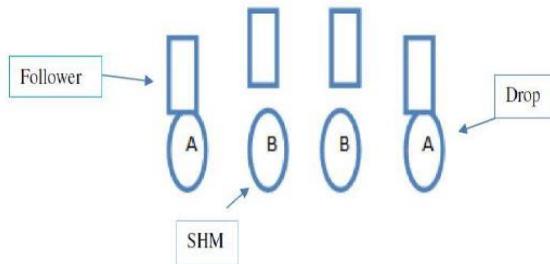


Gambar 2.3 Skema *vibration exciter* dengan *cam and follower*

Salah satu permasalahan yang dihadapi oleh *mechanical vibration exciter* berjenis *cam and follower* adalah *output* hanya dapat berupa Gerakan Harmonik Sederhana, tanpa dapat memberikan shock atau sentakan tertentu. Cam dengan *snail* atau *drop cam* dikatakan dapat digunakan untuk menghasilkan variasi output seperti sentakan mendadak. Sehingga pada penelitian ini

output gerakan yang dihasilkan divariasikan dengan menggunakan cam dengan profil yang berbeda, yakni cam dengan profil S.H.M. dan *drop profile cam*.

Mekanisme *vibration exciter* pada penelitian ini mengoperasikan dua jenis cam pada saat yang sama, dimana pada cam jenis S.H.M dipasang ditengah pada tengah poros, sedangkan cam jenis Snail Drop dipasang pada bagian pinggir poros seperti digambarkan pada skematik gambar 2.4 [4].

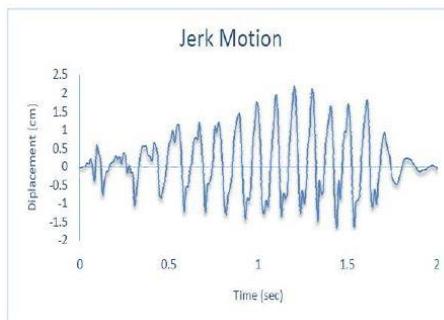


Gambar 2.4 Skema pemasangan Cam and Follower

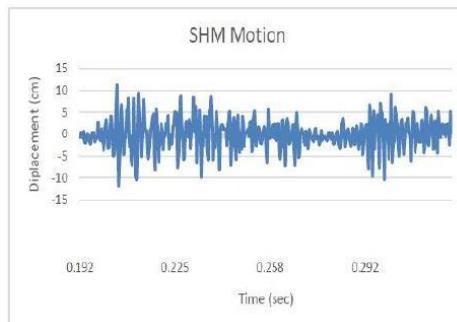
Selain cam dan follower, komponen lain yang terdapat pada exciter pada penelitian ini adalah *spring* ASTM A228, bantalan, poros, *jaw coupling*, dan motor 1HP. Output dari pengujian *vibration exciter* yang telah dibuat pada gambar 2.5, diukur menggunakan *FFT analyzer* dengan keluaran berupa perpindahan (dalam centimeter) terhadap satuan waktu. Grafik perpindahan terhadap satuan waktu pada dengan menggunakan cam jenis snail drop cam dan S.H.M. cam masing-masing dapat dilihat pada gambar 2.5 dan gambar 2.6 [4].



Gambar 2. 5 Alat Vibration Exciter cam and follower



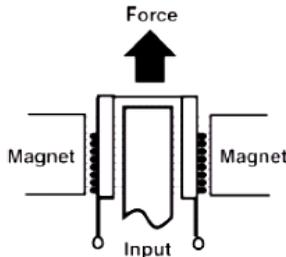
Gambar 2.6 Grafik perpindahan terhadap waktu, *Snail Drop cam*



Gambar 2.7 Grafik perpindahan terhadap waktu, *Simple Harmonic Motion cam*

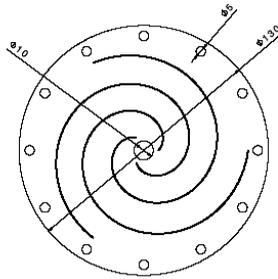
2.1.3. Perancangan, Manufaktur, dan Pengujian *Vibration Exciter Elektromagnetik*

Perancangan dan rancang bangun alat *Vibration Exciter* berjenis *Electromagnetic Vibration Exciter* dilakukan oleh Prasad R. Bhokare et al pada tahun 2015. Dalam penelitiannya dilakukan perancangan, pengembangan, dan pengujian *Electromagnetic Vibration Exciter* yang menggunakan *flexural bearing* untuk menghasilkan getaran tanpa gesekan. Pemodelan *flexure bearing* dilakukan dengan *software* CATIA dan *FEM analysis* menggunakan *software* Ansys. *Shaker electromagnetic* yang beroperasi dengan mengalirkan listrik pada sebuah kumparan untuk menghasilkan medan magnet. Pada gambar 2.7 [3] diperlihatkan sebuah kumparan yang berada ditengah-tengah magnet permanen. Dimana listrik dapat dihasilkan apabila kumparan bergerak didalam medan magnet yang dihasilkan magnet permanen. Sebaliknya, apabila kumparan yang berada didalam medan magnet yang diam dialiri listrik, akan tercipta gaya getar yang dihasilkan oleh kumparan.



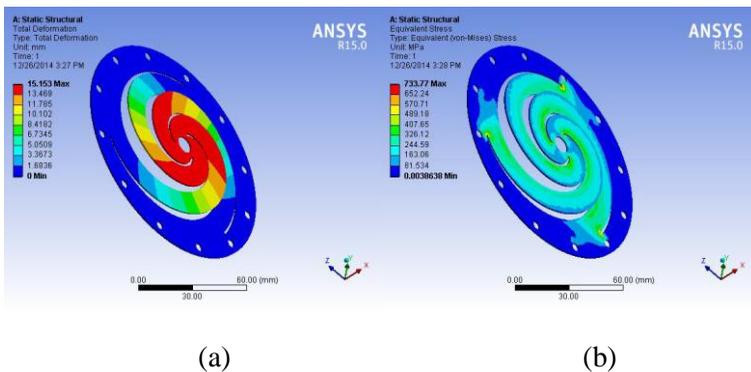
Gambar 2.8 Prinsip kerja *Electromagnetic Exciter*

Flexure bearing yang digunakan pada alat *electromagnetic exciter* dalam penelitian ini memiliki diameter luar 130 mm, ketebalan 1 mm, dan tiga lubang spiral yang membentuk tiga buah lengan untuk menahan beban axial dan radial. Selain itu terdapat sebuah lubang ditengah dengan diameter 10 mm dan 12 lubang pengunci dipinggiran bearing.



Gambar 2.9 *Flexure Bearing* pada *electromagnetic exciter*

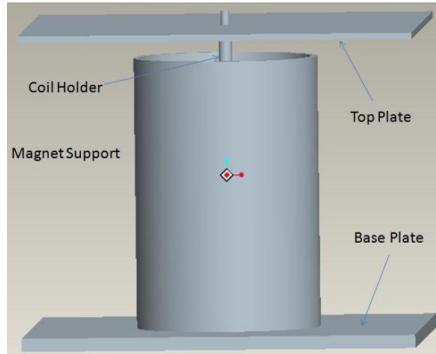
Software Ansys digunakan untuk menghitung defleksi maksimum dan *equivalent stress* untuk beban axial sebesar 60 N pada *Flexure Bearing*. Pada gambar 2.9 merupakan hasil analisis *Finite Element* dari *Flexure Bearing* yang digunakan:



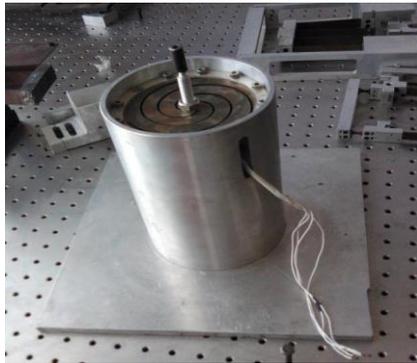
Gambar 2.10 Analisis *Finite Element Flexure Bearing* terhadap
(a) Defleksi (b) Stress

Pemodelan fisik dengan menggunakan *software* CATIA dari keseluruhan sistem *electromagnetic exciter* ditunjukkan pada gambar 2.10. Komponen pada alat antara lain terdiri dari Plat Dasar, *Vice Coil Motor*, *Magnet Support*, *Coil Holder*, *Inner* dan *Outer Spacer*, *Flexural Bearing*, dan Plat Puncak. Setelah itu

dilanjutkan dengan proses manufaktur alat yang ditunjukkan pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Pemodelan Fisik *Electromagnetic Vibration Exciter*



Gambar 2.12 Alat *Electromagnetic Vibration Exciter* dengan *Flexural Bearing*

Pada penelitian ini yang ingin diidentifikasi adalah transfer fungsi antara input signal dengan posisi aktual plat penggerak pada sistem dengan input amplitudo konstan dan input frekuensi yang bervariasi. Untuk itu dilakukan pemodelan input signal, kemudian pengujian, pengukuran respon sistem, dan pengumpulan data. *Software* MATLAB Simulink digunakan untuk mensimulasikan alat *Electromagnetic Exciter* dan mendapatkan respon dari sistem

untuk nantinya dibandingkan dengan hasil eksperimen. Dengan memvariasikan beban didapatkan perbandingan data simulasi dan eksperimen berupa plot defleksi terhadap waktu.

Tabel 2.1 Perbandingan kekakuan dan defleksi eksperimen dan teoritis

Force (N)	Deflection (mm)		Experimental Stiffness (N/mm)	Theoretical Stiffness (N/mm)	Error (%)
	Theoretical	Experimental			
-5	-7.692	-7.73	0.64683053	0.65	0.49
-2.5	-3.846	-3.874	0.64683053	0.65	0.724
2.5	3.846	3.877	0.64683053	0.65	0.802
5	7.692	7.711	0.64683053	0.65	0.243

Dari penelitian ini didapatkan bahwa hasil eksperimen sudah dapat dikatakan sesuai dengan teori dimana rata-rata error dibawah 0.6 %. Sehingga dapat dikatakan bahwa flexure bearing sudah sesuai untuk kerja yang dihasilkan oleh alat yakni dengan frekuensi kerja dari 1 Hz sampai dengan 70 Hz.

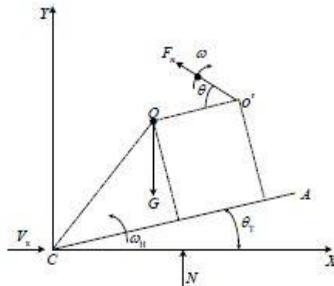
2.1.4. Respon Dinamis Mechanical Vibration Exciter pada Subgrade Lintasan Kereta Berkecepatan Tinggi

Sebuah riset terkait respon dinamis *mechanical vibration exciter* pada *subgrade* lintasan kereta api berkecepatan tinggi dilakukan oleh Yuan Chen Et al. pada tahun 2016. Dikatakan bahwa ketika *mechanical exciter* mensimulasikan getaran yang dihasilkan oleh kereta terhadap *subgrade*, perpindahan horizontal mechanical exciter dapat terminimalisir. Setelah dilakukan analisa mekanisme pergerakan *exciter* dengan roda eksentrik tunggal didapatkan bahwa untuk menghasilkan sebuah tanpa memindahkan sistem dari posisi semula nya, secara teoritis dilakukan dengan mengadopsi mekanisme *dual eccentric wheel* atau roda eksentrik ganda yang saling berputar kearah berlawanan. Dengan itu

penelitian ini membatasi agar perpindahan horizontal dari *exciter* tidak melebihi 10 mm.

Menurut sifat mekanis dan frekuensi natural dari material *subgrade*, untuk mensimulasikannya dibutuhkan frekuensi kerja dari *exciter* sebesar 5 ~ 40 Hz, amplitudo perpindahan sebesar 0.4 ~ 2 mm, dan gaya eksitasi sebesar 60 kN. Maka dari itu *vibration exciter* harus memenuhi beberapa persyaratan antara lain:

- a) Vibrator dan motor hidrolik menggunakan desain yang terpisah untuk menjamin efek dari frekuensi tinggi, dan getaran beramplitudo tinggi
- b) Menggunakan control panel untuk mengatur getaran, yang dapat

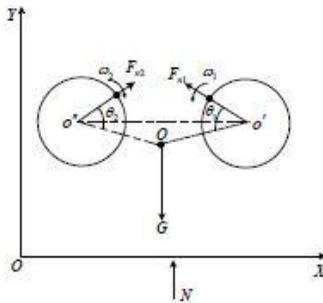


Gambar 2. 13 Model mekanis roda eksentrik tunggal

Sebuah model mekanis dengan roda eksentrik tunggal dibuat untuk menganalisa mekanisme pergerakan *exciter* seperti ditunjukkan pada gambar 2.10. Keterangan dari gambar antara lain adalah: AC-Dasar dari *vibration exciter*; O' - titik pusat putar roda eksentrik; O - titik pusat gravitasi roda eksentrik; G - gaya berat roda eksentrik; F_n - gaya sentrifugal roda eksentrik; θ - sudut putar ujung roda eksentrik; ω -kecepatan sudut; θ_T - rise angle roda eksentrik. Pada saat $\theta = 0^\circ$, tidak ada gaya F_n kearah Y, *vibration exciter* terbaring di dasar, pada saat yang sama akibat gaya gesek f_n dan O, kecepatan dari *vibration exciter* adalah 0. Seiring dengan perputaran roda eksentrik, ketika sudut $\theta \in$

($0^\circ \sim 90^\circ$), gaya F_{ny} , naik dan meningkat, titik A naik memutar titik C, atau dikenal dengan istilah “*rise of phase*”. Ketika gaya F_{ny} cukup besar, dan sudut $\theta \in (90^\circ \sim 180^\circ)$, *vibration exciter* mulai terangkat meninggalkan lantai, tidak ada gaya gesek f_n , dan gaya yang mempengaruhi *vibration exciter* adalah F_{nx} sehingga exciter mulai melayang ke arah horizontal atau dikenal dengan istilah *flight phase*. Setelah itu ketika $\theta > 180^\circ$, F_{ny} mengarah kebawah dan exciter jatuh akibat gaya F_{ny} dan beratnya sendiri dan dinamakan “*fall and reinforce*” karena benturan yang harus di tahan oleh exciter.

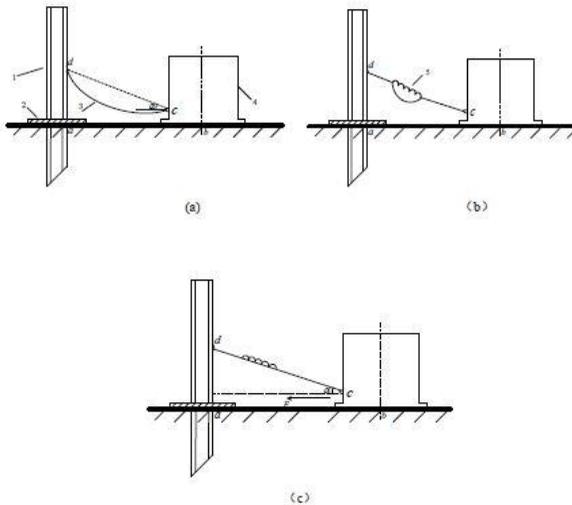
Dari analisa ini didapatkan bahwa pada exciter dengan roda eksentrik tunggal akan mengalami 4 fase yakni “*rise*”, “*flight*”, “*fall*” dan “*reinforce*” Pada roda eksentrik ganda yang berputar ke arah berlawanan pada saat yang bersamaan, hal ini dapat dicegah akibat gaya sentrifugal yang saling meniadakan. Secara teori hal ini dapat terjadi apabila kedua roda eksentrik benar-benar simetris. Model mekanisnya ditunjukkan pada gambar 2.11.



Gambar 2. 14 Model mekanis roda eksentrik ganda

Setelah dilakukan analisa, akan ada banyak faktor yang mempengaruhi *vibration exciter* ketika mengalami getaran. Penulis merancang diagram dengan 4 kantung besi pada 4 pojok exciter yang ditempatkan pada fondasi *subgrade* dan ditarik

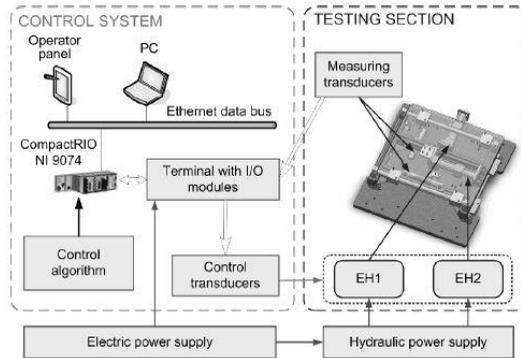
dengan sebuah garis. *Position-limiting diagram* dapat dilihat pada gambar 2.12. (a) kantung besi berada 2.5 m dari pusat eksitasi b, dan sudut garis lurus terhadap arah horizontal sebesar 30° . Pada gambar (b) di pasang pegas pada tengah tali agar tidak meregang ketika terjadi getaran dan posisi (c) dengan tali diperketat untuk membatasi perpindahan sebesar 10 mm.



Gambar 2.15 *Position-limiting Diagram*

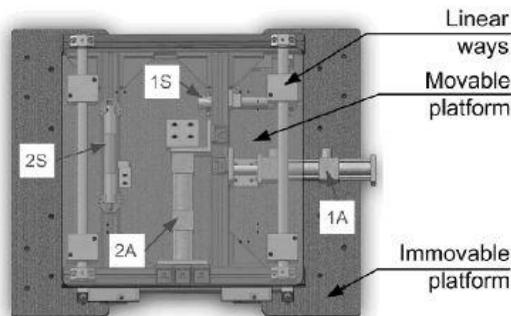
2.1.5. *Vibration Exciter bi-axial*

Pada tahun 2012 Janusz Pluta dan Pawel Orkisz menganalisa respon dinamis sebuah *vibration exciter* berjenis elektro-hidrolik. *Exciter* ini terdiri dari 4 bagian utama seperti terlihat pada gambar 2.13 yakni konstruksi mekanis berpengerak elemen hidrolik dan unit kontrol elektro-hidrolik, pusat *power supply* hidrolik dengan dua aliran yang menyediakan energi untuk *exciter* bergerak, sistem kontrol dengan panel operator, serta *power supply* listrik dan sistem kontrolnya. Plat penggerak dari alat ini dapat bergerak secara horizontal pada satu sumbu maupun dua sumbu axis.



Gambar 2.16 Struktur *Bi-axial vibration exciter*

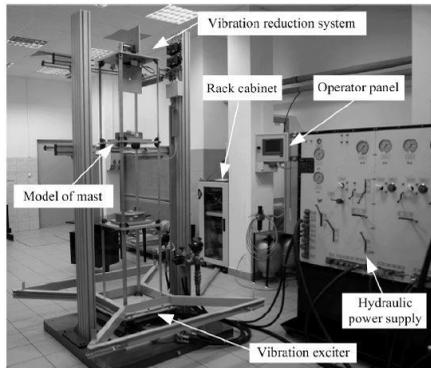
Struktur mekanik dari *exciter* ditempatkan pada papan besi seberat 1500 kg untuk memberikan kestabilan pada konstruksi. Antara papan bergerak atas (plat penggerak) dan papan dasar terdapat sebuah unit penggerak hidrolik *bi-axial*. Unit penggerak ini terdiri atas dua silinder hidrolik, dua pasang *linear rail bearing*, *displacement transducer*, dan elemen pengencang. Silinder hidrolik dikontrol oleh unit elektro-hidrolik sehingga memungkinkan sistem bergerak sesuai parameter kinematik dan dinamis yang diinginkan. Gambar 2.14 menunjukkan struktru mekanis dari *bi-axial vibration exciter*.



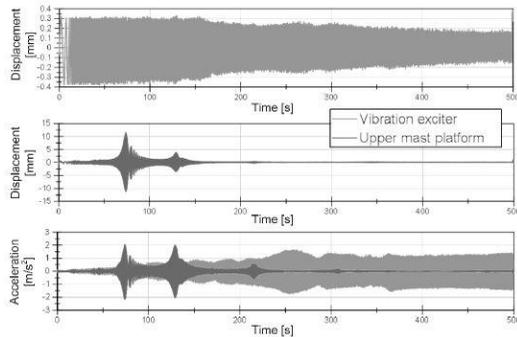
Gambar 2.17 Struktur mekanik bi-axial vibration exciter

Pengujian dilakukan dengan menguji respon dinamis dari suatu model tower radio. Konstruksi dari benda uji terbuat dari material

aluminium setinggi 2.1 meter dengan profile yang dapat dipasangkan pada plat penggerak *exciter* seperti terlihat pada gambar 2.15. Pengujian dilakukan untuk mendapatkan respon dinamis berupa perpindahan dan percepatan dari plat penggerak dan benda uji. *Exciter* diatur untuk menghasilkan perpindahan sinusoidal dengan amplitudo sepanjang sumbu axis x ± 0.3 mm dengan frekuensi yang perlahan meningkat dari 0.01 Hz sampai dengan 15 Hz. Grafik respon dinamis perpindahan dan percepatan terhadap satuan waktu dari plat penggerak dan benda uji ditunjukkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.18 Pengujian benda uji model tower radio pada *bi-axial exciter*



Gambar 2.19 Grafik respon dinamis perpindahan dan percepatan terhadap satuan waktu pada *bi-axial vibration exciter* dan benda uji

2.2. *Vibration Testing Machine*

Sebuah mesin uji vibrasi (atau sering dikenal dengan istilah *shake table*) merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk mentransmisikan getaran pada sebuah struktur. Sejatinya sebuah mesin uji vibrasi juga merupakan sebuah vibrasi exciter namun dipasang plat meja untuk dipasang benda uji. Sebuah constant-displacement vibration machine mempertahankan amplitudo dari perpindahan pada kondisi frekuensi yang di variasikan. Sedangkan sebuah constant-acceleration vibration machine mempertahankan amplitudo dari akselerasi pada kondisi frekuensi yang divariasikan. Beban dari vibration machine termasuk beban dari benda yang diujikan ditambah struktur yang mendukung sistem namun bukan termasuk bagian dari vibration machine [3]. Alat ini ada yang berdasarkan sumber penggeraknya dibagi menjadi tiga jenis yakni mekanis, hidrolik atau elektro-dinamis. Berdasarkan jenisnya, masing-masing vibration exciter memiliki fitur seperti dijelaskan pada tabel 2.1[2]:

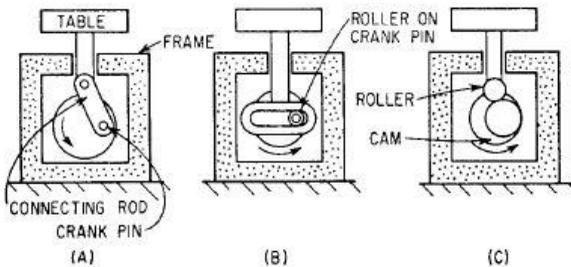
Tabel 2. 2 Parameter Tipe-tipe *Vibration Testing Machine*

<i>Exciter Type Parameter</i>	<i>Mechanical</i>	<i>Electro-dynamic</i>	<i>Electro-hidraulic</i>
-------------------------------	-------------------	------------------------	--------------------------

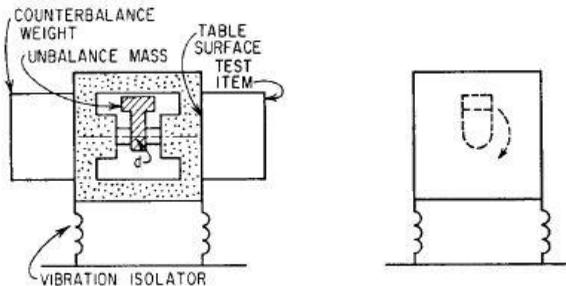
<i>Frequency</i>	2-50 Hz	2-10,000 Hz	0.1-500 Hz
<i>Maximum Displacement</i>	2.5 cm	2.5 cm	50 cm
<i>Maximum Acceleration</i>	20g	100g	20g
<i>Maximum Force</i>	4500 N	2000 N	450,000 N
<i>Excitation Waveform</i>	Sinusoidal only	High flexibility and accuracy	Average flexibility

2.3. Mechanical Vibration Exciter

Menurut Harris' Shock and Vibration Handbook [3], *mechanical vibration machine* dibagi menjadi dua tipe berdasarkan sistem penggerakannya yakni *direct-drive mechanical vibration machines* dan *reaction-type mechanical vibration machine*. Pada tipe *direct-drive* terdapat empat jenis yakni *Eccentric and connecting link*, *scotch yoke*, dan *cam and follower*. Sedangkan untuk tipe *reaction type* terdapat *rotating unbalance mass*.



Gambar 2.20 *Direct-drive mechanical vibration machine: (a) Eccentric and connecting link (b) Scotch yoke (c) Cam and follower*



Gambar 2. 21 *Reaction-type mechanical vibration machine*

Adapun keuntungan dan kerugian serta aplikasi dari *mechanical exciter* adalah sebagai berikut [2]:

Keuntungan:

- Gaya yang dihasilkan oleh *rotating unbalance* diteruskan secara langsung menuju meja tanpa bergantung pada kekokohan alas pondasi
- Biaya *mechanical exciter* yang relatif lebih murah ketimbang *exciter* jenis lain.
- Tidak ada masalah berupa kebocoran seperti pada tipe hidraulik
- Tidak adanya permasalahan pada komponen listrik yang mudah mengalami kerusakan pada kondisi getaran.

Kerugian:

- *Mechanical exciter* tidak dapat digunakan pada temperatur dan kelembapan tinggi
- Hanya dapat diaplikasikan pada benda kecil
- Jangkauan frekuensi untuk beroperasi relatif lebih rendah dibanding tipe hidraulik dan pneumatik

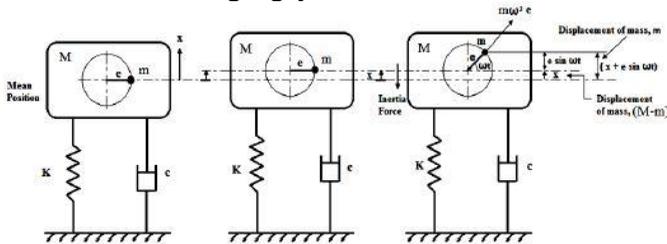
Aplikasi

- Digunakan untuk kepentingan studi efek vibrasi atau untuk mengevaluasi properti fisik material atau struktur.

- Untuk mencari frekuensi natural benda
- Untuk menguji sambungan las, solder dan hasil pengecoran semen atau beton dalam cetakan.

2.4. Pemodelan Numerik *Rotating Unbalance*

Gaya eksitasi yang dihasilkan oleh *rotating unbalance* merupakan jenis *forced vibration* yang sering kali ditemui. Pada gambar 2.22[2] dapat dilihat sebuah sistem dengan *rotating unbalance* yang dibantu oleh pegas dan peredam. Massa eksitasi diumpamakan dengan “m” yang berotasi dengan pusat massanya sejauh “e” terhadap sumbu putar poros. Gaya sentrifugal akibat massa “m” berlaku sebagai gaya eksitasi harmonik.



Gambar 2.22 *Rotating Unbalance*

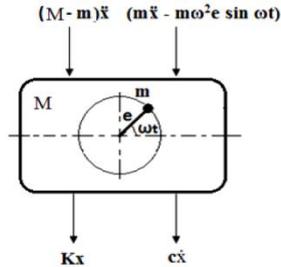
Sistem diasumsikan bergerak hanya secara vertikal dan memiliki satu derajat kebebasan. Keseluruhan perpindahan vertikal massa mesin tanpa massa eksentrik adalah $(M-m)x$, dan keseluruhan perpindahan vertikal dari massa eksentrik adalah $m' = (x + e \sin \omega t)$. Gaya inerti akibat massa mesin tanpa massa eksentrik $(M - m) = (M - m) \ddot{x}$.

Kemudian didapatkan persamaan untuk gaya inerti akibat putaran massa eksentrik “m” sebagai berikut:

$$F_t = m \frac{d^2}{dt^2} (x + e \sin \omega t) \quad (2.1)$$

$$F_t = m(-\omega^2 e \sin \omega t) \quad (2.2)$$

$$F_t = (m\omega^2 e \sin \omega t) \quad (2.3)$$



Gambar 2. 23 *Free Body Diagram* Sistem [2]

Pada gambar 2.23 ditunjukkan *free body diagram* dengan gaya inersia yang terjadi tanpa massa eksentrik dan gaya inersia akibat massa eksentrik serta Kx sebagai gaya pegas dan $c\dot{x}$ sebagai gaya redam. Sehingga didapatkan persamaan getar dari sistem sebagai berikut:

$$\Sigma [\text{Gaya inersia} + \text{Gaya eksternal}] = 0 \quad (2.4)$$

$$(M - m) \ddot{x} + (m\ddot{x} - m\omega^2 e \sin \omega t) + c\dot{x} + Kx = 0 \quad (2.5)$$

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + Kx = m\omega^2 e \sin \omega t \quad (2.6)$$

Persamaan diatas merupakan persamaan diferensial second order yang linear dari *forced damped vibrasi* akibat massa eksentrik. Untuk melengkapi persamaan tersebut, maka:

$$X = X_C + X_P \quad (2.7)$$

$$X = X_1 e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t + \phi_1) + \frac{m\omega^2 e \sin(\omega t - \phi)}{K\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.8)$$

Dimana $r = \frac{\omega}{\omega_n}$ menyatakan rasio frekuensi.

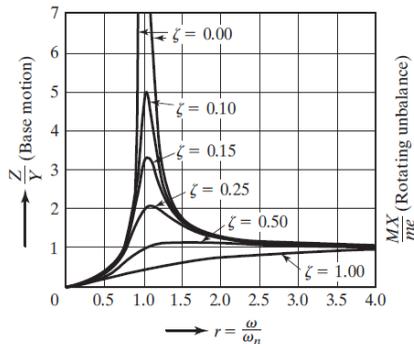
Amplitudo dari vibrasi steady state dinyatakan oleh persamaan berikut:

$$\frac{X}{\left(\frac{me}{M}\right)} = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.9)$$

Amplitudo tak berdimensi akibat dari massa ekstentrik pada sistem dinyatakan oleh $\frac{X}{\left(\frac{me}{M}\right)}$.

Grafik amplitudo $\frac{X}{\left(\frac{me}{M}\right)}$ terhadap r ditunjukkan pada gambar 2.24

[7]. Terlihat bahwa pada grafik bahwa nilai amplitudo bernilai 0 saat kecepatan 0 dan naik hingga mengalami resonansi, dimana kemudian amplitudo dibatasi oleh kehadiran peredam pada sistem. Seiring dengan kenaikan frekuensi yang sangat besar, nilai amplitudo cenderung menyatu pada satu nilai.

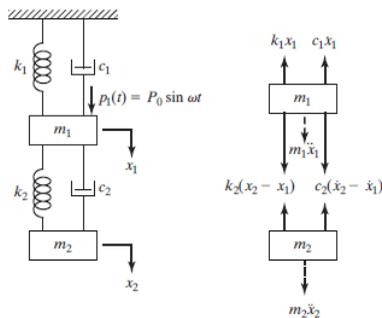


Gambar 2.24 Grafik amplitudo terhadap r dengan variasi nilai ζ

2.5. Dua derajat kebebasan (2 DOF)

Untuk menganalisa sifat getaran dari sistem yang terdiri dari dua massa yang terhubung dengan pegas maupun peredam, dapat dilakukan dengan menentukan frekuensi natural dari sistem 2 derajat kebebasan (*degree of freedom*). Analisa getaran 2 derajat kebebasan dilakukan dengan mengabaikan nilai redaman dan gaya eksternal, sebab semua benda dengan massa tertentu memiliki elastisitas dan mampu bergetar secara alami.

Persamaan dua-DOF yang dapat dirumuskan jika terdapat dua benda saling bergetar satu sama lain dengan adanya getaran paksa sehingga sistem bergerak isolasi seperti pada gambar 2.25 berikut:



Gambar 2. 25 Skema dan FBD dari getaran dua-DOF

Berdasarkan Gambar 2.25 diperoleh persamaan gerak dari m_1 dan m_2 sebagai berikut

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 = F \cos \omega t \quad (2.10)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 - c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 = 0 \quad (2.11)$$

Kedua persamaan tersebut jika dijadikan dalam bentuk matrik sebagai berikut dengan mengabaikan nilai dari konstanta redam sistem.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \cos \omega t \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.12)$$

Dengan mengansumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat

$$x_{1(t)} = X_1 \cos \omega t \quad (2.13)$$

$$x_{2(t)} = X_2 \cos \omega t \quad (2.14)$$

Dengan \ddot{x} merupakan turunan kedua dari x maka didapatkan nilai

$$\ddot{x} = -\omega^2 X \cos \omega t \quad (2.15)$$

mengasumsikan $\cos \omega t = 1$ dari nilai \ddot{x} maka persamaan dapat disederhanakan menjadi

$$\begin{bmatrix} -m_1 \omega^2 + (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & -m_2 \omega^2 + k_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \cos \omega t \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.16)$$

Untuk menyederhanakan matriks diatas dapat diasumsikan pada setiap matriks dengan simbol $Z(\omega)$ sehingga persamaan matriks menjadi

$$\begin{bmatrix} Z_{11}(\omega) & Z_{12}(\omega) \\ Z_{21}(\omega) & Z_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \cos \omega t \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.17)$$

Dimana persamaan umum matriks tersebut dapat dirumuskan seperti berikut

$$\begin{bmatrix} Z_{11}(\omega) & Z_{12}(\omega) \\ Z_{21}(\omega) & Z_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \cos \omega t \\ \mathbf{0} \end{pmatrix} \quad (2.17)$$

$$[Z(\omega)]\vec{X} = \vec{F} \quad (2.18)$$

Sehingga matriks dilakukan proses invers untuk pemindahan ruas pada matriks $[Z(\omega)]$ untuk mendapatkan nilai dari matriks \vec{X} seperti pada persamaan berikut

$$\vec{X} = \vec{F}[Z(\omega)]^{-1} \quad (2.19)$$

Dan diperoleh hasil bahwa amplitudo dari m_1 adalah $X_1(\omega)$ dan amplitudo dari m_2 adalah $X_2(\omega)$.

$$X_1(\omega) = \frac{Z_{22}(\omega) F \cos \omega t - Z_{12}(\omega)}{Z_{11}(\omega) Z_{22}(\omega) - Z_{11}^2(\omega)} \quad (2.20)$$

$$X_2(\omega) = \frac{Z_{12}(\omega) F \cos \omega t - Z_{11}(\omega)}{Z_{11}(\omega) Z_{22}(\omega) - Z_{12}^2(\omega)} \quad (2.21)$$

Jika nilai dari $Z(\omega)$ dijabarkan kembali seperti kondisi semula akan didapat persamaan amplitudo fungsi frekuensi sebagai berikut:

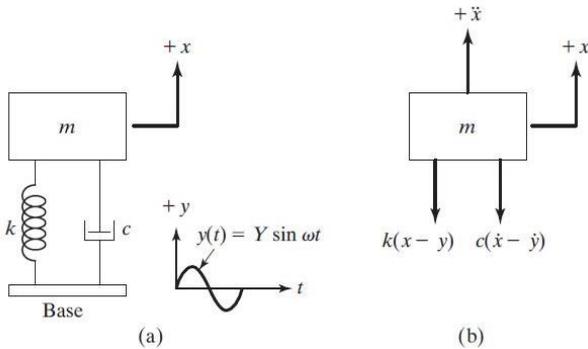
$$X_1(\omega) = \frac{(-m_2\omega^2 + k_2) F \cos \omega t}{(-m_1\omega^2 + (k_1 + k_2))(-m_2\omega^2 + k_2) - k_2^2} \quad (2.22)$$

$$X_2(\omega) = \frac{-k_2 (F \cos \omega t)}{(-m_1\omega^2 + (k_1 + k_2))(-m_2\omega^2 + k_2) - k_2^2} \quad (2.23)$$

2.6. *Motion of Base: Force Transmissibility*

Dasar atau alas dari sebuah sistem dengan massa pegas dan peredam terkadang mengalami gerakan harmoni seperti ditunjukkan pada gambar 2.25(a). Perpindahan dari alas digambarkan oleh $y(t)$ dan $x(t)$ sebagai perpindahan massa dari posisi semula terhadap satuan waktu t . Perpanjangan pegas digambarkan oleh $x-y$ dan kecepatan relatif peredam adalah $\dot{x} - \dot{y}$. Dari free body diagram didapatkan persamaan gerak:

$$\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.24)$$



Gambar 2. 26 Eksitasi terhadap alas sistem

Pada gambar 2.26[7], sebuah gaya F akan diteruskan menuju alas sistem akibat reaksi dari pegas dan peredam. Gaya ini dapat dituliskan sebagai berikut:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.25)$$

Persamaan 2.25 apabila digabungkan dengan persamaan 2.26 yang merupakan respon *steady state* massa m , dapat dituliskan sebagai berikut:

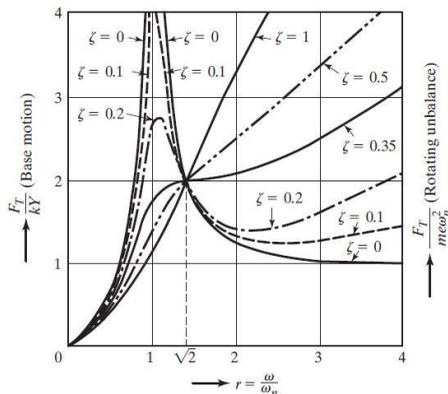
$$x_p(t) = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (2.26)$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_T \sin(\omega t - \phi) \quad (2.27)$$

Dimana F_T merupakan amplitudo atau nilai maksimum dari gaya yang diteruskan menuju alas dituliskan:

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.28)$$

Rasio $\left(\frac{F_T}{kY}\right)$ dikenal juga sebagai *force transmissibility*. Gaya yang diteruskan berada pada fasa sama dengan gerakan massa $x(t)$. Variasi dari gaya yang diteruskan menuju alas terhadap rasio frekuensi r ditunjukkan oleh gambar 2.27 [7] dengan nilai ζ yang berbeda-beda.



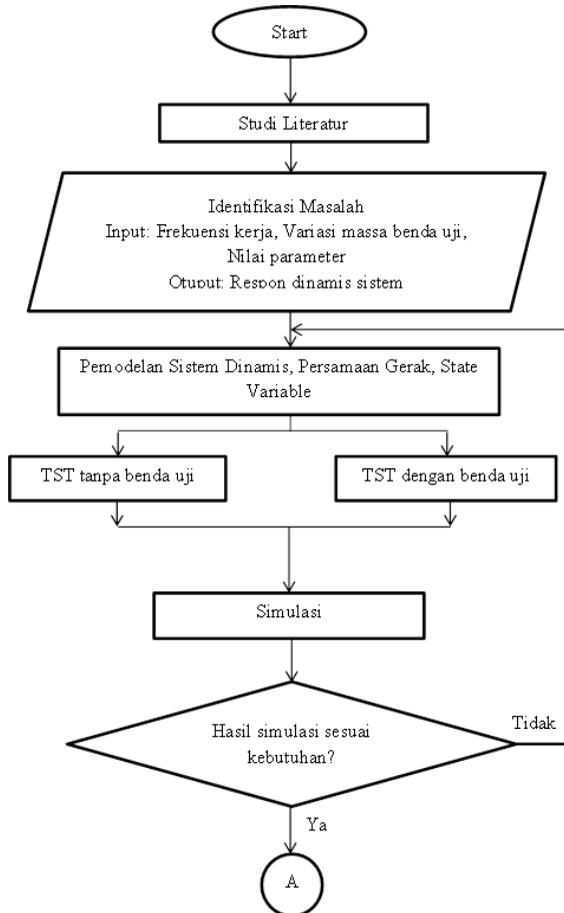
Gambar 2. 27 Grafik force transmissibility terhadap rasio frekuensi r

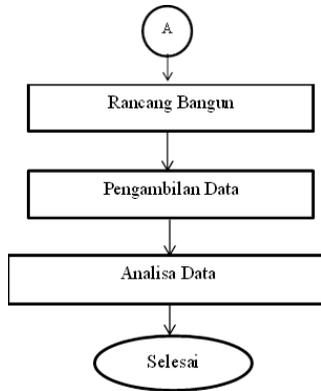
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Dalam penulisan tugas akhir ini dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1





Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.2. Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem *rotating unbalance mass* pada TST. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi dan rotasi, serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink. Nilai parameter yang digunakan didapatkan berdasarkan referensi. Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan.

3.3. Identifikasi Permasalahan

Pada tahap ini perlu diidentifikasi masalah yang ada. Masalah yang diidentifikasi pada penelitian ini ada dua yakni input dan output. Input yang diberikan berupa variasi frekuensi serta variasi massa benda uji. Untuk output yang akan didapatkan dari penelitian ini adalah respon dinamis berupa respon percepatan dan respon perpindahan dari *shaker* TST

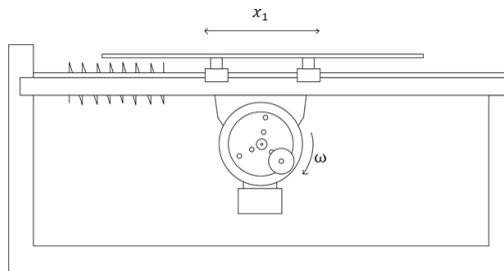
3.4. Nilai Parameter

Dalam melakukan simulasi dan eksperimen, telah ditentukan dahulu sebelumnya nilai-nilai yang akan digunakan dalam perhitungan. Nilai parameter yang digunakan dalam penelitian ini anatar lain adalah massa, konstanta pegas, koefisien redam dari komponen-komponen dalam TST dan juga variasi massa dari benda uji. Nilai parameter didapatkan dengan perhitungan dan juga dengan percobaan pada komponen TST yang ada.

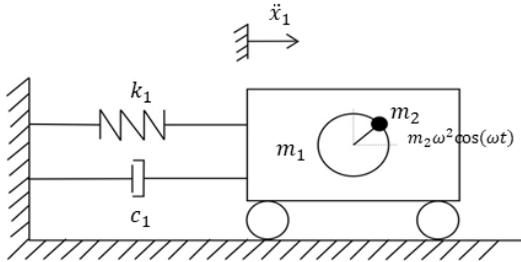
3.5. Pemodelan Dinamis Sistem Translational Shaking Table

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap sistem *Translational Shaking Table* (TST) dan terhadap benda uji nya. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah untuk mendapatkan grafik karakteristik hasil simulasi dengan menggunakan *software* Simulink MATLAB. Pemodelan sistem dinamis pertama adalah dengan membuat terlebih dahulu model dinamis dari sistem TST beserta dengan benda uji nya untuk meninjau gaya-gaya pada setiap DOF dan menghasilkan persamaan matematis.

3.5.1. Permodelan Dinamis dan Persamaan Gerak TST tanpa benda uji



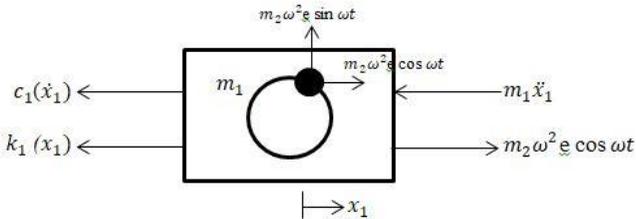
Gambar 3.2 Model skematik sistem TST dengan benda uji



Gambar 3.3 Pemodelan dinamis sistem TST tanpa benda uji

Keterangan gambar

- \dot{x}_1 : Displacement massa sistem TST
- m_1 : Massa Sistem TST
- k_1 : Koefisien pegas sistem TST
- m_2 : Massa eksitasi



Gambar 3. 4 Free Body Diagram TST tanpa benda uji

Persamaan matematis dari m_1 adalah sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 + m_2 \omega^2 e \cos \omega t = 0 \tag{3.3}$$

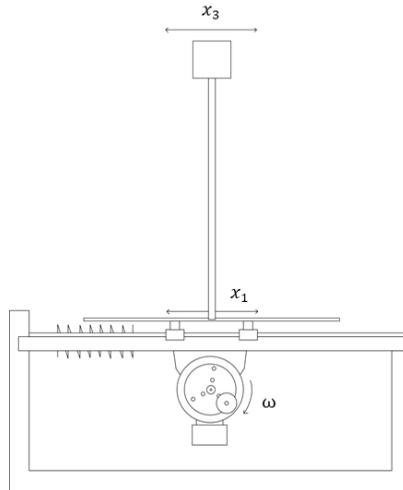
$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1) + k_1(x_1) = m_2 \omega^2 e \cos \omega t \tag{3.4}$$

Sehingga didapatkan persamaan state variable sebagai berikut:

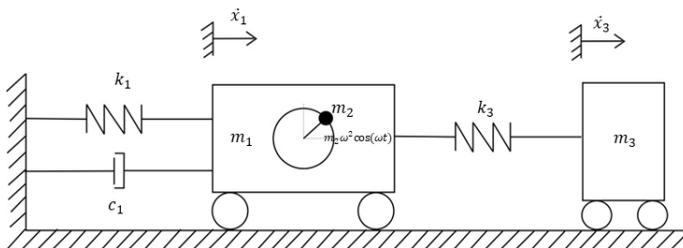
$$\dot{x}_1 = v_1 \quad (3.5)$$

$$\dot{v}_1 = \frac{1}{m_1} (m_2 \omega^2 e \cos \omega t - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1) \quad (3.6)$$

3.5.2. Pemodelan Dinamis dan Persamaan Gerak TST dengan benda uji



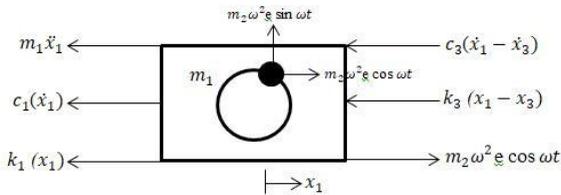
Gambar 3. 5 Model skematik sistem TST dengan benda uji (m_3)



Gambar 3.6 Pemodelan dinamis sistem TST dengan benda uji (m_3)

Keterangan gambar

- m_1 : Massa Sistem TST
- m_2 : massa eksitasi
- m_3 : massa benda uji
- c_1 : koefisien sistem TST
- c_3 : Koefisien redam benda uji
- k_1 : Koefisien pegas sistem TST
- k_3 : Koefisien kekakuan batang benda uji
- \dot{x}_1 : *Dispalcement* massa sistem TST
- \dot{x}_3 : *Displacement* massa benda uji



Gambar 3. 7 Free Body Diagram m_1 TST dengan benda uji

a. Persamaan matematis dari m_1 adalah sebagai berikut:

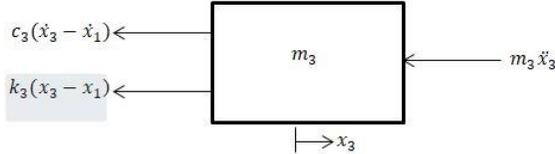
$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_1 x_1 + k_3 (x_1 - x_3) - m_2 \omega^2 e \cos \omega t = 0 \quad (3.7)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1) + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_1 (x_1) + k_3 (x_1 - x_3) = m_2 \omega^2 e \cos \omega t \quad (3.8)$$

Sehingga didapatkan persamaan *state variable* sebagai berikut:

$$\dot{x}_1 = v_1 \quad (3.9)$$

$$\dot{v}_1 = \frac{1}{m_1} \left((m_2 \cdot e \cdot \omega^2) \cos \omega t - c_1(\dot{x}_1) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - k_1(x_1) + k_3(x_3 - x_1) \right) \quad (3.10)$$



Gambar 3. 8 Free Body Diagram m_3 TST dengan benda uji

b. Persamaan matematis dari m_3 adalah sebagai berikut:

$$m_3 \ddot{x}_3 + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) = 0 \quad (3.11)$$

$$\ddot{x}_3 = \frac{1}{m_3} (c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + (k_3(x_1 - x_3))) \quad (3.12)$$

Sehingga didapatkan persamaan state variable sebagai berikut:

$$\dot{x}_3 = v_3 \quad (3.13)$$

$$\dot{v}_3 = \frac{1}{m_3} (c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_3(x_1 - x_3)) \quad (3.14)$$

3.6. Simulasi

Pada tahap ini, blok diagram yang telah dibuat sebelumnya disimulasikan. Simulasi dari sistem TST memiliki input berupa gelombang sinusoidal yang menggambarkan frekuensi dari motor. Sedangkan outputnya berupa perpindahan (x_1), kecepatan (\dot{x}_1), dan percepatan (\ddot{x}_1) dari sistem TST. Pada tahap ini diperlukan penyesuaian beberapa nilai parameter seperti koefisien pegas dan massa eksentrik untuk mendapatkan hasil simulasi sesuai dengan

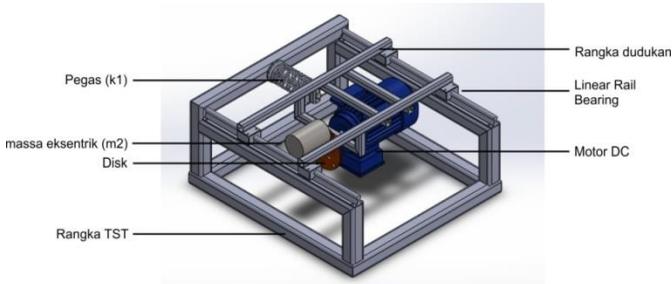
kebutuhan penulis, terutama pada aspek perpindahan dimana apabila simulasi menghasilkan nilai perpindahan yang terlalu kecil, nantinya hasil eksperimen yang rancang bangunnya mengacu pada nilai-nilai parameter permodelan tidak menghasilkan data yang optimal atau sulit untuk diukur.

3.7. Rancang Bangun Alat

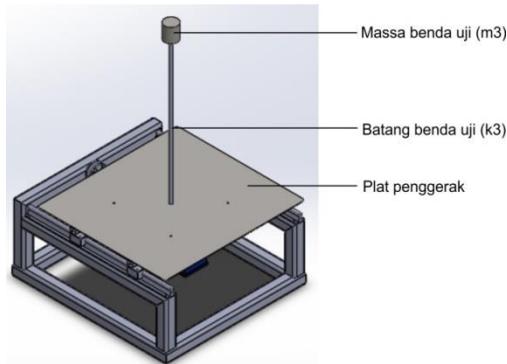
Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap sistem *Translational Shaking Table* (TST) dan benda ujinya. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan pada diagram alir gambar 3.1

3.7.1. Rancang Bangun Translational Shaking Table (TST)

Proses rancang bangun TST dimulai dengan rancangan yang dilakukan pada *software Autodesk Inventor*. Material yang digunakan sebagai rangka TST adalah *hollow steel pipe*.



Gambar 3.9 Rancangan fisik sistem TST tanpa benda uji



Gambar 3. 10 Rancangan fisik sistem TST dengan benda uji



Gambar 3. 11 Model Prototipe sistem TST

Alat TST terdiri dari dua segmen. Segmen pertama merupakan rangka dasar TST yang berfungsi sebagaiudukan sistem mesin getar. Rangka dasar yang terdiri dari besi *hollow* berukuran 40x40 mm dikencangkan pada meja agar tidak mengalami pergeseran ketika alat TST beroperasi. TST menggunakan linear rail bearing untuk menggerakkan sistem secara translasional. Jalur rail bearing dipasang pada rangka dasar dan bearing dipasang pada segmen kedua yang merupakan segmen dimana motor listrik dan massa eksentrik serta benda uji dipasang. Segmen kedua terdiri dari rangka yang terbuat dari

hollow steel pipe juga namun dengan lebar pipa sebesar 20x20 mm, dimana kemudian terdapat dudukan sebagai tempat memasang motor listrik, rail bearing, bearing, dan pegas. Plat penggerak terdiri dari plat besi dengan dimensi 400 mm x 400 mm. Keseluruhan alat memiliki dimensi alas sebesar 500 x 500 mm dan tinggi sebesar 250 mm.

Kemudian untuk benda uji dari alat TST terdiri dari sebuah massa yang dipasang pada batang bata dengan diameter 7.5 mm dan panjang 1 meter. Massa benda uji memiliki material berupa baja dengan massa yang bervariasi 0.5 kg, 0,75 kg dan 1 kg.

Setelah melalui proses rancang bangun, hasil rancangan dibawa ke bengkel las untuk di proses rangka dari TST. Rangka yang sudah jadi kemudian diproses sendiri dengan melubangi rangka dan memasang komponen-komponen seperti motor listrik, rail bearing, bearing, dan pegas.

3.7.2. Cara Kerja dan Permodelan Translational Shaking Table

Translational Shaking Table merupakan alat getar mekanis yang memanfaatkan putaran massa eksentrik untuk kemudian menghasilkan gerakan getaran. Putaran massa eksentrik didapatkan dengan memasang suatu massa pada disk dengan suatu jarak eksentrik dari sumbu putar poros untuk kemudian menghasilkan gaya rotating unbalance dengan memutar poros dengan bantuan motor listrik yang diputar pada frekuensi tertentu.

Motor dipasang pada *voltage regulator* untuk dapat diatur frekuensi nya. Kemudian motor yang berputar akan memutar disk yang sudah terpasang massa eksentrik. Pada saat berputar, gaya eksentrik yang dihasilkan akan menggeser meja getar secara sinusoidal pada amplitudo tertentu.

3.8. Pengambilan Data

Setelah alat TST telat selesai dirancang dan dibuat, dilakukan proses pengambilan data. Pengambilan data dilakukan di Laboratorium Alat dan Pengujian Vibrasi dan Sistem Dinamis dengan bantuan alat ukur berupa *accelerometer*, dan *oscilloscope*. Pengambilan data dilakukan dengan memvariasikan massa dari benda uji.

Benda uji ke-	Material	Massa (gram)
1	Baja	500
2	Baja	750
3	Baja	1000

Dari tabel tersebut akan didapatkan data grafik respon dari masing-masing benda uji yaitu respon dinamis dari TST dan dari benda uji.

Untuk menunjang pengambilan data pengujian, digunakan beberapa alat ukur yakni probe dan accelerometer, dan oscilloscope.

Accelerometer seperti terlihat pada gambar 3.9 (a) digunakan untuk mengukur percepatan getaran dari sistem TST dan benda uji. *Probe accelerometer* gambar 3.9 (b) dipasang pada beberapa titik pada sistem dan benda uji dan ujung lain kabel probe disambungkan pada socket signal *accelerometer*. Percepatan getaran yang dihasilkan oleh benda akan terbaca sebagai perubahan sinyal perbedaan potensial listrik pada *accelerometer*.

Berikut adalah penghitungan data dari pembacaan alat *accelerometer*:

$$\text{Response} = \frac{G}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100} \quad (3.15)$$

Dimana G = data pembacaan accelerometer (V)

$$\begin{aligned}
 V &= \text{Sensitivitas accelerometer (0.05 Volt)} \\
 g &= \text{percepatan gravitasi (9.81 } \frac{m}{s^2}\text{)} \\
 f &= \text{frekuensi eksitasi yang diberikan (Hz)} \\
 100 &= \text{frekuensi kerja accelerometer pada 100 MHz}
 \end{aligned}$$

Socket output dari accelerometer kemudian disambungkan pada oscilloscope untuk mendapatkan pembacaan pengukuran berupa grafik percepatan terhadap waktu. Data yang didapat dari oscilloscope kemudian dimasukkan kedalam komputer untuk kemudian dianalisa.

3.9. Analisa Data

Grafik dan karakteristik dinamis sistem TST yang diperoleh secara umum dari simulasi dan pengujian ini berupa grafik perpindahan, kecepatan, dan percepatan sistem terhadap waktu, dan grafik perpindahan, kecepatan dan percepatan sistem terhadap variasi frekuensi untuk nantinya dibandingkan. Variasi massa benda uji menghasilkan masing-masing dua buah *trendline* untuk grafik respon dinamis terhadap waktu dan grafik respon dinamis terhadap frekuensi.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Parameter Simulasi

Proses simulasi dilakukan guna mendapatkan respon dinamis dari Translational Shaking Table guna membantu dalam menganalisa fenomena pada TST sebelum dan sesudah dipasang benda uji dengan massa yang bervariasi. Simulasi dilakukan pada *software* MATLAB dengan mengacu pada data parameter yang telah dicari. Oleh karena itu dicari terlebih dahulu nilai-nilai parameter dari komponen yang mempengaruhi respon dinamis TST. Data dari nilai parameter didapatkan baik dengan percobaan dan perhitungan

4.1.1. Mencari Nilai Konstanta Pegas

Nilai konstanta pegas dari pegas *shaker* TST dan nilai kekakuan batang uji didapatkan dengan melakukan pengujian terhadap kedua benda. Hasil dari kedua pengujian kemudian dicatat dan dimasukkan kedalam rumus 3.1 dan 3.2 untuk mendapatkan konstanta pegas dan nilai kekakuan.

Pegas *shaker* TST ditekan diatas sebuah neraca digital untuk melihat gaya yang dibutuhkan untuk memberikan pegas defleksi tertentu. Proses pengukuran dapat dilihat pada gambar 4.1. Defleksi pegas dan gaya dicatat dan dimasukkan dalam rumus konstanta pegas. Proses diulang sampai tiga kali untuk kemudian dirata-rata dan didapatkan nilai konstanta pegas rata-rata dari ketiga pengujian.

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (4.1)$$

Keterangan:

k = konstanta pegas (N/m)

F = gaya (Newton)

δ = defleksi (m)

Nilai kekakuan batang benda uji didapat dengan melakukan pengujian serupa. Batang dicekam pada ragum dan ditarik dengan Newton meter. Newton meter ditarik untuk menghasilkan defleksi tertentu, dan angka pada Newton meter dicatat. Proses pengukuran dapat dilihat pada gambar 4.2. Proses diulangi hingga tiga kali dan ketiga nilai kekakuan dirata-rata.

$$k = \frac{W}{\delta} \quad (4.2)$$

Keterangan:

k = nilai kekakuan batang (N/m)

W = berat beban (Newton)

δ = defleksi (m)

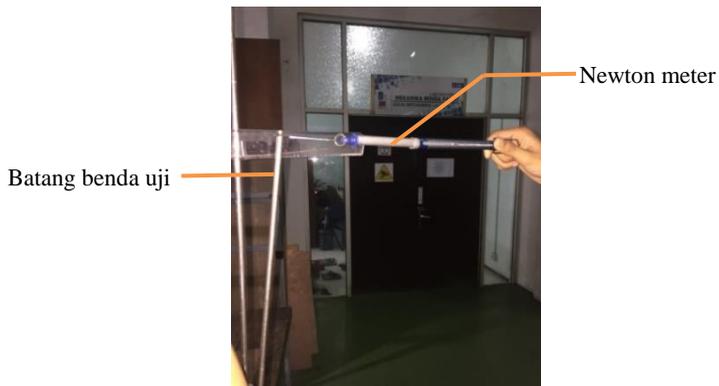
Tabel 4. 1 Perhitungan konstanta pegas (k_1)

Percobaan Ke-	Gaya beban (N)	Defleksi (m)	Konstanta Pegas
1	10	0.05	200
2	8	0.039	205.1282
3	7	0.036	194.444
Nilai k rata-rata			199.8575 N/m

Dari tabel 4.1 dan persamaan 4.1 didapatkan konstanta pegas dari shaker TST sebesar 199.8575 N/m. Kemudian untuk mencari nilai kekakuan dari batang benda uji dirangkum pada tabel 4.2

Tabel 4. 2 Perhitungan nilai kekakuan batang (k_2)

Percobaan Ke-	Gaya beban (N)	Defleksi (m)	Konstanta Pegas
1	5	0.029	172.4137
2	5	0.03	166.667
3	6	0.0422	141.97
Nilai k rata-rata			159.0425

Gambar 4. 1 Mencari konstanta pegas *shaker* TST

Gambar 4. 2 Mencari nilai kekakuan batang benda uji

4.1.2. Mencari Nilai Koefisien Redam

Dalam menentukan nilai parameter koefisien redam pada shaker TST dan batang benda uji penulis melakukan pengukuran respon getaran yang kemudian diolah menggunakan *logarithmic decreament*. Dalam menentukan nilai konstanta redaman menggunakan *logarithmic decreament* diperlukan data berupa amplitudo getaran. Data amplitudo getaran didapatkan dengan cara memberikan simpangan awal pada benda yang telah dipasang accelerometer dan tersambungan dengan *oscilloscope*. *Oscilloscope* akan menampilkan grafik respon getaran, nilai amplitudo puncak pertama dicatat bersama dengan nilai dari amplitudo puncak kedua. Kemudian nilai keduanya dimasukkan kedalam rumus *logarithmic decreament* yang dituliskan sebagai berikut:

$$\delta = \ln \frac{a_n}{a_{n+1}} \quad (4.2)$$

Nilai *logarithmic decreament* kemudian digunakan untuk mencari *damping ratio* yang selanjutnya digunakan dalam mencari nilai koefisien redaman. Damping ratio dapat dituliskan dalam persamaan berikut:

$$\zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\delta}\right)^2}} \quad (4.3)$$

Persamaan 4.3. kemudian disubstitusikan dengan persamaan 4.4, dan didistribusikan dengan rumus *damping ratio*, $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, maka akan diperoleh persamaan 4.5 untuk mendapatkan nilai koefisien redaman sebagai berikut:

$$\zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right)^2}} \quad (4.4)$$

$$C = 2m \sqrt{\frac{k}{m} \sqrt{\frac{2\pi}{\left(\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)\right)^2} + 1}} \quad (4.5)$$

Keterangan:

a_n : amplitudo getaran ke-n

a_{n+1} : amplitudo getaran ke- n+1

Setelah didapatkan koefisien redaman dari puncak amplitudo pertama dan kedua, nilai amplitudo selanjutnya diambil dari puncak amplitudo kedua dan ketiga. Penghitungan dilakukan hingga didapatkan tiga nilai konstanta redaman untuk kemudian dirata-rata. Tabel 4.3 merupakan hasil pengambilan data amplitudo pada shaker TST.

Tabel 4. 3 Perhitungan koefisien redam TST (c_2)

Percobaan Ke-	Amplitudo (a_n)	Amplitudo (a_{n+1})	Koefisien Damping (C)
1	0.0023	0.0015	5.988
2	0.0015	0.00035	19.692
3	0.00035	0.00061	7.6558
Nilai C rata-rata			11.112 Ns/m

Dari tabel 4.3 dan persamaan 4.3 didapatkan koefisien redam dari shaker TST sebesar 11.112 N.s/m. Kemudian untuk mencari koefisien redam dari batang benda uji dirangkum pada tabel 4.4.

Tabel 4. 4 Perhitungan koefisien redam batang (c_2)

Percobaan Ke-	Amplitudo (a_n)	Amplitudo (a_{n+1})	Konstanta Damping (C)
1	0.007005	0.006218	0.278056
2	0.006218	0.005628	0.232409
3	0.005628	0.005051	0.254353
Nilai C rata-rata			0.254353 Ns/m

Untuk menunjang simulasi dan pengambilan data eksperimen diperlukan nilai-nilai parameter yang mengacu pada penelitian *Translational Table Shaker*. Berikut merupakan tabel dengan nilai parameter yang dijadikan sebagai input untuk disimulasikan menggunakan *software* MATLAB Simulink:

Tabel 4. 5 Nilai Parameter Penelitian TST

Parameter	Nilai	Satuan
Massa sistem (m_1)	9.59	kg
Massa eksitasi (m_2)	0.802	kg
Jarak eksitasi (e)	60	mm
Massa benda uji (m_3) variasi 1	0,531	kg
Massa benda uji (m_3) variasi 2	0,782	kg
Massa benda uji (m_3) variasi 3	1.021	kg
Koefisien redam	132.18	Ns/m

shaker (c_1)		
Koefisien redam batang (c_2)	0.254353	Ns/m
Koefisien pegas sistem (k_1)	199.8575	N/m
Nilai kekakuan batang (k_3)	159.0425	N/m

4.2. Analisa Simulasi *Translational Shaking Table*

Dalam menuliskan Tugas Akhir ini, diperlukan beberapa data yang dapat menunjang analisa dari hasil penelitian. Salah satu metode yang dapat membantu penulis dalam melakukan analisa penelitian adalah dengan membandingkan hasil penelitian dengan hasil dari simulasi pada software berupa grafik fekuensi terhadap percepatan dan perpindahan. *Software* MATLAB Simulink digunakan pada proses simulasi ini karena dapat melakukan simulasi respon dinamis pada pemodelan sistem *Translational Shaking Table*. Nilai parameter pada simulasi disamakan dengan eksperimen, lalu blok diagram dirancang sesuai dengan model sistem TST, kemudian rancangan model disimulasikan untuk mendapatkan hasil berupa grafik respon dinamis pada sistem dan benda uji.

4.2.1. Analisa Perhitungan dan Simulasi TST tanpa benda uji

Sistem *Translational Shaking Table* menggunakan prinsip *rotating unbalance*, dimana sebuah massa yang berputar pada jarak eksentrik terhadap sumbu putar menghasilkan gerakan translasional secara horizontal yang harmonik.

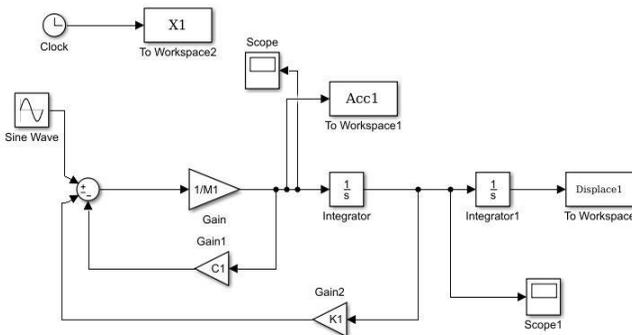
Persamaan dinamis dari TST tanpa benda uji yang merupakan sistem 1DOF dan menggunakan massa eksentrik

(m_2) sebagai massa *rotating unbalance* nya dapat dituliskan sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1) + k_1 (x_1) = m_2 \omega^2 e \cos \omega t \quad (4.6)$$

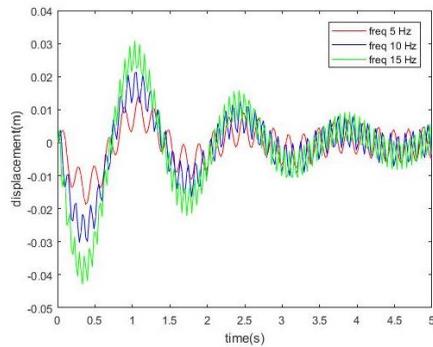
$$\dot{v}_1 = \frac{1}{m_1} (m_2 \omega^2 e \cos \omega t - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1) \quad (4.7)$$

Dari *state variable* pada rumus 4.7. dapat dirancang blok diagram untuk mensimulasikan respon getaran dari TST tanpa benda uji. Gambar 4.3 menunjukkan blok diagram yang digunakan pada software MATLAB Simulink.

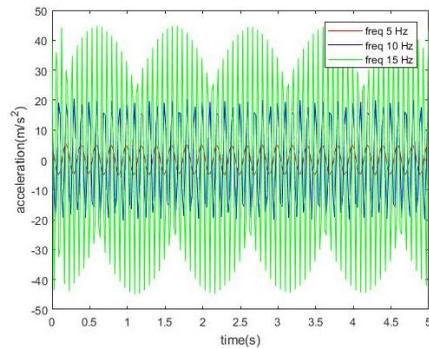


Gambar 4. 3 Blok Diagram TST tanpa benda uji

Dengan memasukkan nilai-nilai parameter TST tanpa benda uji pada m-file, simulasi MATLAB akan menunjukkan grafik percepatan terhadap waktu dan perpindahan terhadap waktu yang masing-masing ditunjukkan pada gambar 4.4.a. dan gambar 4.4.b.



(a)



(b)

Gambar 4. 4 Respon dinamis TST tanpa benda uji a) perpindahan
b) percepatan

Grafik pada gambar 4.4 a. menunjukkan grafik perpindahan terhadap satuan waktu pada frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz. Ketiga variasi berada pada keadaan *steady* sejak detik 0.4 dan cenderung memiliki nilai amplitudo yang konstan. Sedangkan pada grafik 4.4. b. ditunjukkan grafik percepatan terhadap waktu pada variasi frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz. Tiap variasi memiliki RMS percepatan secara berturut-turut sebesar 1.558 m/s^2 , 6.421 m/s^2 , dan 15.18 m/s^2 . Ketiga variasi berada pada keadaan *steady* dari sejak detik 0. Pada grafik percepatan diatas

dapat dilihat bahwa makin tinggi frekuensi kerja makin tinggi pula nilai perpindahan dan percepatannya. Pada tahap ini belum dapat disimpulkan bahwa sistem mengalami kenaikan amplitudo seiring dengan kenaikan frekuensi oleh karena itu perlu dicari terlebih dahulu frekuensi natural dari sistem TST tanpa benda uji.

Frekuensi natural dari sebuah sistem 1 DOF seperti pada TST tanpa benda uji, dapat digunakan rumus *natural frequency* pada rumus 4.8, dimana k merupakan konstanta pegas yang digunakan pada TST dan m merupakan massa dari keseluruhan sistem TST tanpa benda uji. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.8)$$

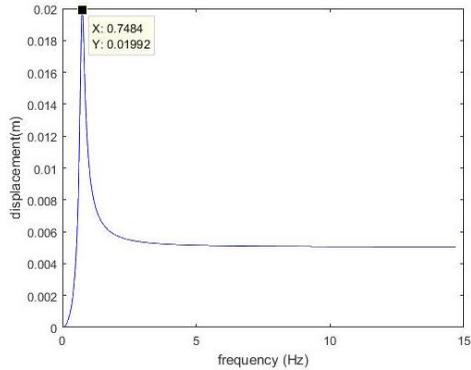
$$\omega_n = \sqrt{\frac{199.8575 \text{ N/m}}{9.519 \text{ kg}}}$$

$$\omega_n = 4.582 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0.73 \text{ Hz}$$

Dari persamaan diatas didapatkan bahwa TST tanpa benda uji memiliki frekuensi natural pada frekuensi 0.729 Hz. Dengan melakukan simulasi *natural frequency* dengan menggunakan persamaan 4.9 dan 4.10 akan didapat bode diagram perpindahan dan percepatan.

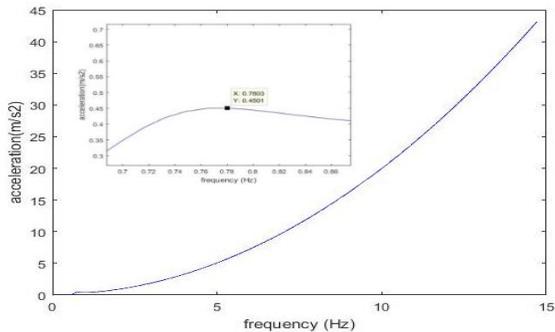
$$X = \frac{m_2 \cdot e \cdot r^2}{m_1 [(1 - r^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.9)$$

$$a = X \cdot \omega^2 \quad (4.10)$$



Gambar 4. 5 Bode diagram perpindahan TST tanpa benda uji

Gambar 4.5 menunjukkan bode diagram perpindahan pada TST tanpa benda uji. Dari grafik ini dapat dilihat bahwa amplitudo TST meningkat pesat pada frekuensi 0.4 Hz hingga akhirnya sistem memiliki *displacement* maksimum pada frekuensi 0.7484 Hz yang merupakan frekuensi natural dari TST tanpa benda uji. Pada frekuensi 2.1 Hz keatas TST sudah mulai memasuki keadaan stabil.



Gambar 4. 6 Bode diagram percepatan TST tanpa benda uji

Pada gambar 4.6 dapat dilihat bahwa nilai percepatan memiliki kenaikan secara eksponensial terhadap kenaikan nilai frekuensi. Hal ini sesuai dengan persamaan dimana percepatan memiliki nilai pangkat dua dari kecepatan sudut.

4.2.2. Simulasi TST dengan Variasi Massa Benda Uji

Simulasi respon dinamis pada TST dengan benda uji dilakukan pada tiga variasi massa benda uji. Masing-masing variasi massa adalah 0.5 kg, 0.75 kg, dan 1 kg. Simulasi dilakukan untuk melihat pengaruh penambahan variasi massa benda uji terhadap respon dinamis pada struktur *shaker* TST. Variasi input berupa frekuensi kerja dari 5 Hz sampai dengan 15 Hz dengan kenaikan 1 Hz pada tiap variasinya. Nilai parameter lainnya mengacu pada data parameter *Translational Shaking Table* yang telah ditentukan sebelumnya.

Persamaan matematis dari model dinamis pada TST dengan benda uji yang merupakan sistem 2DOF dapat dituliskan dalam persamaan berikut:

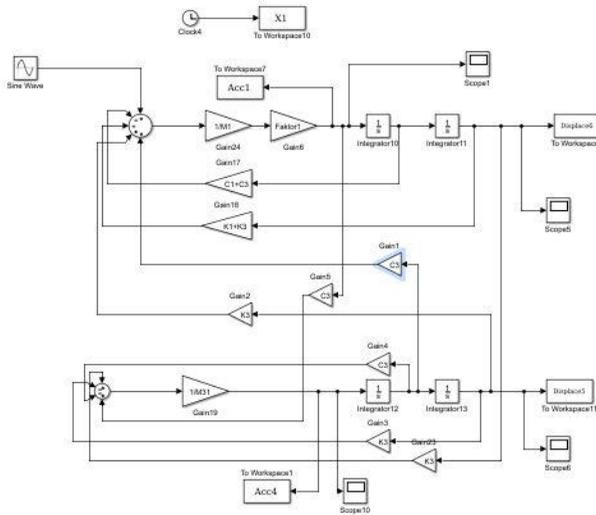
$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1) + c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_1(x_1) + k_3(x_1 - x_3) = m_2 \omega^2 e \cos \omega t \quad (4.11)$$

$$\dot{v}_1 = \frac{1}{m_1} ((m_2 \cdot e \cdot \omega^2) \cos \omega t - c_1(\dot{x}_1) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - k_1(x_1) + k_3(x_3 - x_1)) \quad (4.12)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_1) = 0 \quad (4.13)$$

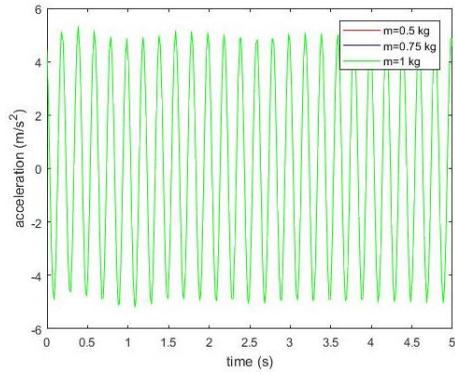
$$\dot{v}_3 = \frac{1}{m_3} (c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_3(x_1 - x_3)) \quad (4.14)$$

State variable yang didapatkan dari persamaan matematis pada persamaan 4.10 dan 4.12 digunakan untuk merancang blok diagram pada *software* MATLAB Simulink. Gambar 4.7 menunjukkan blok diagram yang digunakan untuk mensimulasikan respon getaran TST dengan benda uji.

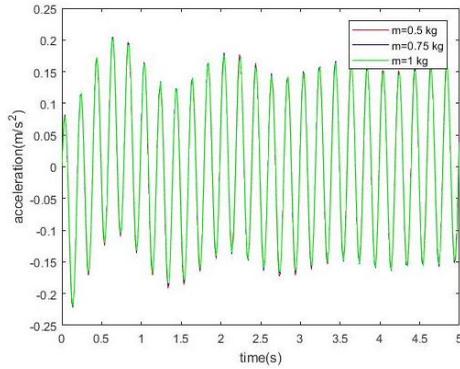


Gambar 4. 7 Blok Diagram TST dengan benda uji

Setelah nilai parameter dimasukkan dalam M-file, dan blok diagram dibuat sesuai dengan model dinamis TST dengan benda uji, simulasi yang dijalankan akan menampilkan grafik respon dinamis berupa percepatan terhadap waktu dan perpindahan terhadap waktu. Gambar 4.8 menampilkan grafik yang membandingkan grafik percepatan terhadap waktu pada benda uji yang berbeda dan gambar 4.9 menampilkan perbandingan grafik perpindahan terhadap waktu pada benda uji yang berbeda-beda dengan frekuensi kerja pada 5 Hz.

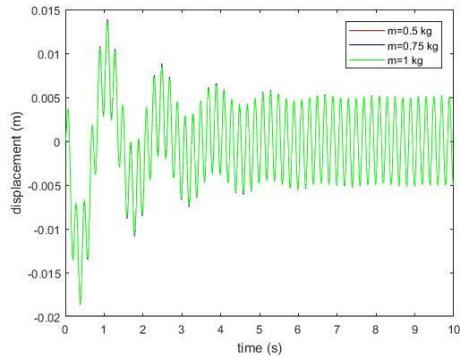


(a)

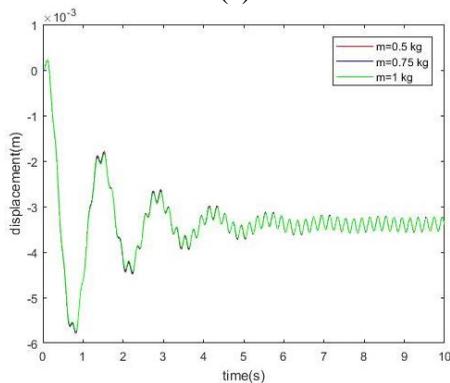


(b)

Gambar 4. 8 Grafik respon dinamis TST dengan benda uji pada 5 Hz a) percepatan pada Shaker TST b) percepatan pada Benda Uji



(a)



(b)

Gambar 4. 9 Grafik respon dinamis TST dengan benda uji pada 5 Hz a) Perpindahan pada shaker TST b) Perpindahan pada benda uji

Grafik-grafik diatas menunjukkan respon dinamis dari hasil simulasi TST dengan benda uji yang divariasikan. Grafik pada gambar 4.8 merupakan grafik percepatan terhadap waktu yang diambil pada a) Shaker dan b) Benda uji. Pada grafik 4.8.a. terlihat bahwa variasi massa kurang mempengaruhi respon percepatan pada *Shaker* sedangkan pada 4.8.b. terlihat bahwa massa 0.5 kg memiliki amplitudo perpindahan terbesar. Sedangkan grafik pada gambar 4.9 menunjukkan grafik

perpindahan terhadap waktu yang diambil pada a) *Shaker* dan b) Benda uji. Pada grafik perpindahan, grafik bersifat *steady* pada detik ke 7. Pada grafik ini pula variasi massa tidak terlalu mempengaruhi respon perpindahan dari shaker sendiri, namun terlihat pada gambar 4.9.b. bahwa massa uji terbesar memiliki amplitudo perpindahan terbesar. Keempat grafik diambil pada frekuensi 5 Hz karena menggambarkan salah satu batasan frekuensi kerja pada penelitian yang berkisar pada 5-15 Hz. Grafik ini diambil untuk memperkirakan waktu yang dibutuhkan TST untuk *steady* dan juga menentukan nilai RMS yang akan dibandingkan dengan nilai RMS dari hasil eksperimen.

Untuk memastikan frekuensi kerja yang ditentukan dalam penelitian sudah sesuai dengan performa dari TST, maka perlu dicari terlebih dahulu *natural frequency* TST saat dipasang dengan benda uji. Dalam mencari frekuensi natural dari TST 2DOF digunakan persamaan matrix determinan. Dengan menghilangkan nilai dari redaman dan gaya yang berlaku maka persamaan dapat dirangkum sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_3 & -k_3 \\ -k_3 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (4.15)$$

Dengan menganggap $\ddot{x} = -X\omega^2$ dan $x = X$

$$\begin{bmatrix} -m_1(k_1 + k_3)\omega^2 & -k_3 \\ -k_3 & m_3k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (4.16)$$

$$\det \begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_1 + k_3) & -k_3 \\ -k_3 & m_3\omega^2 + k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (4.17)$$

$$-m_1 m_3 \omega^4 + (m_3 k_1 + m_3 k_3 - m_1 k_1) \omega^2 + k_1^2 + k_3 = 0 \quad (4.18)$$

$$\lambda_{1,2} = \frac{-(m_3 k_1 + m_3 k_3 - m_1 k_1) \pm \sqrt{(m_3 k_1 + m_3 k_3 - m_1 k_1)^2 - 4 \cdot (-m_1 m_3) \cdot (k_1^2 + k_3)}}{2 \cdot (-m_1 m_3)} \quad (4.19)$$

$$\lambda_{1,2} = \left| \frac{-1725.99 \pm 1948,289}{-10.184} \right|$$

$$\lambda_{1,2} = \omega_{1,2}^2$$

$$\omega_1 = 4.67 \text{ rad/s}^2 \quad \omega_2 = 18.994 \text{ rad/s}^2$$

$$\omega_1 = 0.7346 \text{ Hz} \quad \omega_2 = 3.024 \text{ Hz}$$

Dari penghitungan dengan rumus matrix determinan didapatkan bahwa TST dengan benda uji $m=0.531$ kg memiliki frekuensi natural pada 0.7346 Hz dan 3.024 Hz. Dengan menggunakan simulasi MATLAB didapatkan grafik frekuensi natural perpindahan dan percepatan dari TST dengan tiap variasi massa benda uji.

Setelah didapatkan nilai frekuensi natural dari TST dengan benda uji, dilakukan simulasi pada matlab untuk mendapatkan bode diagram 2DOF baik perpindahan dan percepatan pada TST dengan menggunakan persamaan 4.20 [9] berikut:

$$A = \left| \frac{x_1}{x_{st}} \right| = \left| \frac{x_1}{f_0/k_1} \right| = \sqrt{\frac{A_1^2 + B_1^2}{C^2 + D^2}} \quad (4.20)$$

$$A_1 = v^2 - \lambda^2$$

$$B_1 = 2v\lambda\zeta_2 \quad (4.21)$$

$$C = v^2 - [1 + 4v\zeta_1\zeta_2 + (1 + \mu)v^2]\lambda^2 + \lambda^4$$

$$D = 2\lambda\{(v^2 - \lambda^2)\zeta_1 + v[1 - (1 + \mu)\lambda^2]\zeta_2\}$$

Keterangan:

A = amplitude magnification factor

T = transmissibility

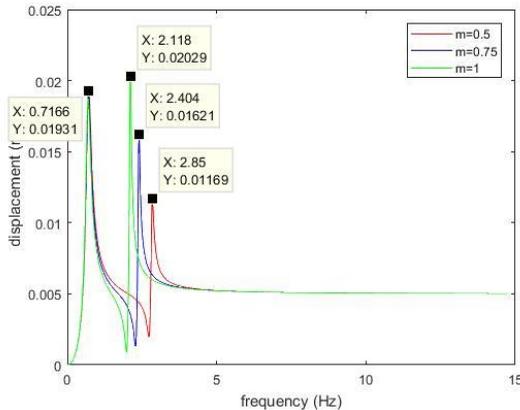
$\mu = m_2/m_1$: mass ratio

$v = \omega_2/\omega_1$: natural frequency ratio

$\lambda = \omega/\omega_1$: forced frequency ratio

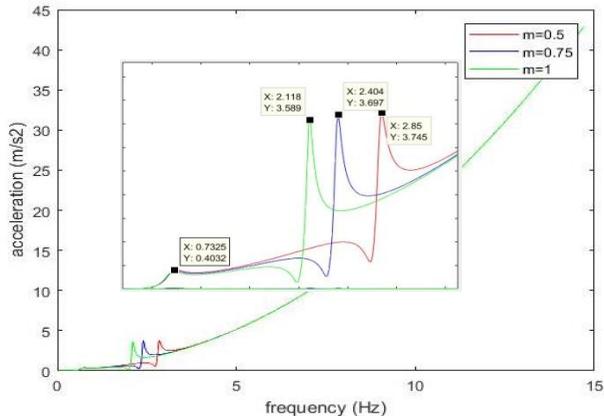
$\zeta_1 = c_1/(2m_1\omega_1)$: damping ratio TST

$\zeta_2 = c_2/(2m_2\omega_2)$: damping ratio benda uji



Gambar 4. 10 Bode Diagram perpindahan TST dengan benda uji

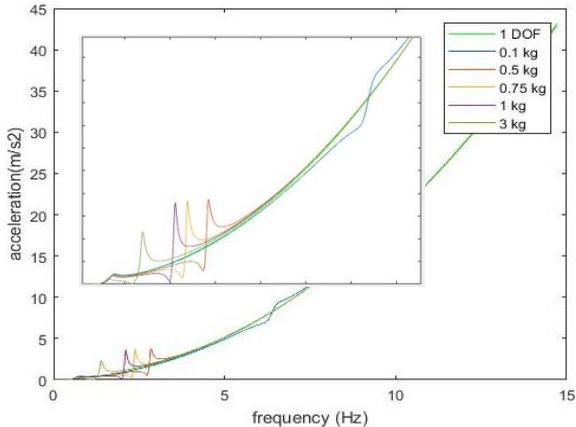
Grafik pada gambar 4.10 menunjukkan grafik bode diagram perpindahan dari TST dengan tiap benda uji. Terlihat grafik dari ketiga variasi mengalami kenaikan mulai pada frekuensi 0.5 Hz dan berpuncak pada frekuensi 0.7166 Hz yang menandakan frekuensi natural pertama dari TST dengan benda uji. Kemudian grafik menurun drastis hingga akhirnya kembali mengalami frekuensi natural pada frekuensi yang berbeda-beda. Variasi massa 1 kg mengalami *displacement* maksimum kedua pada frekuensi 2.118 Hz, variasi massa 0.75 kg mengalami *displacement* maksimum kedua pada 2.404 Hz dan variasi massa 0.5 kg mengalami *displacement* maksimum kedua pada 2.85 Hz.



Gambar 4. 11 Bode Diagram percepatan TST dengan benda uji

Gambar 4.11 menunjukkan bode diagram percepatan pada TST dengan tiap variasi massa benda uji. Frekuensi natural pertama dari ketiga variasi berhimpit pada frekuensi 0.7325 Hz dimana terlihat ada kenaikan akselerasi. Kemudian osilasi kedua terjadi pada frekuensi yang berbeda-beda. Pada massa 1kg osilasi kedua terjadi pada 2.118 Hz, pada massa 0.75 kg osilasi kedua terjadi pada 2.402 Hz, pada 0.5 kg osilasi kedua terjadi pada 2.85

Hz. Dari grafik ini dapat dilihat bahwa sistem 2DOF dapat dijalankan baik pada rentang frekuensi kerja 5-15 Hz.



Gambar 4. 12 Perbandingan bode diagram percepatan TST 1 DOF dan 2DOF

Gambar 4.12 menjadi pembandingan antara percepatan TST menggunakan variasi massa benda uji terhadap percepatan TST tanpa benda uji. Garis hijau muda menunjukkan percepatan pada sistem 1 DOF dan garis berwarna lainnya menunjukkan percepatan tiap massa benda uji yang berbeda-beda. Dapat dilihat dari grafik diatas, bahwa trendline dengan massa terkecil memiliki simpangan terhadap trendline percepatan 1DOF paling kecil pula yakni sebesar 9,75% dan trendline pada massa terbesar memiliki simpangan yang semakin besar yakni 341,4% dari percepatan 1DOF. Sehingga dapat dikatakan bahwa semakin kecil nilai dari massa yang dipasang pada TST pada nilai konstanta pegas yang tidak berubah, frekuensi natural kedua dari sistem akan semakin bergeser ke kanan atau menuju nilai frekuensi yang bertambah besar dengan simpangan yang semakin kecil.

Pada tabel 4.6 Dapat dilihat data secara lebih menyeluruh terkait hubungan antara trendline percepatan 1DOF dan trendline TST dengan variasi massa. Dengan tabel ini diharapkan dapat

membantu untuk menentukan massa yang cocok dengan kebutuhan percepatan yang diinginkan dari TST dengan melihat simpangan yang dapat ditimbulkan.

Tabel 4. 6 Pengaruh variasi benda uji terhadap percepatan *shaker*

Frekuensi (Hz)	Simpangan (%)						
	0.01 kg	0.1 kg	0.5 kg	0.75 kg	1 kg	3 kg	5 kg
5	-25.7568	-27.7157	-23.7311	-23.9999	-24.1083	-24.2879	-24.319
6	-11.4816	-18.2737	-9.9948	-10.1163	-10.1695	-10.2634	-10.2805
7	2.8695	7.5779	4.0841	4.0173	3.9869	3.9311	3.9207
8	17.2656	19.4918	18.3207	18.2796	18.2604	18.2244	18.2176
9	31.6894	33.2376	32.6455	32.6182	32.6052	32.5806	32.5759
10	46.1303	47.3809	47.0253	47.0063	46.9971	46.9795	46.9761
11	60.5807	61.6773	61.4424	61.4285	61.4217	61.4087	61.4062
12	75.0342	76.051	75.8858	75.8753	75.8702	75.8603	75.8584
13	89.4848	90.4701	90.3487	90.3406	90.3366	90.3289	90.3274
14	103.9254	104.9187	104.8264	104.82	104.8169	104.8107	104.8095
15	118.3467	119.3877	119.3157	119.3106	119.308	119.3031	119.3021

4.3. Perancangan dan Manufaktur Sistem *Translational Shaking Table*

Struktur dari Sistem *Translational Shaking Table* terdiri dari dua bagian. Bagian pertama merupakan konstruksi dasar yang bersifat *rigid* yang disematkan pada meja penelitian dan bagian kedua terdiri dari konstruksi meja getar untuk menguji benda uji. Perancangan TST dimulai dengan menggambarkan skema dan model dinamis dari sistem seperti dapat dilihat pada gambar 3.5 dan gambar 3.6. Persamaan matematis yang didapatkan dari model dinamis kemudian disimulasikan untuk melihat respon dinamisnya. Beberapa nilai parameter yang telah ditentukan kemudian dijadikan acuan dalam merancang TST.

Proses selanjutnya adalah menggambarkan keseluruhan sistem pada *software Solidwork*.

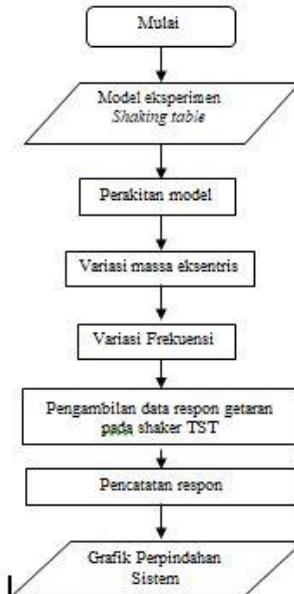
Gambar rancangan fisik pada *Solidwork* dapat dilihat pada gambar 3.10 dan gambar 3.11, dimana telah ditentukan dimensi dan komponen-komponen yang dibutuhkan untuk proses manufaktur TST. Komponen yang dipilih untuk digunakan pada

TST seperti pegas, *linear rail bearing*, massa benda uji, dan batang benda uji memiliki spesifikasi yang disesuaikan dengan nilai parameter pada proses simulasi dan perancangan, sedangkan beberapa komponen lain seperti motor tiga fasa menggunakan barang yang telah ada sebelumnya di Laboratorium Vibrasi.

Proses manufaktur dilakukan baik sendiri oleh tim penulis dan dengan bantuan dari beberapa bengkel manufaktur. Diawali dengan struktur rangka konstruksi bawah dan rangka konstruksi atas yang dikerjakan di bengkel las Keputih. Proses dilanjutkan dengan proses drilling dan perakitan yang dilakukan di *Workshop* Sapuangin. Pemasangan pegas, *linear rail bearing*, dan motor tiga fasa sebagai penggerak eksentrik dapat dilihat pada gambar 3.12. Beberapa komponen lain seperti massa eksentrik, disk, plat penggerak, benda uji dll juga diproses di *Workshop* Sapuangin. Struktur TST yang telah selesai dirakit kemudian dicat untuk menghindari komponen dan struktur dari korosi.

4.4. Pengujian Sistem Translational Shaking Table

Struktur TST yang telah selesai dibuat, diuji terlebih dahulu untuk menentukan apakah frekuensi kerja yang digunakan sebagai batasan masalah dalam penelitian dapat diterapkan pada motor listrik sebagai penggerak utama TST. Darisini ditentukan bahwa frekuensi kerja yang digunakan dalam penelitian berkisar dari 5 Hz sampai dengan 15 Hz. Kurang dari itu motor listrik tidak akan kuat mengangkat massa eksentrik dan lebih dari itu osilasi yang dihasilkan dapat merusak struktur TST. Pada gambar 4.13 dapat dilihat flowchart dari proses eksperimen dan pengambilan data.



Gambar 4. 13 Flowchart eksperimen TST

4.4.1. Instalasi Alat TST

Pengujian pada penelitian ini dilakukan dengan tiga variasi massa benda uji yang disematkan pada sebuah batang uji dengan panjang 60 mm dan diameter 6 mm. Massa uji disematkan dengan memasukkan tiap ujung batang pada dudukan plat penggerak dan massa uji, dan dikencangkan dengan baut.

Pada motor listrik dipasang juga disk sebagai dudukan dari massa eksentrik. Kabel motor listrik disambungkan dengan *voltage regulator* yang berguna untuk mengatur tegangan listrik agar motor dapat berputar pada frekuensi kerja yang diinginkan. Gambar TST yang telah diinstalasi dapat dilihat pada gambar 4.18.

4.4.2. Instalasi Alat Ukur Pengambilan Data

Setelah TST selesai diinstalasi, peralatan pengukuran dipasang dan dirangkai untuk menunjang proses pengambilan data eksperimen. Peralatan yang digunakan dalam pengambilan data adalah sebagai berikut:

- ***Probe Accelerometer ACC103***: Alat yang digunakan untuk mengukur data percepatan pada shaker dan benda uji. Ditempelkan secara horizontal atau searah dengan arah gerak alat.



Gambar 4. 14 Probe Accelerometer

- ***Power Supply Accelerometer***: Disambungkan dengan kabel dari *probe accelerometer* dan dengan kabel menuju *oscilloscope*. Berguna untuk memperkuat sinyal pembacaan dari *probe accelerometer*.



Gambar 4. 15 Power Supply Accelerometer

- **Oscilloscope Tektronix TBS1104:** Disambungkan dengan *power supply accelerometer*. Menerima data dari *accelerometer* dan menampilkan data respon getaran dalam grafik voltase terhadap waktu.

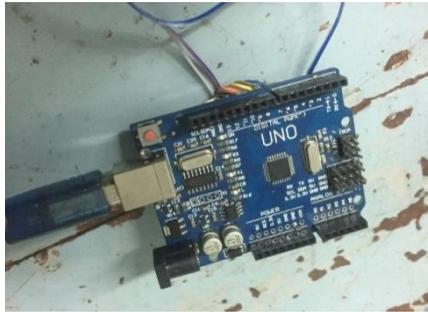


Gambar 4. 16 Oscilloscope

- **Sensor Octocoupler & Arduino Uno:** Berfungsi untuk membaca kecepatan putaran poros dengan menangkap sinyal dari roda sensor yang berputar. Disambungkan pada Arduino Uno dan Laptop untuk menampilkan RPM dari poros dan frekuensi kerja.



(a)



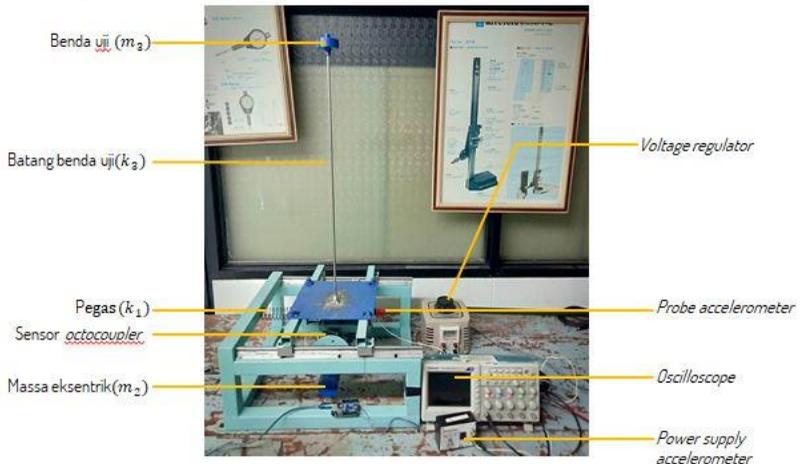
(b)

Gambar 4. 17 Peralatan pengukuran RPM a) sensor *octocoupler*
b) Arduino Uno

Urutan rangkaian pemasangan peralatan pengukuran dimulai dengan memasang sensor *octocoupler* pada dudukan yang terdapat di konstruksi atas TST untuk mendeteksi *rpm* dan frekuensi kerja dengan membaca putaran disk yang terpasang pada poros. Sensor *octocoupler* disambungkan dengan arduino, yang kemudian disambungkan dengan laptop untuk menampilkan pembacaan sensor.

Setelah itu dua buah *probe accelerometer* dipasang pada TST. Pada benda uji dan struktur atas TST masing-masing dipasang satu buah *probe*. Kedua *probe* disambungkan dengan

power supply yang kemudian disambungkan pada *oscilloscope* untuk menunjukkan pembacaan respon getaran berupa grafik voltase terhadap satuan waktu. Instalasi alat pengukuran dapat dilihat pada gambar 4.12.



Gambar 4. 18 Instalasi Peralatan Pengukuran TST dengan benda uji

4.4.3. Pengambilan Data

Pengambilan data eksperimen dilakukan di Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis Departemen Teknik Mesin FTI ITS. Pengambilan data dilakukan dengan menggunakan tiga massa benda uji yang berbeda yaitu 0,531 kg, 0,781 kg, dan 1.022 kg. Setiap variasi massa benda uji dilakukan pengujian sebanyak sebelas kali yaitu untuk memvariasikan frekuensi kerja, dimulai dari 5 Hz sampai dengan 15 Hz dengan kenaikan 1 Hz setiap kali pengambilan data. Setiap pengujian dilakukan sebanyak tiga kali sehingga masing-masing benda uji memiliki 66 data respon getaran yang terbagi menjadi dua yaitu pada shaker TST dan pada benda uji .

Data yang dicatat adalah respon getaran berupa grafik percepatan terhadap waktu yang ditunjukkan pada oscilloscope dalam bentuk data voltase pada satuan waktu untuk kemudian

diolah terlebih dahulu di *Microsoft Excel* dan Matlab agar didapatkan grafik percepatan yang dibutuhkan.

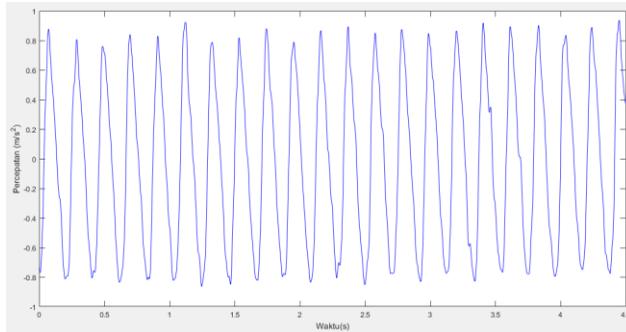
4.5. Analisa Hasil Pengambilan Data

Data yang telah didapat kemudian dicatat dan disimpan untuk selanjutnya dianalisa. Data yang didapat dari pembacaan *oscilloscope* diolah dengan software Microsoft Excel dan MATLAB. Nilai voltase pada pembacaan *oscilloscope* terlebih dahulu di konversi menjadi satuan percepatan. Setelah itu dengan menggunakan *software* MATLAB didapatkan grafik percepatan terhadap waktu yang mengacu pada data eksperimen. Untuk membandingkan respon percepatan eksperimen pada eksperimen dan simulasi digunakan nilai *Root Mean Square* dari respon percepatan TST pada frekuensi tertentu, yang dirumuskan sebagai berikut:

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n}(x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2)} \quad (4.22)$$

4.5.1. Analisa Respon Dinamis TST tanpa benda uji

Respon getaran pada ekseperimen didapat dari pembacaan probe accelerometer yang dipasang secara horizontal pada *shaker* TST. Pembacaan akan ditampilkan pada *oscilloscope* kemudian diolah pada komputer untuk didapatkan grafik respon dinamis. Eksperimen TST tanpa benda uji dilakukan dengan menggunakan massa eksentrik 0.8 kg dan jarak eksentrik 6 cm. pada gambar 4.19 dapat dilihat grafik respon percepatan pada frekuensi 10 Hz.

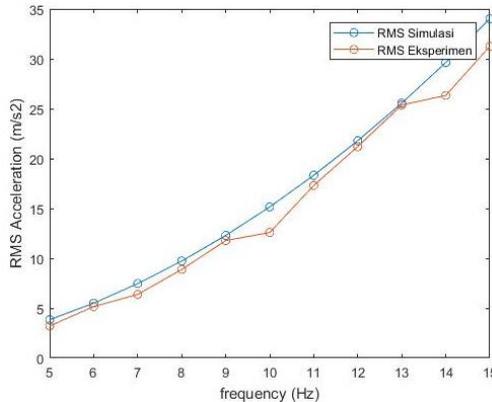


Gambar 4. 19 Grafik percepatan terhadap waktu TST tanpa benda uji frekuensi 10 Hz, $m_2 = 0.8$ kg, dan $e = 6$ cm

Tabel 4. 7 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi TST tanpa benda uji

Frekuensi	RMS Simulasi	RMS Eksperimen	error (%)
5	3.844	3.210704	16.47492196
6	5.501	5.160274	6.19389202
7	7.462	6.37524	14.56392388
8	9.723	8.872838	8.743823923
9	12.29	11.77568	4.184865745
10	15.15	12.58521	16.92930693
11	18.32	17.30552	5.537554585
12	21.79	21.20463	2.686415787
13	25.56	25.37008	0.743035994
14	29.63	26.32933	11.139622
15	34.01	31.24931	8.117289033
Rata2 error			8.664968351

Dapat dilihat dari grafik 4.19 dan tabel 4.7 bahwa nilai percepatan naik seiring dengan kenaikan frekuensi kerja TST. Dari tabel ini pula dapat dilihat simpangan RMS percepatan pada Eksperimen mengalami simpangan terbesar pada frekuensi 10 Hz sebesar 16.92% dan dengan error rata-rata sebesar 8.66%. Namun dapat dilihat pula pada gambar 4.20 bahwa trendline eksperimen masih sesuai dengan kenaikan trendline simulasi. Adanya penyimpangan nilai RMS dapat diakibatkan oleh *noise* yang tertangkap selama pengambilan data atau adanya kesalahan pembacaan data dari nilai frekuensi.

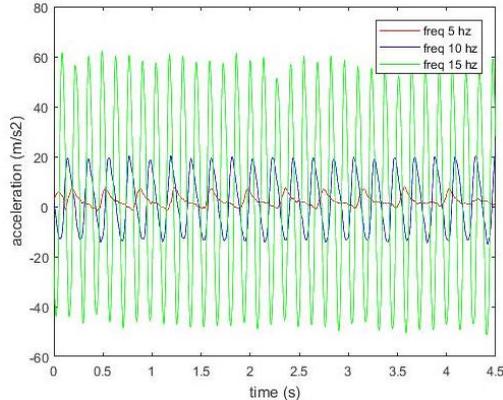


Gambar 4. 20 Perbandingan RMS Simulasi dan RMS Eksperimen TST tanpa benda uji

4.5.2. Analisa Respon Dinamis TST dengan benda uji ($m_3 = 0.5 \text{ kg}$)

Respon getaran yang didapat pada TST dengan benda uji 0.5 kg didapat dari *probe accelerometer* yang dipasang pada benda uji dan shaker yang kemudian dikirimkan ke *power supply* dan *oscilloscope* dimana grafik masih berupa voltase terhadap waktu. Respon getaran yang telah dikonversi menjadi satuan percepatan dengan persamaan 3.15 kemudian di plot pada MATLAB dan didapatkan nilai RMS pada tiap variasi frekuensi. Grafik RMS

terhadap waktu dari hasil eksperimen kemudian dibandingkan dengan hasil simulasi.

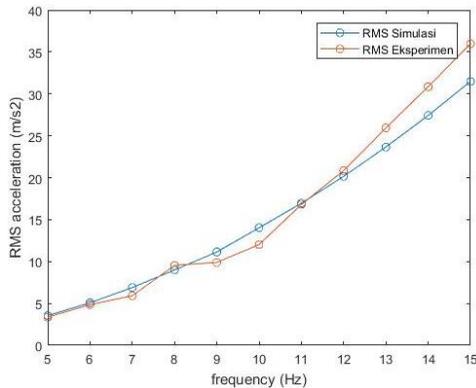


Gambar 4. 21 Respon percepatan TST dengan $m_3=0.5$ kg pada frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz

Gambar 4.21 menunjukkan respon percepatan yang diukur dari Shaker TST dengan dipasang massa benda uji 0.538 kg. Grafik menampilkan respon percepatan pada 3 frekuensi yang berbeda yang mewakili variasi frekuensi kerja 5-15 Hz. Dapat dilihat bahwa respon percepatan pada frekuensi terendah 5 Hz memiliki amplitudo percepatan terkecil dengan RMS sebesar 3.3605 m/s^2 dan begitu juga dengan respon percepatan pada frekuensi tertinggi 15 Hz memiliki amplitudo percepatan terbesar dengan RMS 35.9797 m/s^2 . Untuk lebih meninjau nilai RMS percepatan pada variasi frekuensi yang berbeda dapat dilihat pada tabel 4.8.

Tabel 4. 8 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi pada $m_3 = 0.5$ kg

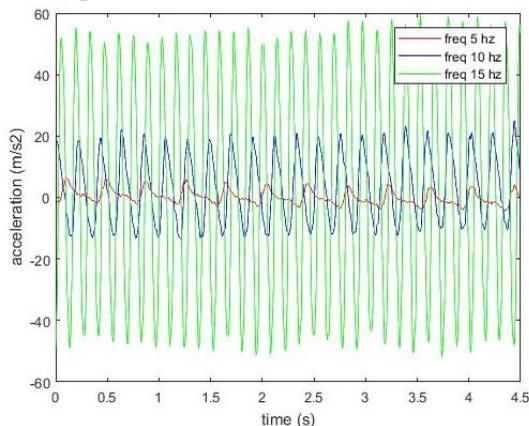
Frekuensi	RMS Eksperimen	RMS Simulasi	Error (%)
5	3.360501	3.559	5.906821
6	5.05792	5.092	0.673788
7	5.914495	6.906	16.76399
8	9.544312	9.001	5.692522
9	9.897575	11.38	14.97766
10	12.01494	14.03	16.77131
11	16.8028	16.96	0.935546
12	20.84955	20.18	3.211337
13	25.94349	23.67	8.763225
14	30.86009	27.45	11.05017
15	35.97973	31.5	12.4507
Rata-rata Error			8.836



Gambar 4. 22 Perbandingan RMS Simulasi dan RMS Eksperimen pada $m_3 = 0.5$ kg

Gambar 4.22 Menunjukkan grafik perbandingan RMS percepatan simulasi dan RMS percepatan eksperimen terhadap frekuensi pada TST dengan benda uji seberat 0.5 kg yang ditinjau dari shaker TST. Dapat dilihat nilai RMS terkecil yaitu 3.36 m/s^2 berada pada frekuensi 5 Hz dan terus meningkat seiring dengan kenaikan frekuensi. Nilai tertinggi eksperimen adalah sebesar 35.9797 m/s^2 . Dari grafik ini dapat dikatakan bahwa trendline dari hasil eksperimen sesuai dengan trendline RMS percepatan dari simulasi. Walaupun begitu masih terdapat ketidakstabilan pada kenaikan nilai RMS eksperimen oleh karena itu ditinjau pula error dari data eksperimen terhadap simulasi. Berdasarkan nilai RMS pada grafik, error terbesar berada pada frekuensi 10 Hz yaitu sebesar 16.77%. Secara keseluruhan, RMS eksperimen terhadap simulasi memiliki error rata-rata sebesar 8.836%.

4.5.3. Analisa Respon Dinamis TST dengan benda uji 2 ($m_3 = 0.75 \text{ kg}$)

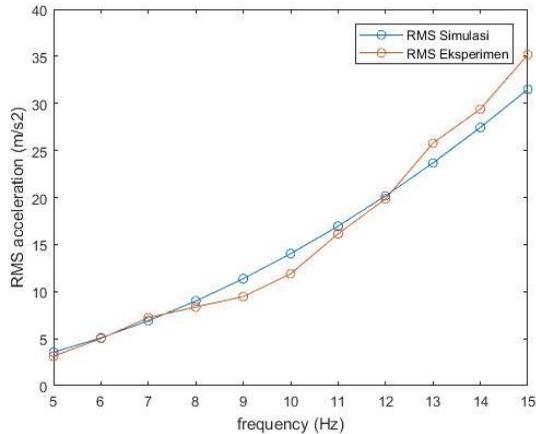


Gambar 4. 23 Respon percepatan TST dengan $m_3=0.75 \text{ kg}$ pada frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz

Gambar 4.23 menunjukkan respon percepatan yang diukur dari Shaker TST dengan dipasangi massa benda uji 0.783 kg. Grafik menampilkan respon percepatan pada 3 frekuensi yang berbeda yang mewakili variasi frekuensi kerja 5-15 Hz. Dapat dilihat bahwa respon percepatan pada frekuensi terendah 5 Hz memiliki amplitudo percepatan terkecil dengan RMS sebesar 3.138 m/s^2 dan begitu juga dengan respon percepatan pada frekuensi tertinggi 15 Hz memiliki amplitudo percepatan terbesar dengan RMS 35.179 m/s^2 . Untuk lebih meninjau nilai RMS percepatan pada variasi frekuensi yang berbeda dapat dilihat pada tabel 4.9.

Tabel 4. 9 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi pada $m_3 = 0.75 \text{ kg}$

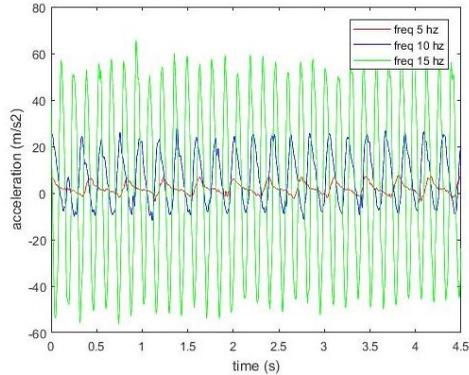
frekuensi	RMS Eksperimen	RMS Simulasi	Error (%)
5	3.283804771	3.557	8.319472
6	5.011096415	5.088	1.534666
7	7.233295158	6.902	4.580142
8	8.372238291	8.995	7.438414
9	9.643278661	11.37	17.90596
10	11.890697	14.03	17.9914
11	16.13953979	16.95	5.021582
12	19.84962108	20.17	1.61403
13	25.77806849	23.67	8.17776
14	29.39243942	27.44	6.642659
15	35.17906543	31.49	10.48654
Rata-rata Error			8.1556



Gambar 4. 24 Perbandingan RMS Simulasi dan RMS Eksperimen pada $m_3 = 0.75$ kg

Pada gambar 4.24 ditunjukkan hasil eksperimen dengan menggunakan massa benda uji 0,75 kg berupa RMS percepatan yang dibandingkan dengan RMS percepatan simulasi terhadap frekuensi pada shaker TST. Dapat dilihat nilai RMS terkecil yaitu 3.228 m/s^2 berada pada frekuensi 5 Hz dan terus meningkat seiring dengan kenaikan frekuensi. Nilai tertinggi eksperimen adalah sebesar 35.179 m/s^2 . Nilai RMS tertinggi dan terendah yang terdapat pada data eksperimen menunjukkan bahwa eksperimen belum dapat berjalan dengan kenaikan yang konstan yang kemungkinan dipengaruhi oleh kecepatan putar motor listrik yang tidak bisa diatur untuk berputar pada putaran yang konstan. Dari grafik ini selain kenaikan RMS percepatan yang berbanding lurus dengan kenaikan frekuensi, ditinjau pula error dari data eksperimen terhadap simulasi. Berdasarkan nilai RMS pada grafik, error terbesar berada pada frekuensi 9 Hz yaitu sebesar 17.905%. Secara keseluruhan, RMS eksperimen terhadap simulasi memiliki error rata-rata sebesar 8.1556%.

4.5.4. Analisa Respon Dinamis TST dengan benda uji 2 ($m_3 = 1 \text{ kg}$)

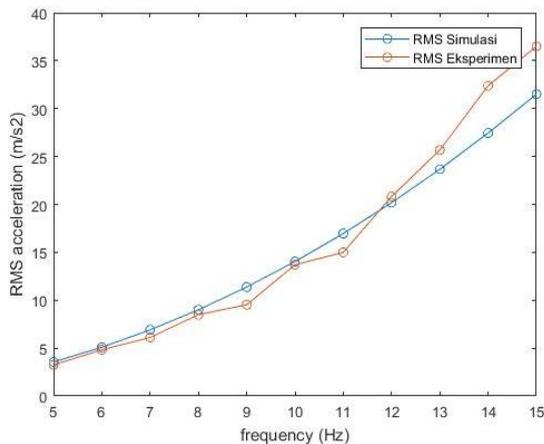


Gambar 4. 25 Respon percepatan TST dengan $m_3 = 1 \text{ kg}$ pada frekuensi 5 Hz, 10 Hz, dan 15 Hz

Gambar 4.25 menunjukkan respon percepatan yang diukur dari Shaker TST dengan dipasang massa benda uji 1.022 kg. Grafik menampilkan respon percepatan pada 3 frekuensi yang berbeda yang mewakili variasi frekuensi kerja 5-15 Hz. Dapat dilihat bahwa respon percepatan pada frekuensi terendah 5 Hz memiliki amplitudo percepatan terkecil dengan RMS sebesar 3.246 m/s^2 dan begitu juga dengan respon percepatan pada frekuensi tertinggi 15 Hz memiliki amplitudo percepatan terbesar dengan RMS 34.909 m/s^2 . Untuk lebih meninjau nilai RMS percepatan pada variasi frekuensi yang berbeda dapat dilihat pada tabel 4.10

Tabel 4. 10 Data RMS Eksperimen dan RMS Simulasi pada $m_3=1$ kg

frekuensi	RMS Eksperimen	RMS Simulasi	Error (%)
5	3.246481296	3.551	9.379962
6	4.836594485	5.08	5.032581
7	6.112205598	6.893	12.77435
8	8.494793528	8.986	5.782442
9	9.525734809	11.136	16.90437
10	13.69971501	14.02	2.337895
11	14.99627219	16.95	13.02809
12	20.81944799	20.16	3.167461
13	25.67353545	23.66	7.842844
14	32.39682529	27.43	15.33121
15	34.90930806	31.48	9.823478
Rata-rata Error			9.2186



Gambar 4. 26 RMS Simulasi dan RMS Eksperimen pada $m_3=1$ kg

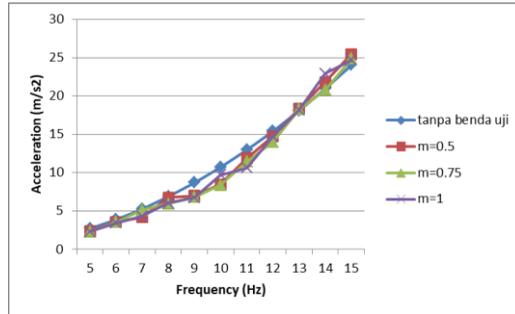
Hasil eksperimen pada TST dengan menggunakan massa benda uji 1 kg ditunjukkan pada tabel 4.10 Pada gambar 4.26 Dapat dilihat grafik yang membandingkan RMS percepatan eksperimen dan RMS percepatan Simulasi yang diukur pada Shaker TST. RMS Eksperimen yang digambarkan oleh garis jingga menunjukkan nilai RMS yang cenderung lebih rendah dibanding Simulasi dengan nilai terendahnya berada pada frekuensi 5 Hz dengan nilai 3.246 m/s^2 . Kemudian RMS eksperimen mengalami kenaikan hingga melewati RMS Simulasi pada 12 Hz dan berakhir pada simpangan terbesar yakni 4.996 m/s^2 pada RMS 34.909 m/s^2 . Dapat dilihat lagi bahwa eksperimen mengalami kenaikan yang tidak konstan yang kemungkinan diakibatkan oleh putaran motor listrik yang tidak dapat berputar konstan pada frekuensi tertentu. Selain itu dapat ditinjau error eksperimen terhadap simulasi dengan nilai error rata-rata sebesar 9.2816%, atau tertinggi dibanding massa benda uji lainnya.

Nilai error dari tiap eksperimen terhadap simulasi dicari untuk menentukan seberapa akurat TST yang telah dirancang dan dibuat akan menghasilkan data respon percepatan yang dibutuhkan apabila menggunakan benda uji dengan massa tertentu.

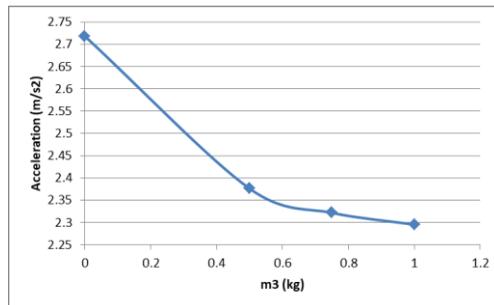
4.5.5. Perbandingan Hasil Pengujian Variasi Massa Benda Uji

Setelah dilakukan eksperimen, selain didapatkan error ketika data dibandingkan dengan hasil simulasi, didapatkan juga bahwa pada eksperimen terjadi fenomena yang sama yaitu percepatan pada *shaker* yang mengalami kenaikan seiring dengan penurunan massa benda uji. Dapat dilihat pada gambar 4.27 yang menunjukkan percepatan terhadap frekuensi pada variasi massa benda uji yang berbeda-beda, dimana seluruh variasi benda uji memiliki *trendline* yang sesuai dengan sistem 1 Dof namun

dengan perbedaan yang tidak terlalu besar akibat perbedaan nilai variasi massa yang tidak terlalu besar.



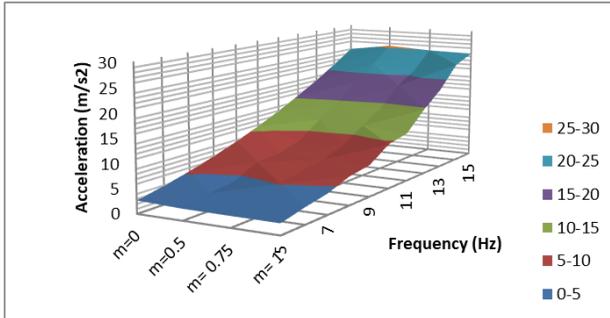
Gambar 4. 27 Grafik Percepatan terhadap frekuensi dengan variasi m_3



Gambar 4. 28 RMS Percepatan pada TST, tanpa dan dengan variasi m_3 pada frekuensi 5 Hz

Gambar 4.28 merupakan perbandingan percepatan saat TST tidak dipasang benda uji dan dengan massa benda uji yang bervariasi pada frekuensi 5 Hz. Dapat dilihat bahwa trendline mengalami penurunan nilai percepatan seiring dengan kenaikan massa benda uji. Grafik pada gambar 4.28 ditujukan untuk menjadi acuan dalam penggunaan TST. Grafik tersebut membantu menentukan respon percepatan yang akan dicapai

ketika TST dipasang dengan benda uji pada massa tertentu. Dalam gambar 4.29 dan tabel 4.11 ditampilkan keseluruhan data respon percepatan saat TST dipasang dengan massa benda uji tertentu pada rentang frekuensi 5-15 Hz.



Gambar 4. 29 Grafik 3D Percepatan TST pada variasi m_3

Tabel 4. 11 Percepatan TST pada variasi m_3

frequency (Hz)	Acceleration (m/s ²)			
	without m	m= 0.5	m=0.75	m= 1
5	2.718118467	2.3762332	2.322000622	2.295608939
6	3.889794403	3.576489756	3.543380256	3.419988758
7	5.276430801	4.182179245	5.114712057	4.321982026
8	6.875199233	6.748847801	5.92006647	6.006726109
9	8.690342341	6.998642204	6.818827734	6.735711679
10	10.71266773	8.495844135	8.407992484	9.687161385
11	12.95419623	11.88137533	11.41237803	10.60396576
12	15.40785676	14.74285768	14.03580167	14.72157285
13	18.07364933	18.34481487	18.22784703	18.15393101
14	20.95157393	21.82138014	20.78359323	22.90801485
15	24.04870163	25.44151022	24.87535572	24.68460845

Gambar 4.29 memperlihatkan grafik yang membandingkan percepatan dari hasil eksperimen terhadap variasi frekuensi pada TST tanpa benda uji dan dengan massa uji yang berbeda. Dapat dilihat bahwa keempat data variasi massa benda uji memiliki kenaikan nilai RMS yang sama terhadap penambahan nilai frekuensi.

Namun masih terdapat kenaikan yang tidak konstan pada variasi dimana hal ini tidak sesuai dengan hasil simulasi. Terlihat juga pada simulasi dimana seharusnya terjadi perbedaan nilai yang tipis pada variasi massa benda uji dimana benda uji dengan massa lebih besar memiliki percepatan yang lebih tinggi pada tiap-tiap frekuensi, tidak terjadi pada eksperimen dimana massa uji 0,75 kg cenderung memiliki nilai RMS lebih rendah dibandingkan dengan massa 0,5 kg. Beberapa kesalahan ini dapat diakibatkan oleh putaran motor listrik yang tidak dijaga konstan pada frekuensi tertentu, menyebabkan pengambilan data tidak tepat pada frekuensi yang diinginkan, pembacaan rpm yang tidak tepat akibat pembacaan sensor *optocoupler* yang terganggu dengan getaran yang ditimbulkan TST atau karena pembacaan probe accelerometer yang kurang akurat akibat adanya *noise* pada saat pengambilan data.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan, penulis dapat menarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dirancang *Translational Shaking Table* yang dapat bekerja pada rentang frekuensi kerja 5 – 15 Hz dengan variasi massa 0,5 kg, 0,75 kg, dan 1 kg.
2. Penambahan massa benda uji (m_3) memiliki pengaruh terhadap respon percepatan *Translational Shaking Table*. Dengan adanya massa benda uji, nilai percepatan pada TST akan mengalami penurunan pada frekuensi kerja yang sama
3. Variasi massa benda uji pada *Translational Shaking Table* memiliki pengaruh terhadap respon dinamis *shaker*. Semakin kecil massa dari benda uji respon percepatan yang dihasilkan akan lebih tinggi relatif terhadap frekuensi naturalnya. Pada konstanta pegas 159.0425 N/m dan frekuensi 5 Hz, TST dengan benda uji dengan massa 0.5 kg, 0.75 kg, dan 1 kg, berurutan memiliki percepatan 2.376 m/s^2 , 2.322 m/s^2 , dan 2.295 m/s^2 .
4. Variasi massa benda uji pada TST memiliki pengaruh terhadap jarak natural frequency pertama dan kedua. Pada konstanta pegas yang sama, semakin kecil massa benda uji, jarak frekuensi natural kedua akan menjauh terhadap frekuensi natural.

5.2. Saran

Beberapa saran yang dapat diberikan untuk pengembangan penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

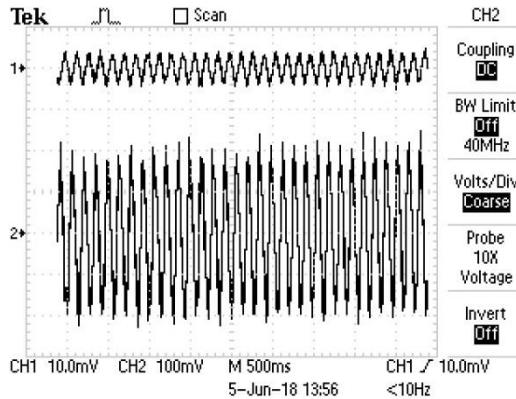
1. Perancangan dan perakitan alat *Translational Shaking Table*, baik dari komponen penyusun seperti *linear rail bearing*, poros sambungan disk eksentrik dll. sebaiknya dikerjakan dengan ketelitian dan kepresisian tinggi agar menghasilkan eksperimen dan pembacaan data yang lebih akurat.
2. Memperbesar perbedaan nilai dan rentang dari variasi massa pada benda uji untuk membantu dalam analisa respon dinamis yang lebih jelas.

DAFTAR PUSTAKA

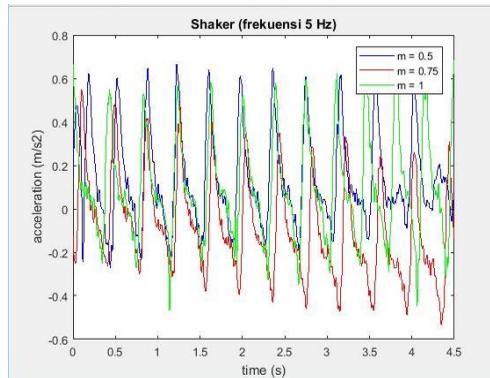
- [1] BMKG. 2018. **Gempa Bumi Terkini**, <URL: <https://www.bmkg.go.id> >
- [2] Anekar, N., Ruiwale, V. V., Nimbalkar, S., Rao, P. 2014. "Design and Testing of Unbalanced Mass Mechanical Vibration Exciter". **International Journal of Research in Engineering and Technology**. vol 3 pp. 103-112.
- [3] Pawar, A., Vajre, S., Patil, S., Badade, A., Sasane, K. 2016. "Design and Fabrication of Mechanical Vibration Exciter". **International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)**. vol 7. pp. 58-75.
- [4] Bhokare, P. R., More, A., Dhummansure, V.K., Deshmukh, S.P.. 2015. "Design, Manufacturing, and Experimental Testing of Electromagnetic Vibration Exciter". **International Engineering Research Journal (IERJ)**. Special issue 2 page 483-487.
- [5] Chen Y., Cai X., Hu N., Zhou D. 2016. "The Research of Mechanical Vibration Exciter of the High-Speed Rail Subgrade Dynamic-Response". **International Conference on Manufacturing Construction and Energy Engineering (MCEE)**. pp. 11-16.
- [6] Pluta, J., Orkisz, P. 2012. *Bi-axial exciter of mechanical vibrations*. International Carpathian Control Conference (ICCC). pp. 568-572
- [7] Rao, S.S.. 2011. *Mechanical Vibration Fifth Edition*. Miami: Pearson Education, Inc
- [8] Harris, C. M. dan Piersol, A. G. 2002. *Harris' Shock and Vibration Handbook*. California: McGraw-Hill
- [9] Asami, T., Nishihara, O., Baz, A. M. 2002. "Analytical Solutions to H_{∞} and H_2 Optimization of Dynamic Vibration Absorbers Attached to Damped Linear System". **ASME Journal of Vibration and Acoustics**, 124-2, pp. 284-295.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN



Gambar A. 1 Grafik Pembacaan Osiloscope pada 5 Hz dengan $m_2 = 50 \text{ kg}$



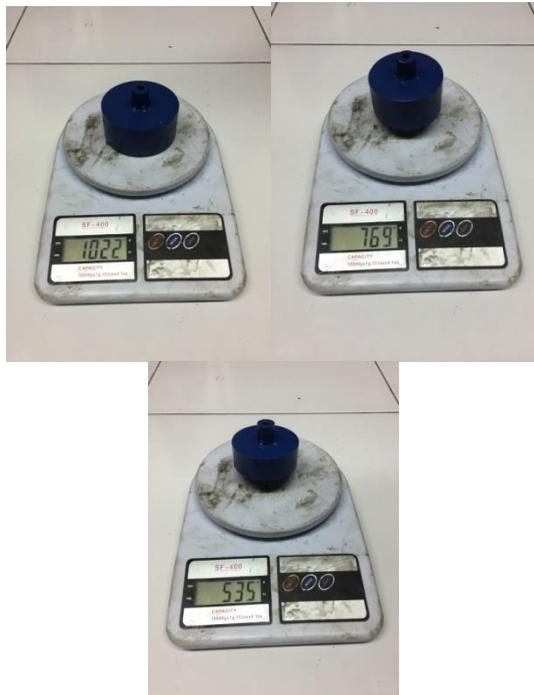
Gambar A. 2 Grafik percepatan Shaker TST pada 5 Hz

Tabel A. 1 Hasil Simulasi RMS Percepatan Shaker TST

frequency (Hz)	acceleration (m/s ²)			
	without m	m= 0.5	m=0.75	m= 1
5	3.844	3.559	3.557	3.551
6	5.501	5.092	5.088	5.08
7	7.462	6.906	6.902	6.893
8	9.723	9.001	8.995	8.986
9	12.29	11.38	11.37	11.136
10	15.15	14.03	14.03	14.02
11	18.32	16.96	16.95	16.95
12	21.79	20.18	20.17	20.16
13	25.56	23.67	23.67	23.66
14	29.63	27.45	27.44	27.43
15	34.01	31.5	31.49	31.48

Tabel A. 2. Hasil eksperimen RMS percepatan Shaker TST

Frequency (hz)	Acceleration (m/s ²)			
	without m	m= 0.5	m=0.75	m= 1
5	3.844	3.361	3.284	3.246
6	5.501	5.058	5.011	4.837
7	7.462	5.914	7.233	6.112
8	9.723	9.544	8.372	8.495
9	12.29	9.898	9.643	9.526
10	15.15	12.015	11.891	13.700
11	18.32	16.803	16.140	14.996
12	21.79	20.850	19.850	20.819
13	25.56	25.943	25.778	25.674
14	29.63	30.860	29.392	32.397
15	34.01	35.980	35.179	34.909



Gambar A. 3 Pengukuran massa benda uji a) $m=1$ kg b) $m= 0.75$ kg c) $m= 0.5$ kg



Gambar A. 4 Pengukuran massa eksentrik

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Bonifasius Seno Aji dilahirkan di Jakarta pada tanggal 27 Juni 1996 dari pasangan orangtua A.Y. Agung Nugroho dan L. Asri Ekawati. Riwayat pendidikan penulis dimulai dari Deutsche Internationale Schule pada tahun 2002-2005 dan SD Stella Maris BSD pada tahun 2005-2008. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Santa Ursula BSD pada tahun 2008-2011, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Pangudi Luhur Van Lith Muntilan pada tahun 2011-2014. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 di Jurusan Teknik Mesin, FTI Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SBMPTN.

Selama perkuliahan, penulis mengambil bidang studi Vibrasi dan Sistem Dinamis. Selain aktif dalam kegiatan akademik dengan menjadi Koordinator dan Asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis penulis juga aktif dalam kegiatan organisasi kemahasiswaan. Dalam ormawa, penulis aktif sebagai staff Divisi Hubungan Luar Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin pada tahun 2015-2016, kemudian menjabat sebagai Ketua Divisi Hubungan Luar Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin pada tahun 2016-2017.