TUGAS AKHIR – TM 141585

ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KEKAKUAN BENDA UJI TERHADAP STRUKTUR *TRASLATIONAL SHAKING TABLE (TST)*

YOGA FAJAR FIRMANSYAH
NRP. 02111440000045

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

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

FINAL PROJECT – TM 141585

ANALYSIS THE INFLUENCE OF TESTED OBJECTS STIFFNESS VALUES TO THE STRUCTURE OF TRASLATIONAL SHAKING TABLE (TST)

YOGA FAJAR FIRMANSYAH
NRP. 02111440000045

Supervisor :
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2018

ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KEKAKUAN BENDA UJI TERHADAP 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 :

YOGA FAJAR FIRMANSYAH

NRP. 02111440000045

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 NILAI KEKAKUAN BENDA UJI TERHADAP STRUKTUR *TRASLATIONAL SHAKING TABLE (TST)*

Nama : Yoga Fajar Firmansyah
NRP : 02111440000045
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng.

Abstrak

Beban-beban dinamis seperti gempa bumi, getaran akibat angin dan gelombang laut yang berlebihan dapat merusak struktur bangunan. Salah satu contoh wujud beban dinamis pada gempa bumi adalah getaran yang terjadi pada permukaan bumi pada percepatan dan frekuensi tertentu yang akan mengguncang dasar bangunan. Dalam mensimulasikan beban dinamis tersebut, dapat dilakukan menggunakan *Translational Shaking Table* (TST).

Dalam tugas akhir ini dilakukan analisa pengaruh variasi nilai kekakuan benda uji terhadap respon dinamis percepatan dan perpindahan pada *Translational Shaking Table* dengan memanfaatkan gaya eksitasi akibat putaran massa eksentris dan menghasilkan gerak translasi yang akan diterima benda uji sebagai beban dinamik.

Hasil yang didapatkan dari simulasi dan eksperimen ini adalah dengan dipasangnya benda uji yang memiliki nilai kekakuan (*Stiffness*) tertentu, maka derajat kebebasan dari sistem TST akan bertambah menjadi 2 derajat kebebasan (DOF) dan 2 frekuensi natural (ω_n). Dengan meningkatnya nilai dari kekakuan benda uji, nilai frekuensi natural ke dua sistem semakin meningkat dan juga percepatan yang dihasilkan pada frekuensi natural ke dua akan semakin besar, sedangkan untuk frekuensi natural pertama tidak ada perubahan yang signifikan. Pada frekuensi yang sama, variasi kekakuan benda uji, tidak mempengaruhirespon percepatan shaker secara signifikan

Kata Kunci : 2 DOF, permodelan dinamis, *damping ratio, Unballance mass.*

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALYSIS THE INFLUENCE OF TESTED OBJECTS STIFFNESS VALUES TO THE STRUCTURE OF *TRASLATIONAL SHAKING TABLE* (TST)

Name : Yoga Fajar Firmansyah
NRP : 02111440000045
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervysors : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng.

Abstract

Dynamic loads such as earthquakes, excessive vibration due to wind and ocean waves can damage the building structure. One example of a form of dynamic load on an earthquake is the vibration that occurs on the surface of the earth at certain accelerations and frequencies that will shake the base of the building. In simulating the dynamic load, it can be done using Translational Shaking Table (TST).

In this final project, we analyze the effect of the variation of stiffness value of the test object on the dynamic acceleration and displacement response on the Translational Shaking Table by utilizing the excitation force due to eccentric mass rotation and producing translational motion which will be received by the test object as dynamic load.

The result of this simulation and experiment is that with the installation of specimen having certain stiffness value (Stiffness), the degree of freedom from the TST system will increase to 2 degrees of freedom (DOF) and 2 natural frequencies (ω_n). With the increase of the value of the stiffness of the specimen, the natural frequency value of the two systems increases and the acceleration produced at the second natural frequency will be greater, while for the first natural frequency there is no significant change. At the same frequency, the variation of the stiffness of the specimen, does not affect the response of shaker acceleration significantly

Keywords :* 2 DOF, *Dynamic modelling, damping ratio, Unballance mass.

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat serta salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya Tugas Akhir beserta Laporan Tugas Akhir yang berjudul **ANALISA PENGARUH VARIASI NILAI KEKAKUAN BENDA UJI TERHADAP STRUKTUR *TRASLATIONAL SHAKING TABLE* (TST).**

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

1. Kedua orang tua serta keluarga terimakasih atas segala cinta, kasih sayang, doa, perhatian, serta dukungan moril dan materiil yang telah diberikan.
2. Bapak Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T, M.Eng. selaku Dosen Pembimbing dan dosen wali telah memberikan ilmu, petunjuk, nasihat, serta inspirasi.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T, M.T. selaku Ketua Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis yang telah memberikan vasilitas praktikum selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin.
4. Seluruh teman Tugas Akhir (Cahyo, Bonifasius, dkk), terima kasih untuk semuanya.
5. Seluruh teman-teman satu angkatan M57, LBMM periode 2014 dan Sapuangin 17/18 yang telah menemani selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin.
6. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Mesin FTI-ITS, terimakasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.

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

bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan Tugas Akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, 17 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL i
PENGESAHAN v
Abstrak vii
Abstract ix
KATA PENGANTAR xi
DAFTAR ISI xv
DAFTAR GAMBAR xix
DAFTAR TABEL xxi
BAB I PENDAHULUAN 1
1.1. Latar Belakang 1
1.2. Rumusan Masalah 2
1.3. Tujuan 2
1.4. Batasan Masalah 2
1.5. Manfaat Penelitian 2
1.6. Sistematika Laporan 3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA 5
2.1. Beban dinamis akibat Gempa Bumi. 5
2.2. Simulator Getaran (*Shaking Table)* 6
2.2.1. Tipe Unballance mass mechanical Vibration Exciter 6
2.2.2. parameter pengaruh getaran dari *rotating unbalance mass.* 8
2.3. *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) 10
2.3.1. Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan DVA. 10
2.3.2. SADVA dan HADVA 12
2.3.3. Tunable Stiffness Absorber (TSA). 13
2.4. Jenis-jenis *Shaking Table* 16
2.5. Model numerik putaran massa eksentris. 18
2.6. Persamaan matematis 2 *Degree of Freedom* 20
BAB III METODOLOGI PENELITIAN 25
3.1. Tahap studi literatur 25
3.2. Pengumpulan data dan komponen meja getar TST 26
3.3. Permodelan fisik TST. 27
3.4. Permodelan dinamis dan simulasi TST. 29
3.4.1. TST tanpa dipasang benda uji. 29
3.4.2. TST dengan dipasang benda uji. 30

3.5. Penentuan parameter data eksperimen TST 32
3.5.1. Penentuan nilai redaman TST dan benda uji 32
3.5.2. Pengujian Konstanta kekakuan pegas TST dan batang uji 34
3.6. Simulasi respon TST 37
3.6.1. Simulasi respon dinamis dan simulasi percepatan-frekuensi TST tanpa benda uji.....37
3.6.2. Simulasi respon dinamis dan simulasi percepatan-frekuensi TST menggunakan benda uji. 37
3.7. Eksperimen TST.....37
3.7.1. Pengambilan data.....38
3.7.2. Pengambilan data respon percepatan.....38
3.8. Analisa data eksperimen dan membandingkan grafik karakteristik respon dinamis pada permodelan terhadap data eksperimen.....41
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN 43
4.1. Penentuan parameter simulasi 43
4.4.1. Penentuan parameter konstanta kekakuan pegas TST dan batang benda uji.....43
4.1.2. Penentuan parameter konstanta redam TST dan benda uji 45
4.2. Analisa Hasil perhitungan dan simulasi.....48
4.2.1. Analisa perhitungan dan simulasi TST tanpa benda uji.....48
4.2.2. Analisa perhitungan dan simulasi TST dengan benda benda uji.....53
4.2.3. pengaruh *damping ratio* dari nilai redam benda uji. 59
4.2.4. penentuan %simpangan respon percepatan TST setelah dipasang benda uji terhadap sebelum dipasang benda uji. 60
4.3. Analisa Hasil Pengambilan Data Eksperimen 62
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 71
DAFTAR PUSTAKA.....73
LAMPIRAN.....74
BIODATA PENULIS.....89

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema ilustrasi alat getaran Eksitasi. 7
Gambar 2.2 (a) Grafik Amplitudo-rpm, massa eksentrik 0.25kg; (b) Grafik Amplitudo-rpm, massa eksentrik 0.5kg; (c) grafik Amplitudo-rpm dengan variasi jarak eksentrik 8
Gambar 2.3 Skema ilustrasi Vibrating Machine dengan 2 massa eksentris 9
Gambar 2.4 Respon dinamis kecepatan m_1, dengan variasi parameter perubahan massa aktuaktor δ 9
Gambar 2.5 model dinamis dari system 10
Gambar 2.6 Model HADVA (a) model sederhana, (b) model penahan gaya vertikal dan horizontal 12
Gambar 2.7 Model SADVA (a) model sederhana, (b) Model untuk menahan gaya vertikal dan horizontal.....13
Gambar 2.8 Respon dinamis hasil penelitian Yoshida.....13
Gambar 2.9 Rangkaian alat uji TSA 14
Gambar 2.10 model matematis TSA 15
Gambar 2.11 grafik rasio perbandingan respon (Xp/Xb) menggunakan TSA 15
Gambar 2.12 Grafik amplitude ratio-frequency ratio tanpa dan menggunakan TSA 16
Gambar 2.13 FBD dari sistem putaran massa eksentris 19
Gambar 2.14 Grafik (MX/me) terhadap r=(ω/ω_n) berbagai ξ 20
Gambar 2.15 Skema dan FBD dari getaran dua-DOF 21
Gambar 2.16 Dampak perubahan pemasangan DVA pada respon dinamis sistem 22
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian.....25
Gambar 3.2 Rancang 3D TST.....26
Gambar 3.3 3-D pemasangan objek pada TST.....28
Gambar 3.4 3-D skematik pemasangan benda uji terhadap *shaking table*.....28
Gambar 3.5 Free Body Diagram TST tanpa benda uji.....29
Gambar 3.6 *Free Body Diagram* sistem *shaking table.* 30
Gambar 3.7 FBD benda uji 31

Gambar 3.8 *Flowchart* pengambilan data eksperiment dari rasio redaman.....33
Gambar 3.9 Kekakuan Pegas Pengganti dari *Beam.* 34
Gambar 3.10 *Flowchart* pengabilan data eksperimen nilai kekakuan.....36
Gambar 3.11 Flowchart pengabilan data eksperimen. 39
Gambar 3.12 *probe accelerometer* 40
Gambar 3.13 inverter.....41
Gambar 4.1. Respon getaran bebas *Translational Shaking Table.* 45
Gambar 4.2 Blok diagram TST 1 DOF. 49
Gambar 4.3 respon percepatan(a) dan perpindahan(b) TST tanpa benda uji.....50
Gambar 4.4. Grafik amplitudo-frekuensi (a) dan percepatan-frekuensi(b).....52
Gambar 4.5. Blok diagram sistem TST dengan dipasang benda uji (2-DOF).....54
Gambar 4.6. Respon perpindahan (a) dan percepatan (b) sistem TST dengan dipasang benda uji (2-DOF).....55
Gambar 4.7. grafik amplitude-frekuensi (a) dan grafik percepatan (b) terhadap frekuensi.....58
Gambar 4.9 grafik percepatan pada frekuensi natural ke dua ($\omega n2$) dengan variasi *damping ratio* benda uji ($\zeta 2$).....59
Gambar 4.10. Respon dinamis (a)5Hz, (b) 6Hz, (c) 7Hz percepatan dengan nilai Ko=100.155N/m 64
Gambar 4.11. grafik percepatan RMS validasi simulasi dengan eksperimen dengan variasi nilai kekakuan benda uji Ko.....68

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 perkiraan dari intensitas, Magnitude, kecepatan, GPA dan Energi gempa 5
Tabel 2.2 Prosentase redaman untuk variasi massa DVA 11
Tabel 2.3 parameter pengujian TSA 14
Tabel 2.4 Jenis-jenis exciter of shaking table 17
Tabel 3.1 Parameter dan data rancangan *shaking table.* 27
Tabel 3.2 Tabel variasi nilai kekakuan benda uji (Ko) 35
Tabel 4.1. Parameter nilai kekakuan data rancangan *shaking table.* 43
Tabel 4.2. Parameter nilai kekakuan data batang benda uji 44
Tabel 4.3. Konstanta redaman *Translational Shaking Table* 47
Tabel 4.4. Konstanta redaman Batang benda uji.....47
Tabel 4.5. nilai frekuensi natural TST setelah dipasang Benda uji. 57
Tabel 4.6. %simpangan TST dipasang benda uji dengan variasi *damping ratio* benda uji ($\zeta 2$). 61
Tabel 4.7. variasi nilai kekakuan benda uji untuk eksperimen...63
Tabel 4.8. nilai error nilai RMS percepatan eksperimen terhadap RMS percepatan simulasi.....69

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I
PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Beban-beban dinamis seperti gempa bumi, getaran akibat angin dan gelombang laut yang berlebihan dapat merusak struktur bangunan. Salah satu contoh wujud beban dinamis pada gempa bumi adalah getaran yang terjadi pada permukaan bumi pada percepatan dan frekuensi tertentu yang akan mengguncang dasar bangunan. Berdasarkan catatan dari Badan Meteorologi Klimatologi dan Geofisika (BMKG) [1]. Terdapat sebanyak 230 gempa besar, dengan magnitude di atas 5 terjadi selama tahun 2017. Beberapa dari gempa tersebut bersifat merusak, dikarenakan tingkat kerusakan yang diakibatkan oleh adanya gempa tidak hanya ditentukan oleh magnitude dari gempa saja, melainkan beberapa parameter gempa bumi lainnya adalah percepatan tanah maksimum (Peak Ground Acceleration, PGA), durasi gempa, dan kandungan frekuensi gempa. Dengan demikian setiap bangunan di Indonesia harus direncanakan sebaik mungkin terhadap beban-beban dinamik yang dihasilkan gempa. Selama ini untuk menguji kekuatan struktur terhadap beban-beban dinamis gempa, dilakukan dengan pengujian menggunakan shaking table.

Beban-beban dinamis seperti gempa bumi, getaran akibat angin dan gelombang laut yang berlebihan dapat merusak struktur bangunan. Salah satu contoh wujud beban dinamis pada gempa bumi adalah getaran yang terjadi pada permukaan bumi pada percepatan dan frekuensi tertentu yang akan mengguncang dasar bangunan. Berdasarkan catatan dari Badan Meteorologi Klimatologi dan Geofisika (BMKG) [1]. Terdapat sebanyak 230 gempa besar, dengan magnitude di atas 5 terjadi selama tahun 2017. Beberapa dari gempa tersebut bersifat merusak, dikarenakan tingkat kerusakan yang diakibatkan oleh adanya gempa tidak hanya ditentukan oleh magnitude dari gempa saja, melainkan beberapa parameter gempa bumi lainnya adalah percepatan tanah maksimum (Peak Ground Acceleration, PGA), durasi gempa, dan kandungan frekuensi gempa. Dengan demikian setiap bangunan di Indonesia harus direncanakan sebaik mungkin terhadap beban-beban dinamik yang dihasilkan gempa. Selama ini untuk menguji

kekuatan struktur terhadap beban-beban dinamis gempa, dilakukan dengan pengujian menggunakan shaking table.

1.2. Rumusan Masalah

Permaasalahan penelitian yang diangkat dalam pengerjaan tugas akhir ini antara lain.

1. Bagaimana respon dinamis dari TST sebelum dan sesudah dipasang benda uji dengan nilai kekakuan tertentu?
2. Bagaimana dampak perubahan parameter konstanta kekakuan benda uji terhadap respon dinamis struktur sistem TST*?*

1.3. Tujuan

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

1. Menganalisa perbedaan respon dinamis dari TST sebelum dan sesudah dipasang benda uji.
2. Menganalisa dampak perubahan parameter konstanta kekakuan benda uji terhadap respon dinamis struktur TST.

1.4. Batasan Masalah

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

1. Operasi kerja TST pada rentang frekuensi rendah (1-10Hz);
2. Struktur rangka pondasi *shaking table* rigid dan tidak ikut bergetar;
3. Konstanta pegas yang dipakai dianggap linier;
4. Getaran yang terjadi pada batang (*beam*) hanya pada arah horizontal;
5. *Translational Shaking Table* dibuat dalam skala laboratorium.

1.5. Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang didapat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. memberikan referensi hasil analisa pengaruh nilai kekakuan benda uji terhadap respon dinamis percepatan, kecepatan dan perpindahan dari rancangan *Shaking Table* dengan sumber getar gaya eksitasi akibat putaran massa eksentris (*rotating unbalance mass*) sebagai simulator geteran.
2. Memberikan kontribusi rancangan *Translational Shaking Table* sebagai alat praktikum yang dapat digunakan untuk pengujian respon dinamis wind turbin, *Tuned Mass Damped* (TMD), dan *Tuned Liquid Damped* (TLD).

1.6. 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 studi sistem *rotating ubnallance mass* dan getaran 2-*Degree of Freedom*

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 data hasil penelitian dari perancangan TST

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. Beban dinamis akibat Gempa Bumi.

Pada teori getaran, dapat dijelaskan bahwa struktur akan mengalami kerusakan besar apabila frekuensi dominan getaran tanah atau beban dinamis akibat gempa berdekatan dengan frekuensi natural bangunan, atau bisa disebut dengan peristiwa resonansi. Apabila kondisi tersebut terjadi pada bangunan, maka seluruh bangunan akan mengalami kerusakan besar sehingga berakibat runtuh total. Besaran untuk mengukur gempa bumi, pada umumnya dipakai yaitu:

1. Magnitude, adalah ukuran besar energi yang dilepaskan oleh pusat gempa atau Hypocentre.
2. Intensitas, adalah besar kecilnya getaran permukaan di tempat konstruksi. Secara kuantitatif, intensitas gempa setempat dapat dinyatakan dengan percepatan permukaan (Ground Peak Acceleration /GPA) dengan satuan gal (cm/dt2) atau dalam skala gravitasi

Berdasarkan data yang didapat dari situs resmi Badan Meteorologi, Klimatologi, dan Geofisika (BMKG), perkiraan hubungan kesetaraan Richter Magnitude (M) dan Modified Mercalli (MM) terhadap beban dinamis sebagai berikut [1]:

Tabel 2.1 perkiraan dari intensitas, Magnitude, kecepatan, GPA dan Energi gempa [1]

Insensitas Mercalli	Mangnitude (Skala Richter)	Kecepatan tertinggi rata-rata (cm/dt)	Perbandingan dengan bahan peledak	Percepatan puncak rata-rata GPA (g adalah gravity = 9,8 m/s2)
I	0 – 1,9	Tidak terdeteksi	0,45 TNT	Tidak terdeteksi
II	2 – 2,9	Tidak terdeteksi	50 kg TNT	Tidak terdeteksi
III	3 – 3,9	Tidak terdeteksi		Tidak terdeteksi

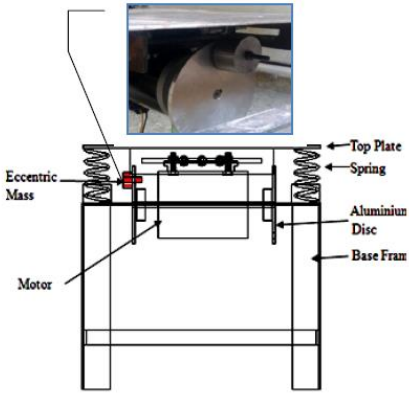
IV	4 – 4,4	1 – 2	2.107 kg TNT (bom atom kecil)	0,015g – 0,03g
V	4,5 – 4,9	2 – 5		0,03g – 0,05g
VI	5 – 5,9	5 – 8		0,05g – 0,07g
VII	6 – 6,3	8 – 20	1.109 kg TNT (1 bom hydrogen)	0,07g – 0,15g
VIII	6,4 – 6,6	20 – 30		0,15g – 0,30g
IX	6,7 – 6,9	30 – 60		0,30g – 0,60g
X	7 – 7,5	Lebih dari 60	1011kg TNT (100 bom hydrogen)	Lebih dari 0,60 g
XI	7,6 – 7,9			
XII	8 - 8,6		6 x 1013kg TNT (60.000 bom hydrogen)	

2.2. Simulator Getaran (*Shaking Table)*

2.2.1. Tipe Unballance mass mechanical Vibration Exciter

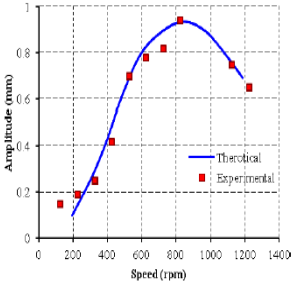
Perancangan dan pengujian dari getaran dari hasil gaya eksitasi putaran massa eksentris, pada tahun 2014 dijadikan penelitian oleh Nitinkumar Anekar dkk [2] dengan judul "Design and testing of Unbalanced mass mechanical vibration exciter". System terdiri dari massa eksentrik, motor penggerak, pegas, plat penggetar, piringan Aluminium dan rangka sebagai pondasi alat. Semua komponen dari alat pengujian getaran ini terbuat dari baja ringan, kecuali piringan untuk dudukan massa eksentrik yang terbuat dari Aluminium. Massa eksentrik yang terletak pada piringan aluminium dihubungkan dengan motor DC yang dipasang permanen terhadap plat penggetar. Motor DC diputar pada kisaran putaran 0 sampai 1440 rpm (24Hz).

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

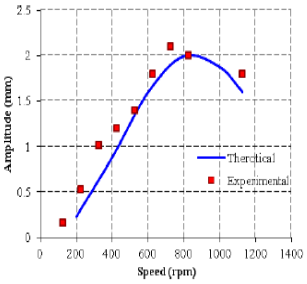


Gambar 2.1 Skema ilustrasi alat getaran Eksitasi [2].

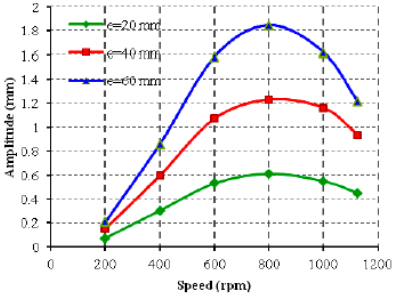
Pada tahap percobaan dilakukan guna menguji performa dari gaya eksitasi yang dihasilkan guna pemanfaatan untuk pemadatan kosentrat dll. Hasil dari percobaan tersebut didapat konstanta redam alat tersebut. Dari hasil pengukuran pengujian, didapat hubungan dari amplitude gerak eksitasi dengan putaran motor. Dengan mevariasikan massa eksitasi dan jarak eksitasi didapat kurva hubungan amplitude dengan kecepatan sudut motor penggerak sehingga dapat membuktikan secara eksperimen bahwa hasil yang didapat sesuai dengan teori yang ada tentang putaran resonansi.



(a)



(b)



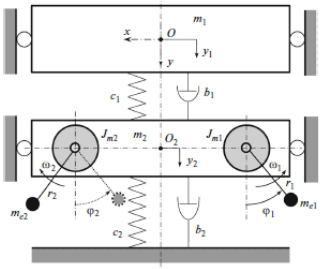
(c)

Gambar 2.2 (a) Grafik Amplitudo-rpm, massa eksentrik 0.25kg; (b) Grafik Amplitudo-rpm, massa eksentrik 0.5kg; (c) grafik Amplitudo-rpm dengan variasi jarak eksentrik [2].

Pada gambar Gambar 2.2 terlihat hasil yang didapat menunjukkan bahwa pada putaran tertentu grafik amplitude mencapai titik maksimal dimana pada putaran tersebut merupakan putaran pada frekuensi naturalnya, sehingga alat *shaking table* akan beresonansi yang ditunjukkan dengan nilai amplitude yang sangat besar.

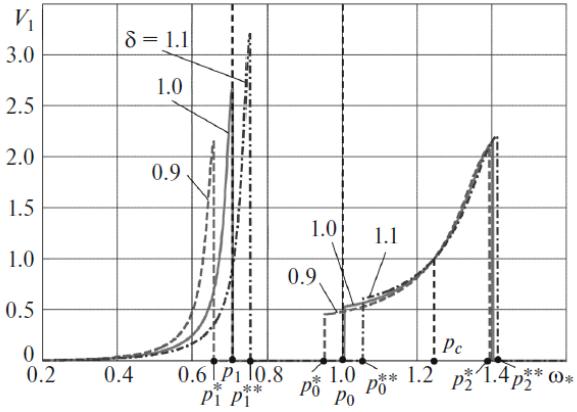
2.2.2. parameter pengaruh getaran dari *rotating unbalance mass.*

Penelitian yang dilakukan oleh A.E. Shokhim dkk, [3] dengan judul "On the Rotational Dynamic Modes of Vibrating Machines with an Unbalanced Vibration Exciter of Limited Power" meneliti mengenai pengaruh parameter-parameter seperti perbandingan damper, pegas, mass yang digunakan untuk menentukan performa dari Vibrating Machine dengan menggunakan 2 massa eksentris sebagai sumber getarannya, seperti pada skema berikut ini.



Gambar 2.3 Skema ilustrasi Vibrating Machine dengan 2 massa eksentris [3].

Dari penelitian ini memberikan informasi penting mengenai pengaruh perubahan massa *actuator* peletakan benda uji terhadap respon kecepatan m_1, dan didapatkan grafik respon kecepatan seperti berikut:



Gambar 2.4 Respon dinamis kecepatan m_1, dengan variasi parameter perubahan massa aktuaktor δ [3].

Parameter yang ditentukan terlebih dahulu adalah:

- $V_1 = A_1\omega_*$
- $\omega_* = \omega/\omega_1$
- $\lambda = (C_1 + C_2)/C_1 = 3$
- $\beta = m_1/(m_{e1} + m_{e2}) = 3$

- $\eta = (b_1 + \mathrm{b}_2)/b_1$=2
- $\delta = (m_1 + \Delta m_1)/m_1$

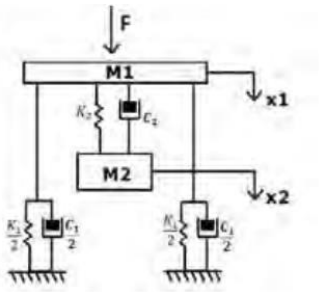
Dari grafik diatas memberikan informasi bahwa dengan adanya perubahan nilai massa aktuaktor m_1, respon dinamis dari m_1 akan mengalami pergeseran dari posisi semula.

2.3. *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Keterkaitan DVA dengan perancangan TST adalah kesamaan respon dinamis yang dihasilkan. Manfaat dari DVA adalah mereduksi respon dinamis pada sistem utama dengan menambahkan massa yang dipasang melalui kekakuan tertentu. Adapun jenis-jenis DVA sangatlah beragam. Beberapa penelitian berikut ini membahas mengenai DVA:

2.3.1. **Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan DVA**.

Penelitian Analisa redaman dilakukan oleh Fitri dan susatio [5]. dengan topik terkait dengan Dynamic Vibration Absorber. Dalam penelitian yang berjudul Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA), dilakukan dengan tujuan menganalisa respon dinamis sistem akibat pemasangan DVA. Penelitian dilakukan dengan menggantungkan DVA pada posisi tergantung dibawah seperti pada gambar berikut.



Gambar 2.5 model dinamis dari system

Dengan model matematis seperti berikut

Untuk m_1

$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 + k_2x_2 = F$

Dan untuk m_2

$m_2\ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 + k_2x_1 + k_2x_2 = 0$

Proses simulasi sistem ini yaitu dengan memvariasikan nilai pegas, damper, dan massa pada DVA. Sementara nilai pegas dan damper pada sistem utama sudah ditentukan berturut-turut yaitu 35000 N/m dan 2700 Ns/m. Data yang didapat sebagai berikut:

Tabel 2.2 Prosentase redaman untuk variasi massa DVA [5]

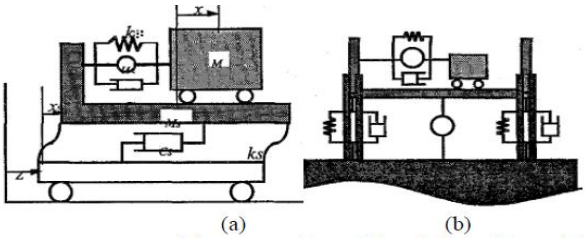
Konstanta Pegas K2 (N/m)		Tanpa DVA	Dengan Tambahan DVA	Redaman
		Displacement (cm)	Displacement (cm)	
5000	*Max overshoot*	0,1118	0,1	10,6 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,03229	47,9 %
10000	*Max overshoot*	0,1118	0,09663	13,6 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,01974	68,2 %
15000	*Max overshoot*	0,1118	0,09382	16,1 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,03396	45,2 %
20000	*Max overshoot*	0,1118	0,09123	18,4 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,0461	25,7 %
25000	*Max overshoot*	0,1118	0,08883	20,6 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05373	13,3 %
30000	*Max overshoot*	0,1118	0,08672	22,5 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05781	6,8 %
35000	*Max overshoot*	0,1118	0,08487	24,1 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05948	4,1 %
40000	*Max overshoot*	0,1118	0,08315	25,7 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05945	4,1 %
45000	*Max overshoot*	0,1118	0,08165	26,9 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05811	6,3 %
50000	*Max overshoot*	0,1118	0,08011	28,4 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05588	9,9 %
55000	*Max overshoot*	0,1118	0,07882	29,5 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05331	13,9 %
60000	*Max overshoot*	0,1118	0,07761	30,6 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05134	17,2 %
65000	*Max overshoot*	0,1118	0,07649	31,6 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05255	15,2 %
70000	*Max overshoot*	0,1118	0,07909	29,3 %
	Min overshoot	-0,06197	-0,05496	11,3 %

dari hasil simulasi didapatkan nilai parameter kekakuan untuk DVA terbaik yang mampu meredam mesin rotasi ini yaitu

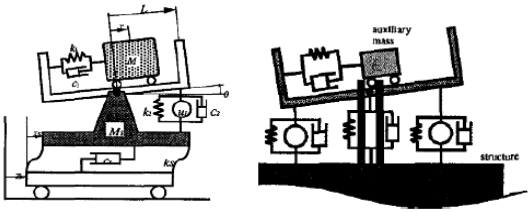
pegas 65000 N/m, (dengan massa DVA =783,845kg, dan damper DVA =2200Ns/m). pada hasil tersebut menunjukkan pengaruh pegas DVA terhadap porsentase redam sistem utama tidak selalu mereduksi dengan trend yang selalu meningkat, akan tetapi pada nilai tertentu, terjadi nilai redam yang paling maksimal.

2.3.2. SADVA dan HADVA

Penelitian serupa mengenai efek pemasangan massa dan pegas terhadap getaran sistem utama dilakukan juga oleh Yoshida [6] dalam jurnalnya yang berjudul "Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation". Penelitian dilakukan dengan memasangkan massa sekunder terhadap massa sistem utama melalui perantara pegas dan damper. Pemasangan massa sekunder tersebut disebut juga dengan DVA dalam mereduksi getaran arah vertikal dan horizontal pada bangunan bertingkat yang mengalami gempa. Ada beberapa jenis model DVA yang digunakan oleh Yoshida [6] yaitu dengan seesaw Type active dynamic vibration absorber (SADVA), Hybrid active dynamic vibration absorber (HADVA) dan Tunned Liquid Damper (TMD).



Gambar 2.6 Model HADVA (a) model sederhana, (b) model penahan gaya vertikal dan horizontal [6].

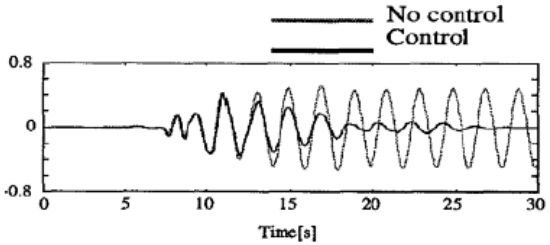


(a) **(b)**

Gambar 2.7 Model SADVA (a) model sederhana, (b) Model untuk menahan gaya vertikal dan horizontal [6].

Hasil yang didapat dari penelitian yang dilakukan oleh Yoshida, memperlihatkan bahwa dengan diberikannya DVA maka hasil respon getaran akan menjadi semakin kecil seperti pada gambar(2.6) . setiap tipe dari DVA akan memberikan respon redaman yang berbeda-beda. HADVA dan SADVA mampu memberikan efek redaman yang lebih baik dari pada TMD.

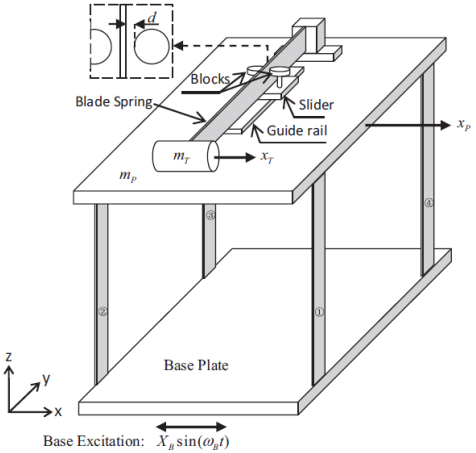
Gambar 2.8 Respon dinamis hasil penelitian Yoshida.



2.3.3.Tunable Stiffness Absorber (TSA).

Penelitian oleh Xin Sui dan Shimin Wang [7] dengan judul “Investigation on a mechanical vibration absorber with tunable piecewise-linear stiffness” dilakukan untuk mencermati pengaruh stiffness dari blade spring terhadadap perubahan respon dinamsi shaking table. Blade spring dipasang horizontal terhadap shaking table dengan diasang massa TSA. Pada setiap sisi blade spring dengan jarak tertentu dipasang sebuah blok guna

membatasi pergerakan blade spring akibat deformasi. Rangkaian alat pada penelitian ini seperti pada gambar berikut:

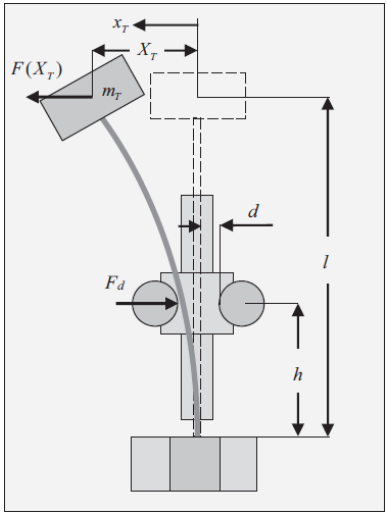


Gambar 2.9 Rangkaian alat uji TSA [7]

Dengan parameter-parameter pengujian sebagai berikut:

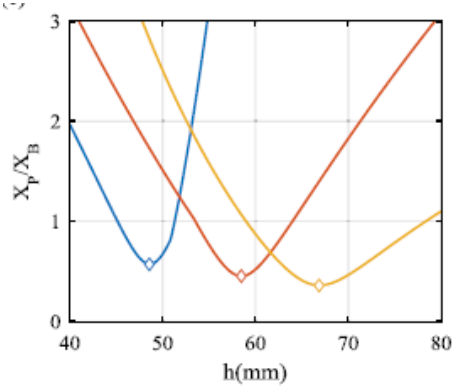
Tabel 2.3 parameter pengujian TSA [7].

Parameter	Value
Mass of TSA, m_T	0.123 kg
Length of blade spring, l	0.18 m
Bending rigidity of blade spring, EI	0.1606 N m^2
Interval between stop-block and blade spring, d	0.00091 m
Damping coefficient of TSA, c_T	0.1922 N s/m
Mass of PS (including accelerometer), m_P	1.158 kg
Linear stiffness coefficient of PS, k_P	1254.3 N/m
Natural frequency of PS, ω_P	32.04 rad/s (5.1 Hz)
Damping coefficient of PS, c_P	0.9102 N s/m



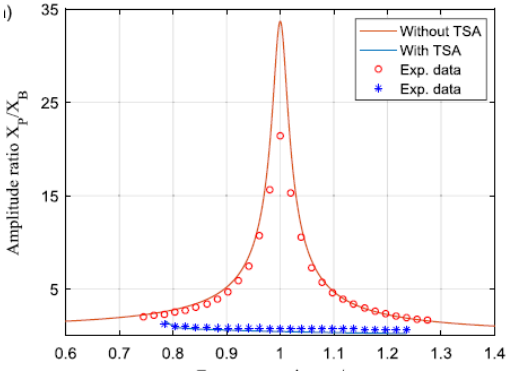
Gambar 2.10 model matematis TSA [7].

Dari hasil pengujian didapatkan rasio perbandingan dari respon dinamis perpindahan *primary system* dan *base system* dengan memvariasikan jarak dari blok dari titik mati *stiffness blade* (*h*), menunjukkan bahwa terdapat titik minimum dari rasio perbandingan dari respondinamis perpindahan *primary system* dan *base system* pada nilai (*h)* tertentu dalam variasi putaran sudut eksitasi *base system* seperti pada gambar berikut:



Gambar 2.11 grafik rasio perbandingan respon (Xp/Xb) menggunakan TSA [7]

Selain itu, juga didapat hubungan frekuensi ratio dengan frekuensi ratio dengan menggunakan TSA dan tanpa menggunakan TSA. TSA yang digunakan, diatur dengan nilai jarak blok dari titik mati *stiffness blade* (*h*) bernilai 75mm sehingga didapatkan grafik sebagai berikut:



Gambar 2.12 Grafik amplitude ratio-frequency ratio tanpa dan menggunakan TSA [7]

Kesimpual yang didapat dari penelitian ini adalah penggunaan TSA memiliki rentang reduksi getaran yang optimal sehingga TSA layak untuk digunakan sebagai DVA.

2.4. Jenis-jenis *Shaking Table*

Shaking Table merupakan alat yang penting dalam pengujian untuk melakukan analisis getaran dan mendiagnosis kegagalan benda uji seperti struktur tertentu yang mengalami getaran berlebihan. Berbagai jenis getaran eksitasi dari shaking table digunakan untuk pengembangan, simulasi, produksi dan mempelajari efek getaran untuk mengevaluasi sifat fisik bahan dan struktur.

Pada umumnya shaking table berdasarkan jenisnya dibagi menjadi 3: electro-dynamic exciter, hydraulic exciter, dan mechanical exciter. Adapun fitur dari ketiga jenis tersebut terdapat pada Tabel 2.1. Exciter of shaking table jenis penggerak mekanis memiliki beberapa macam sumber penggerak antara lain [2]:

a) Batang pendorong (connecting link)

b) Scotch yoke
c) Cam and follower
d) Putaran masa eksentris (rotating unbalance mass)

Tabel 2.4 Jenis-jenis exciter of shaking table [2]

Exciter type → / Parameters ↓	Mechanical	Elektro-dynamic	Electro-Hydraulic
Frequency (Hz)	2-50	2-10,000	0.1-500
Maximum Displacement (cm)	2.5	2.5	50
Maximum Acceleration (g)	20	100	20
Maximum Force (N)	4500	2000	450,000
Excitation Waveform	Sinusoidal only	High Flexibility and Accuracy	Average Flexibility

Berdasakan sifat gaya eksitasinya, shaking table dapat dikategorikan mejadi Self -Excited System dan forced vibration. Konsep dari Self -Excited System merupakan getaran yang diakibatkan gaya internal sistem secara spontan menghasilkan amplitude tertentu dengan rentang kenaikan non-linier. Energi yang digunakan getaran merupakan energi kinetik dari massa tertentu yang bergerak isolasi.

Self-Excited vibration berbeda dengan konsep getaran paksa (forced vibration). Perbedaannya yaitu pada Self-Excited vibration gaya eksitasi berhubungan dengan gerak yang dihasilkan, saat gerakan berhenti, disaat itulah menunjukkan tidak ada gaya eksitasi. Pada getaran paksa, sumber gaya penggetar bersifat independen terhadap getaran yang dihasilkan [8].

Dalam penentuan konsep penggetar mekanis (mechanical vibration exciter), untuk memperoleh hasil yang naik tentunya harus memperhatikan kelebihan, kekurangan, dan aplikasi dari penggetar mekanis. Dibawah ini merupakan berbagai kelebihan,

kekurangan, dan aplikasi penggetar mekanis (mechanical vibration exciter) [2].

Keuntungan :

1. Gaya yang dihasilkan oleh putaran massa eksentris disalurkan secara langsung terhadap plat bergetar tanpa bergantung terhadap kekokohan pondasi;
2. Harga untuk merancang dan membuat penggetar mekanis (mechanical vibration exciter) lebih murah dibandingkan dengan jenis yang lainnya;
3. Tidak ada masalah kebocoran seperti pada hydraulic exciter;
4. Meminimalisir penggunaan perangkat listrik sehingga dapat menekan biaya perawatan.

Kerugian :

1. penggetar mekanis (mechanical vibration exciter) tidak dapat digunakan pada temperature tinggi, humiditas tinggi dan lingkungan pada dataran tinggi;
2. Hanya dapat digunakan untuk aplikasi sekala kecil;
3. Hanya beroprasi pada rentang frequensi rendah dibandingkan dengan hidrolik dan elektrik;

2.5. Model numerik putaran massa eksentris.

Hasil putaran dari massa eksentris adalah salah satu penyebab utama dari terjadinya getaran. Permodelan numerik putaran massa eksentris disederhanakan pada skema **Gambar 2.13**. Massa eksitasi diperumpamakan dalam bentuk '*m'*, berputar terhadap pusat massa terhadap sumbu putar dengan jarak '*e*'. Putaran dari massa eksentris akan menimbulkan gaya eksitasi yang didukung dengan adanya pegas dan peredam.

Massa total dari sistem diumpamakan dengan '*M*'. sistem diasumsikan hanya bergerak vertikal dan memiliki gerak 1 Derajad kebebasan. Total pergerakan vertikal tidak termasuk massa eksentrik $(M - m)$ adalah sebesar x dan total perpindahan dari massa eksentrik akibat berputar m adalah sebesar $(x + e \sin \omega t)$. Sehingga gaya inersia pada sistem tidak termasuk massa eksentris adalah $(M - m)\ddot{x}$.

Untuk menghitung gaya inersia eksistasi yang dihasilkan oleh putaran massa eksentris dapat dilakukan dengan perkalian

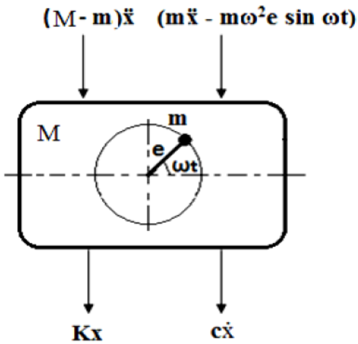
massa eksentris dengan percepatan. Untuk mendapatkan nilai percepatan, dapat dilakukan kuadrat penurunan dari perpindahan massa eksentris.

$$F_{(t)} = m\frac{d^2}{dt^2}(x + e\sin\omega t).$$

$$F_{(t)} = m((-\omega)^2 e\sin\omega t).$$

$$F_{(t)} = m\omega^2 e\sin\omega t \quad \text{...(2.1)}$$

$F_{(t)}$ merupakan gaya inersia eksitasi yang dihasilkan dari putaran massa eksentris. Sehi ngga *Free Body Diagram* dari sistem dapat dibuat seperti pada **Gambar 2.13**.



Gambar 2.13 FBD dari sistem putaran massa eksentris [2].

kx dan $c\dot{x}$ berturut-turut merupakan gaya akibat adanya pegas dan peredam. Sehingga persamaan getarannya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$(M - m)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{x} + me\omega^2 \sin\omega t$$

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin\omega t \quad \text{...............................(2.2)}$$

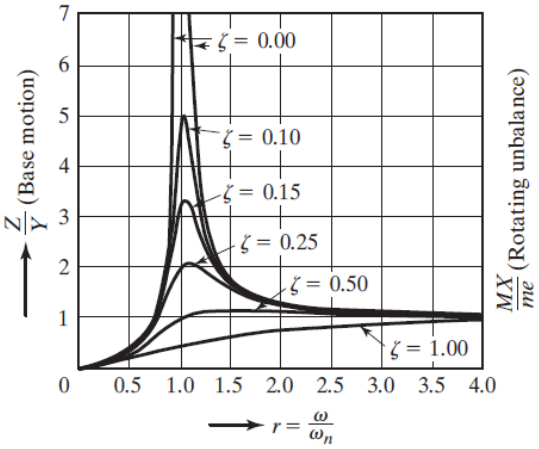
Dengan X merupakan amplitude dari persamaan gerak, untuk mendapatkan amplitude sebagai berikut:

$$X = \frac{me\omega^2}{[(k-M\omega^2)^2+(c\omega)^2]^{1/2}} \quad \text{.....(2.3)}$$

Dengan mendefinisakan perbandingan nilai redam (*damping ratio*) $\xi = c/M\omega_n$ dan perbandingan frequensi (*frequency ratio*) $= \frac{\omega}{\omega_n}$, persamaan (2.3) dapat di ubah kedalam bentuk tanpa dimensi berupa:

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{[(1-r^2)^2+(2\xi r)^2]^{1/2}} \quad \text{.....(2.4)}$$

Variasi nilai dari MX/me terhadap r dengan perbedaan nilai dari ξ dapat dilihat pada **Gambar 2.14.** [4].

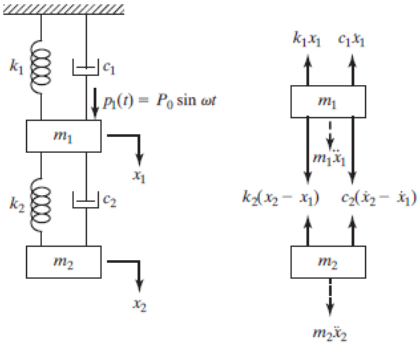


Gambar 2.14 Grafik (MX/me) terhadap r=(ω/ω_n) berbagai ξ [4].

2.6. Persamaan matematis 2 *Degree of Freedom*

2-*Degree of Freedom* terjadi ketika penambahan massa dengan nilai kekakuan dipasang pada mekanisme utama guna mengubah karakteristik respon dinamis dari sistem utama. Dengan demikian massa utama dan massa absorber yang terpasang mejadi sistem 2 *Degree of Freedom* sehingga getaran

yang terjadi memiliki 2 frekuensi natural. Mekanisme pemasangan benda uji yang terhubung dengan pegas atau material yang memiliki nilai kekakuan tertentu terhadap *shaking table* adalah salah satu penerapan dari DVA.Ketika massa m_2 dipasang terhadap m_1 melalui perantara nilai kekakuan k_2 maka persamaan matematis 2 *Degree of Freedom* sebagai berikut



Gambar 2.15 Skema dan FBD dari getaran dua-DOF [4].

Berdasarkan Gambar2.15. diperoleh persamaan gerak dari m_1 dan m_2 sebagai berikut

$$m_1\ddot{x_1} + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 = F\cos\omega t$$
$$m_2\ddot{x_2} - k_2x_1 + k_2x_2 - c_2\dot{x}_1 + k_2\dot{x}_2 = 0 \quad \text{.....(2.5)}$$

Persamaan tersebut jika disederhanakan dengan mengabaikan nilai konstanta redam sistem, maka didapat persamaan amplitudo terhadap fungsi kecepatan sudut putar sebagai berikut:

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

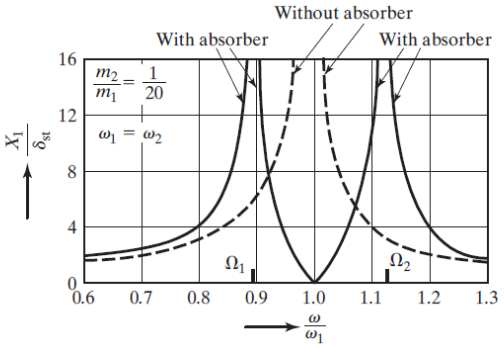
$$X_2(\omega) = \frac{-\ k_2\ (F\ cos\ \omega t)}{\left(-m_1\omega^2+(k_1+k_2)\right)(-m_2\omega^2+k_2)-k_2^2} \quad \text{.....(2.6)}$$

Persamaan 2.5 dapat diubah dalam bentuk *force-frequency ratio* mejadi:

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

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left(1+\frac{k_2}{k_1}-\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right)\left(1-\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right)-\frac{k_2}{k_1}} \quad \text{.....(2.7)}$$

Dimana nilai dari $\delta_{st} = F_o/k_1$ akan menunjukkan grafik variasi amplitude sistem utama sebagai berikut:



Gambar 2.16 Dampak perubahan pemasangan DVA pada respon dinamis sistem [4].

Pada persamaan-persamaan sebelumnya nilai dari redaman sistem utama masih diabaikan. Ketika nilai dari redaman sistem utama diperhitungkan seperti pada persamaan berikut ini. [9]

$$|X_1| = \frac{Fo}{k}\sqrt{\frac{A^2+B^2}{C^2+D^2}}\cdots$$

$$a = X_1\omega^2 \text{.....(2.8)}$$

Dimana: a = percepatan puncak sistem;

$A = v^2 - \lambda^2$;

$B = 2v\lambda\zeta_2$;

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

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

$\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$;

$\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}$;

$\mu = m_2/m_1$;

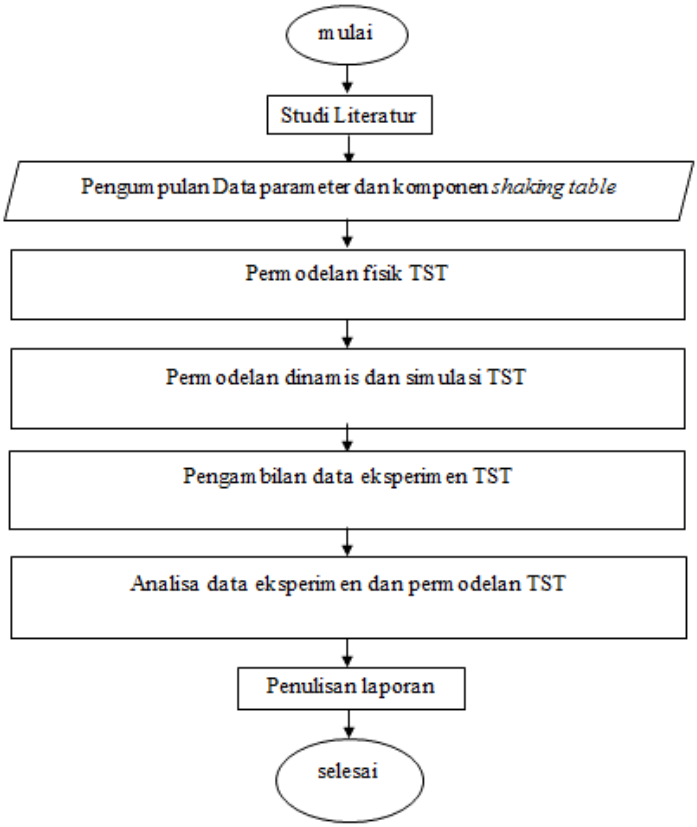
$v = \omega_2/\omega_1$;

$\zeta_1 = c_1/(2m_1\omega_1)$;
$\zeta_2 = c_2/(2m_2\omega_2)$;

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian pada tugas akhir ini dirancang dalam beberapa tahapan. Tahapan tersebut seperti pada diagram alir dibawah ini:



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.1. Tahap studi literatur

Studi literature ini dilakukan untuk menunjang pengetahuan mahasiswa yang akan dijadikan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas dala topik Tugas Akhir ini. Materi-materi yang mendukung penulisan Tugas Akhir ini diantaranya yaitu sebagian

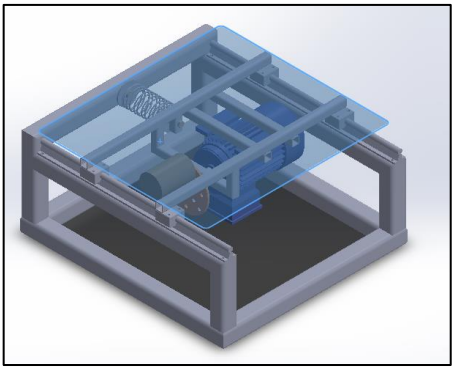
materi pada bidang studi Teknik Mesin diantaranya Mekanika getaran, Getaran Sistem Mekanis, dan Permodelan sistem dinamis. Studi literature juga meliputi pembelajaran software MATLAB *Simulink* yang akan digunakan sebagai pengolah data blok diagram dari persamaan gerak mejadi grafik respon dinamis gerak suatu mekanisme. Metode studi literatur dilakukan dengan cara mencari referensi-referensi baik yang terdapat pada buku maupun pada publikasi jurnal ilmiah yang ada.

Penelitian terdahulu yang dijadikan referensi merupakan penelitian-penelitian yang ada hubungannya dengan perancangan meja getar (*shaking table*). Data dari penelitian terdahulu dapat dijadikan dasar dari pengembangan Tugas Akhir ini untuk mendapatkan hasil yang diinginkan.

Selain studi literatur, juga dilakukan studi lapangan, yaitu studi untuk mendapatkan data parameter-parameter alat uji dan parameter benda uji. Pada Tugas Akhir ini Dilakukan studi lapangan diantaranya mencari dimensi dan spesifikasi komponen-komponen yang akan dijadikan bahan untuk pembuatan alat uji TST dan komponen penyusun benda uji.

3.2. Pengumpulan data dan komponen meja getar TST

Data yang diambil merupakan data-data yang diperlukan untuk merancang dan memodelkan TST, sehingga didapatkan gambaran umum perancangan getaran 2-DOF dengan TST seperti berikut:



Gambar 3.2 Rancang 3D TST

Pada Tugas Akhir ini, dirancang TST dengan jenis gaya input berupa gaya eksitasi dari putaran massa eksentris. Data parameter dari rancang TST adalah sebagai berikut:

Tabel 3.1 Parameter dan data rancangan *shaking table*.

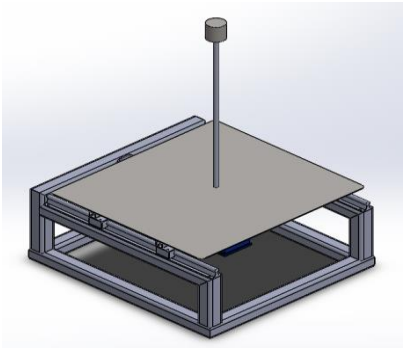
Dimensi alat	Keterangan
Massa sistem pennggetar (motor, rangka dan plat penggetar, accelerometer)	9.519kg
Massa rangka	16 kg
Massa total shaking table	25,519 kg
Konstanta kekakuan pegas dari *shaking table*	200 k/N
Massa unbalance	0.8kg
Jarak eksentris massa unbalance	0.06 m

Dalam perancangan TST, agar data yang didapatan semakin valid, maka perlu adanya parameter nilai redaman TST yang hanya bisa didapat dari pengujian dari eksperimen. Adapun data nilai parameter redaman dari TST dapat dilakukan dengan pengujian metode *logarithmic decrement* seperti pada sub-bab 3.5.1

3.3. Permodelan fisik TST.

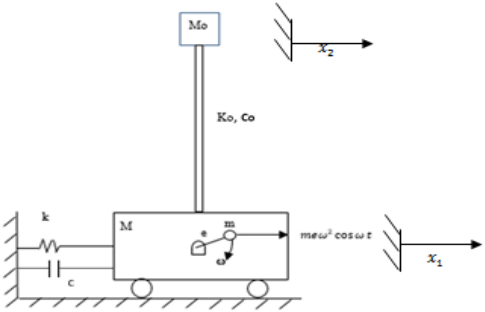
Dalam Tugas Akhir ini akan dianalisis respon dinamis percepatan, kecepatan, dan perpindahan dari TST tanpa dan dipasang benda uji. Permodelan fisik sistem dengan dipasang benda uji dapat dilihat seperti gambar berikut ini

Gambar 3.3 3-D pemasangan objek pada TST.



Model fisik dari objek uji yang dipasang pada TST yaitu berupa batang silindris sebagai tiang yang memiliki nilai kekakuan tertentu dan pada ujung atas batang tersebut diberi massa dalam bentuk besi berbentuk silinder. Benda uji akan di getarkan TST dengan arah translasi sehingga respon dari TST dapat diamati.

Cara TST untuk menggetarkan benda uji yaitu dengan memberikan gaya eksitasi yang berosilasi dengan arah translasi kepada benda uji sehingga benda uji mengalami gaya yang selalu berosilasi berlawanan arah dan menjadikan benda uji akan bergetar terhadap TST dengan getaran 2-*Degree of Freedom* seperti pada skematik berikut.



Gambar 3.4 3-D skematik pemasangan benda uji terhadap *shaking table*.

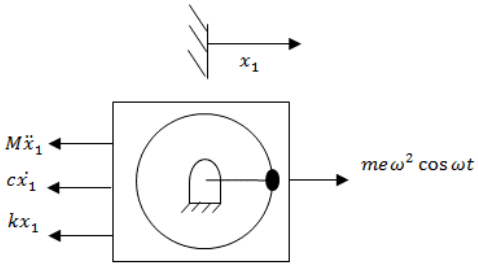
Dimana : M = massa TST;
m = massa eksentris (unbalance mass);

e = jarak eksentris terhadap pusat putaran;
k = konstanta pegas TST;
c = konstanta redam TST;
k_o = konstanta kekakuan batang uji;
c_o = konstanta redam batang uji ;
Mo = massa onjek uji.

3.4. Permodelan dinamis dan simulasi TST.

3.4.1. TST tanpa dipasang benda uji.

Model dinamis dari TST memiliki derajad kebebasan (DOF) sebanyak 1-DOF yaitu gerakan translasi pada TST terhadap pondasi. Berikut merupakan *Free Body Diagram* dari sistem TST:



Gambar 3.5 Free Body Diagram TST tanpa benda uji.

Adapun persamaan geraknya akan menjadi

$$\sum F_{x1} = M\ddot{x}_1$$
$$me\omega^2 \cos \omega t - c\dot{x}_1 - kx_1 = M\ddot{x}_1$$

Jika dijadikan *state variable*

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{M}[me\omega^2 \cos \omega t - c\dot{x}_1 - kx_1] \quad \text{.....(3.1)}$$

Untuk mendapatkan persamaan force transmissibility sebagai berikut

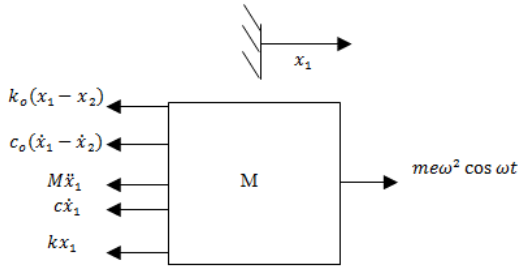
$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{[(1-r^2)^2+(2\xi r)^2]^{1/2}}$$
$$a = X\omega^2 \quad \text{.....(3.2)}$$

Dimana : r = (ω/ω_n) sebagai rasio frequensi
$\xi = c/2M\,\omega_n$ sebagai rasio redaman
a= percepatan puncak

3.4.2.TST dengan dipasang benda uji.

Sistem getaran yang terjadi pada *shaking table* dengan dipasang benda uji memiliki derajad kebebasan sebanyak 2 *Degree of Freedom.* Permodelan dinamis pada gerak tersebut, pertama-tama ditinjau dari dari massa *table shaker* yang merupakan massa yang langsung dikenai gaya eksitasi oleh massa eksentris yang berputar. Kemudian menghasilkan getaran yang akan disalurkan menuju massa benda uji melalui batang silindris sebagai penyalur getaran tersebut dengan memiliki nilai kekakuan tertentu.

Permodelan dinamis getaran, dapat ditinjau pertama dengan membuat *Free Body Diagram* dari massa *table shaking* seperti berikut:



Gambar 3.6 *Free Body Diagram* sistem *shaking table.*

Apabila ditinjau dari persamaan getarannya bisa didapatkan persamaan:

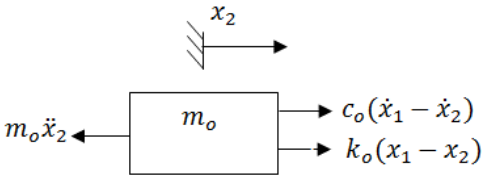
$\sum F_{x1} = M\ddot{x}_1$

$me\omega^2 \cos \omega t - c\dot{x}_1 - kx_1 - c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_o(x_1 - x_2) = M\ddot{x}_1$

Jika dijadikan *state variable*

$\ddot{x}_1 = \frac{1}{M}[me\omega^2 \cos \omega t - c\dot{x}_1 - kx_1 - c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_o(x_1 - x_2)]$……..(3.3)

Getaran dari *shaking table* akan disalurkan menuju massa uji melalui perantara batang dengan nilai kekakuan (ko) seperti pada Free Body Diagram berikut ini:



Gambar 3.7 FBD benda uji

Apabila ditinjau dari persamaan getarannya bisa didapatkan persamaan:

$\sum F_{x2} = m_o\ddot{x}_2$

$k_o(x_1 - x_2) + c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = m_o\ddot{x}_2$

Jika dijadikan *state variable* menjadi

$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_o}[k_o(x_1 - x_2) + c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]$……(3.4)

Untuk mendapatkan persamaan force transmissibility sebagai berikut

$$|X_1| = \frac{Fo}{k}\sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}}$$

$a =$

$X_1\omega^2$……..……..(3.5)

Dimana: a = percepatan puncak sistem;

$A = v^2 - \lambda^2$;

$B = 2v\lambda\zeta_2$;

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

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

$\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$;

$\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}$;

$\mu = m_2/m_1$;

$v = \omega_2/\omega_1$;

$\zeta_1 = c_1/(2m_1\omega_1)$;

$\zeta_2 = c_2/(2m_2\omega_2)$;

3.5. Penentuan parameter data eksperimen TST

Pengambilan data dilakukan dengan melakukan 2 eksperiment yaitu mencari nilai redam dari sistem TST dan benda uji serta pengambilan data nilai kekakuan benda uji (*Beam*)

3.5.1. Penentuan nilai redaman TST dan benda uji

Dalam perancangan TST, agar data yang didapatan semakin valid, maka perlu adanya parameter nilai redaman TST yang hanya bisa didapat dari pengujian dari eksperimen. Adapun data nilai parameter redaman dari TST dapat dilakukan dengan pengujian metode *logarithmic decrement* seperti berikut ini.

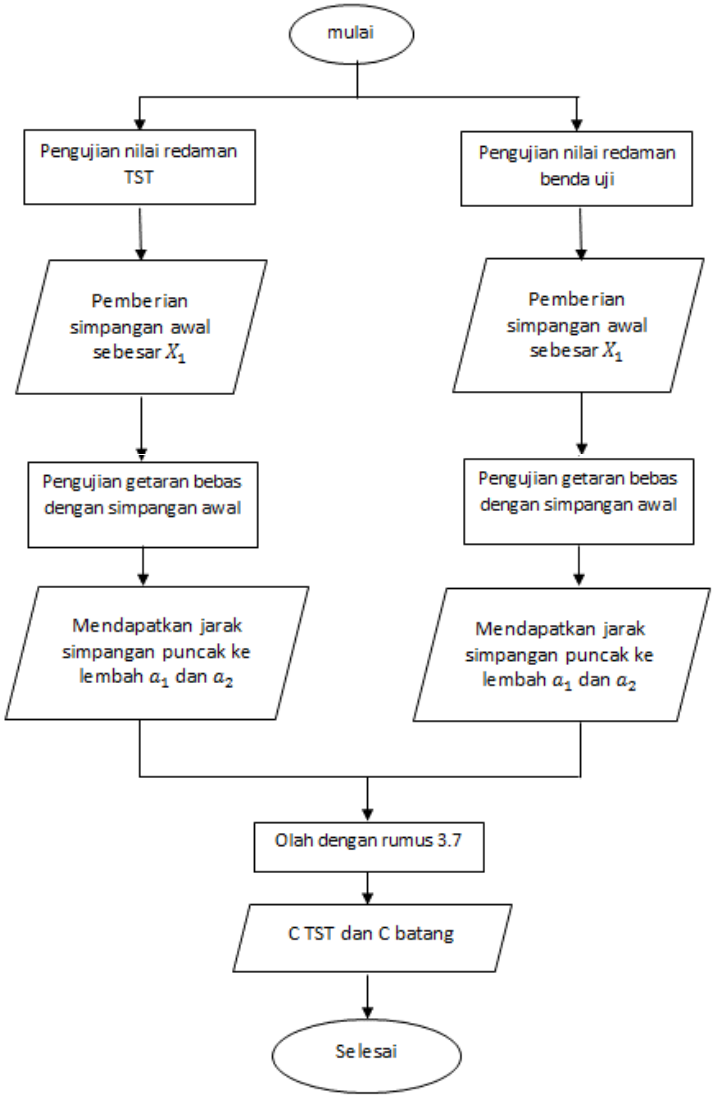
$$\delta = ln\frac{X_1}{X_2} \quad \text{.....(3.6)}$$

Dimana : δ = *logarithmic decrement*

Logarithmic decrement merupakan besaran tidak berdimensi dan pada pengambilan data dilakukan dengan melakukan 10 sampel dengan variable terikat X_1 dan akan didapat parameter X_2, sehingga didapatkan nilai rasio redaman dari sistem sebagai berikut

$$c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}}\sqrt{\frac{1}{[\frac{2\pi}{\ln(\frac{a_n}{a_{n+1}})}]^2+1}} \quad \text{.....(3.7)}$$

Pada pengambilan data dilakukan dua pengujian. Yang pertama pengujian terhadap redaman sistem TST, dan yang ke dua pengujian redaman dari sistem benda uji. Adapun *flowchart* pengambilan data eksperimen dari rasio redaman sebagai berikut :



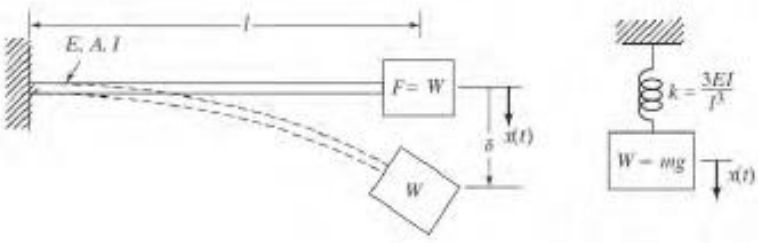
Gambar 3.8 *Flowchart* pengambilan data eksperiment dari rasio redaman.

3.5.2. Pengujian Konstanta kekakuan pegas TST dan batang uji

Konstanta kekakuan yang diukur adalah konstanta kekakuan dari pegas TST dan konstanta kekakuan dari batang benda uji. Pengujian dilakukan bertujuan untuk membandingkan nilai kekakuan hasil dari rumus dengan data *real* yang ada pada lapangan. Adapun, secara rumus untuk mendapatkan kekakuan dari batang yaitu:

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad \text{..... (3.6)}$$

Dimana : k = konstanta kekakuan batang
E = Modulus elastisitas
I = momen inersia
l = Panjang batang.



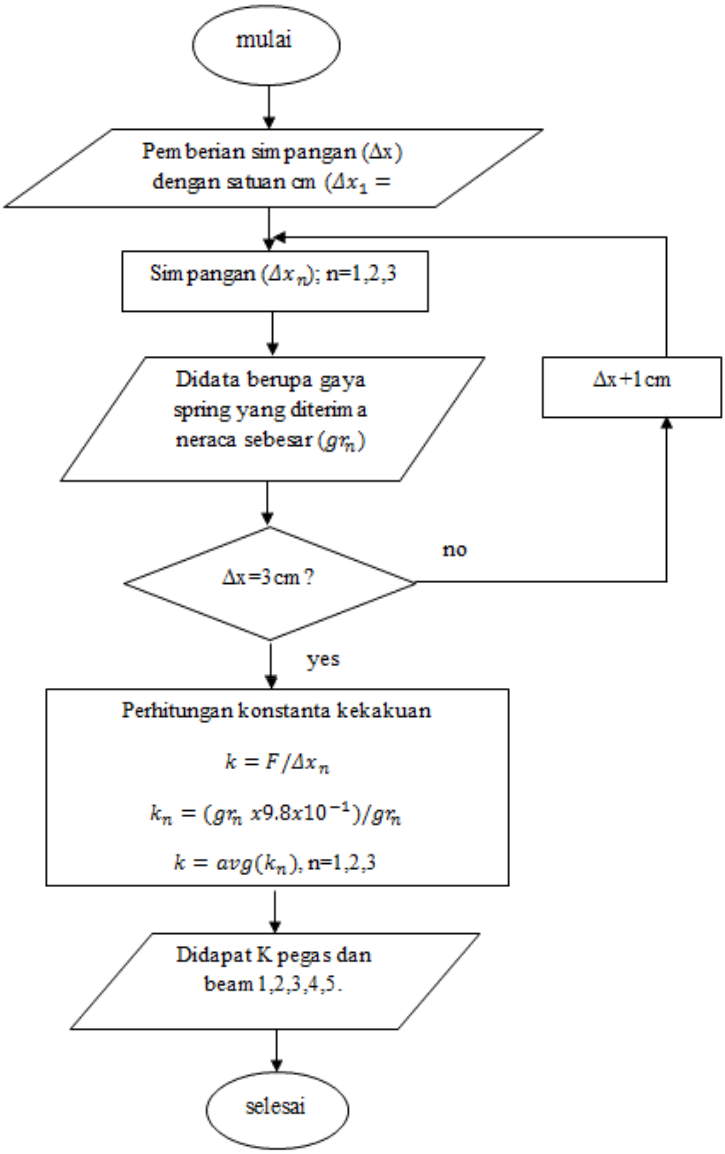
Gambar 3.9 Kekakuan Pegas Pengganti dari *Beam.*

Pada pengambilan data, digunakan 3 variasi kondisi dengan masing-masing memiliki nilai kekakuan masing-masing, seperti pada tabel berikut ini.

Tabel 3.2 Tabel variasi nilai kekakuan benda uji (Ko)

kondisi ke-n	Jenis	Panjang Batang yg digunakan	Nilai k (N/m)
1	Stainless steel	70cm	100,155
2	Stainless steel	60cm	159.042
3	Stainless steel	50cm	274.825
4	Stainless steel	40cm	1272.37
5	Stainless steel	30cm	4294,10
Massa benda uji = 1,01 kg Modulus Young (E) stainlesssteel shaft = 18x10^10 N/m2 Diameter batang = 6mm Inersia batang steel = 6.3617x10^-11kgm^2			

Dari tabel diatas dapat dilakukan pengambilan data eksperimen dilakukan dengan mendapatkan data massa yang dihasilkan akibat dari pemberian beban sampai pada nilai defleksi tertentu sesuai *flowchart* berikut :



Gambar 3.10 *Flowchart* pengabilan data eksperimen nilai kekakuan.

3.6. Simulasi respon TST

Dalam penelitian ini, simulasi dilakukan dengan menggunakan Matlab beserta fitur Simulink guna mendapatkan respon getaran fungsi waktu. Pada tahap ini semua parameter dari model sistem dan gaya input yang bekerja pada sistem dimasukan sebagai data untuk melakukan simulasi.

Adapun beberapa simulasi harus dilakukan dengan tahapan-tahapan simulasi sebagai berikut:

3.6.1. Simulasi respon dinamis dan simulasi percepatan-frekuensi TST tanpa benda uji

Simulasi respon dinamis dilakukan menggunakan Simulink dengan mengelolah blok diagram sesuai persamaan (3.1), sedangkan untuk mendapatkan grafik percepatan-frekuensi TST tanpa benda uji dapat dilakukan dengan memasukkan persamaan (3.2) sehingga dapat dilakukan plotingan grafik pada *command windows* matlab. Adapun data-data yang disimulasikan seperti pada **tabel 3.1.**

3.6.2. Simulasi respon dinamis dan simulasi percepatan-frekuensi TST menggunakan benda uji.

Simulasi respon dinamis dilakukan menggunakan Simulink dengan mengelolah blok diagram sesuai persamaan (3.3), sedangkan untuk mendapatkan grafik percepatan-frekuensi TST menggunakan benda uji dapat dilakukan dengan memasukkan persamaan (3.5) sehingga dapat dilakukan plotingan grafik pada *command windows* matlab. Adapun data massa benda uji serta variasi nilai kekakuan terdapat pada **tabel 3.2.**

3.7. Eksperimen TST

tahap eksperimen ini dilakukan untuk membuktikan hasil simulasi dengan kondisi sebenarnya yang diwakilkan dengan alat uji. Alat uji yang digunakan dalam penelitian ini dijelaskan pada subbab 3.2.

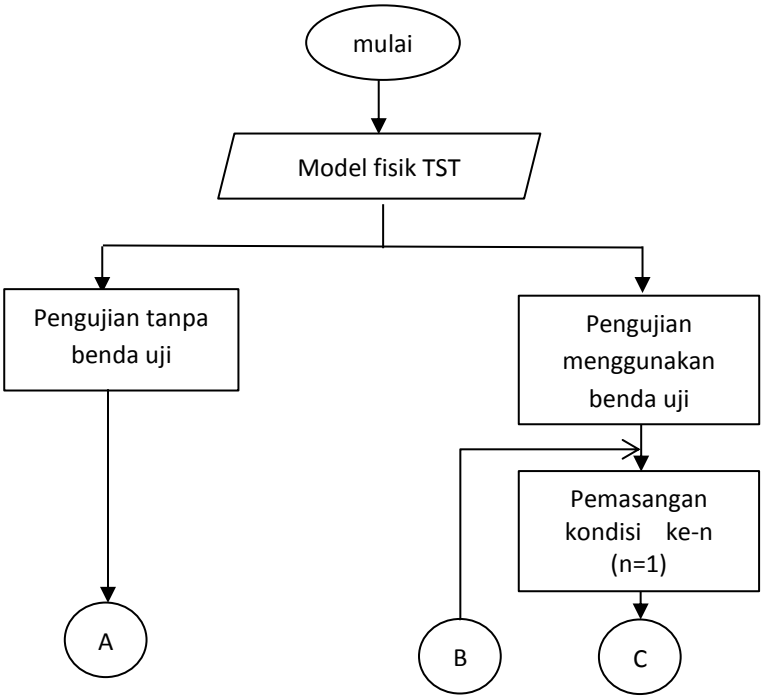
3.7.1. Pengambilan data

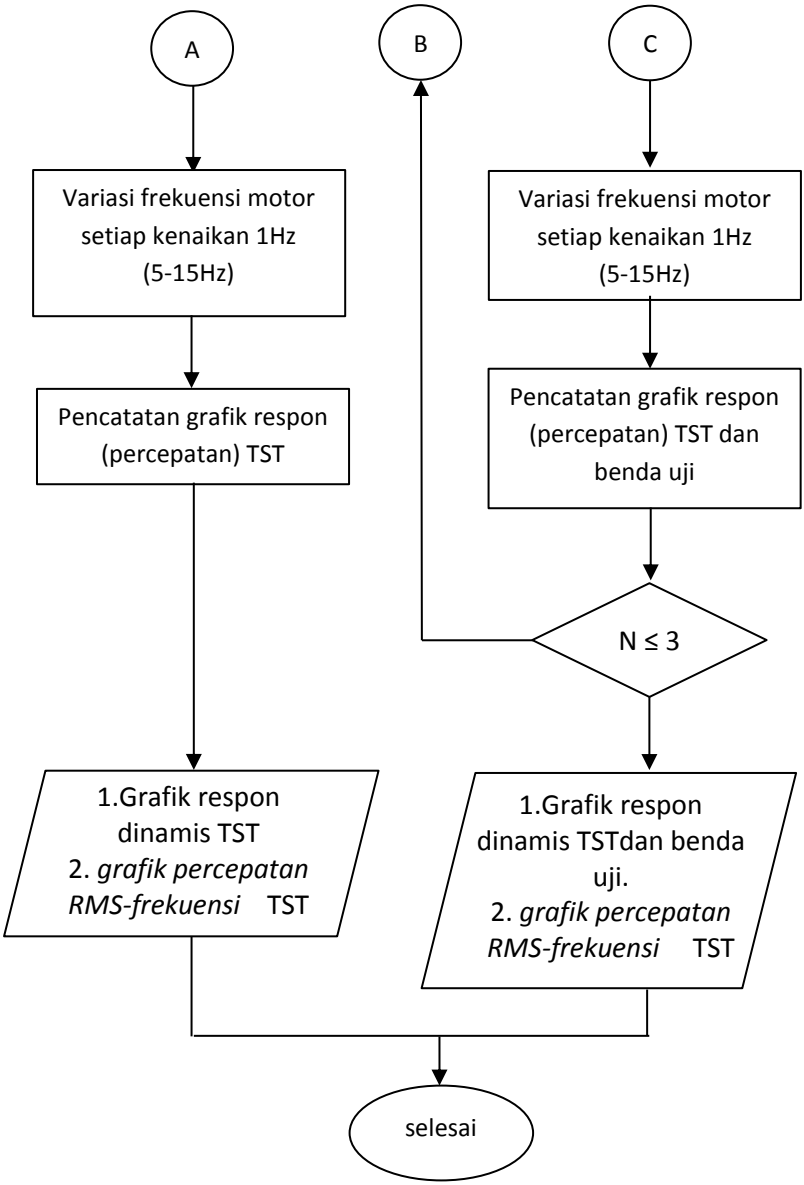
Pengambilan data dilakukan dengan spesifikasi alat seperti pada subbab 3.2. data respon percepatan didapat dengan melakukan pengukuran menggunakan oscilloscope dan pemasangan probe accelerometer pada rangka TST. Pengambilan data dilakukan pada frekuensi kerja 5-15 Hz.

3.7.2.Pengambilan data respon percepatan

Pengambilan data eksperimen dilakukan dengan melakukan variasi nilai K batang sebagai benda uji seperti pada tabel 3.2. Dari ketiga batang benda uji akan dilakukan pengambilan data dengan langkah melakukan pengukuran menggunakan *oscilloscope* dan pemasangan probe *accelerometer* pada rangka TST. Pengambilan data dilakukan pada frekuensi kerja 5-15 Hz.

Eksperimen secara keseluruhan seperti pada flow chart berikut:





Gambar 3.11 Flowchart pengabilan data eksperimen.

Adapun untuk menunjang pengambilan data eksperimen, diperlukan beberapa peralatan pengujian seperti

1. ***Shaking table translational***
2. ***Oscilloscope***

Adalah peralatan yang digunakan untuk menampilkan hasil pengukuran sinyal listrik dalam bentuk grafik teganganterhadap waktu pada layarnya. *Accelerometer* dihubungkan dengan *oscilloscope* sehingga hasil pengukuran respon getaran bisa diproses dan ditampilkan dalam bentuk grafik pada layer. *Oscilloscope* yang digunakan adalah merek Tektronik tipe TBS1104 dengan spesifikasi sebagai berikut:

- *Bandwith* : 40 MHz
- *Sample rate* : 500 MS/s
- *Record length* : 2.5K *points*
- *Vertical sensitivity* : 2mV – 5V/*div*
- *Time-base range* : 5 ns – 50 s/*div*

3. Accelerometer

Digunakan untuk mengukur percepatan getaran suatu benda, kemudian kecepatan dan perpindahan posisi dari benda uji didapat dari hasil integral dari nilai percepatan yang didapat. *Accelerometer* yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC103 dengan spesifikasi berikut

- *Frequency range* : 3 Hz – 10 kHz
- *Reference sensitivity* : 10 mV/g @ 100 Hz
- *Temperature range* : -40 – 121 oC
- *Mounted resonant frequency* : 50 kHz
- *Mounting* : 10-32 *removable stud*

Gambar 3.12 *probe accelerometer*

4. Inverter

Berfungsi untuk memperkuat sinyal dari *accelerometer* menuju ke *oscilloscope.*

Gambar 3.13 inverter

3.8. Analisa data eksperimen dan membandingkan grafik karakteristik respon dinamis pada permodelan terhadap data eksperimen.

Pengujian dilakukan dengan bantuan *oscilloscope* akan menampilkan grafik berupa tegangan. Untuk mengkonversi grafik tegangan menjadi grafik percepatan maka perlu dikonversi dengan persamaan (3.4). Setelah dilakukan konversi, data tersebut di lakukan *filter* dalam *software* MATLAB sehingga data menjadi jelas dan dapat dibandingkan dengan grafik hasil simulasi.

$$response = \frac{G}{v} g \frac{f}{100} \quad \text{.....(3.7)}$$

Dimana: $\boldsymbol{G}$ = data yang akan diolah

v = sensitifitas *accelerometer* (0.05V)

g = Grafitasi (9.81 m/s^2)

f = Frekuensi *shaking table* yang diberikan (Hz)

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Penentuan parameter simulasi

Dalam penentuan parameter, ditujukan guna sebagai parameter untuk dilaksanakan simulasi. parameter yang ditentukan secara rumus, dilakukan validasi dengan menghitung parameter-parameter di lapangan sehingga pengamatan yang dilakukan valid dan meminimalisir error.

4.4.1. Penentuan parameter konstanta kekakuan pegas TST dan batang benda uji

Untuk mencari nilai k pegas pada TST melalui percobaan langsung dengan menggunakan hukum hooke:

$F = K \cdot \Delta X$

Tahapan yang dilakukan yaitu pemberian beban (F) pada pegas kemudian dihitung selisih perpanjangan (ΔX). Dari data tersebut akan didapatkan nilai kekakuan struktur (K). Adapun contoh perhitungan salah satu nilai kekakuan struktur :

- Beban (F) yang diberikan 10 N
- Menghitung ΔX:
  $\Delta X = X_1 - X_2$ ……(4.1)
  $\Delta X = (0 - (-5))\ m$
  $\Delta X = 0{,}05\ m$
- Menghitung nilai kekakuan struktur:
  $K = \frac{F}{\Delta X}$ ……(4.2)
  $K = \frac{10\ N}{0{,}05\ m}$
  K= 200 N/m

Pengujian untuk mencari nilai kekakuan struktur dilakukan sebanyak 3 kali dengan variasi beban (F) dan didapatkan data sebagai berikut.

Tabel 4.1. Parameter nilai kekakuan data rancangan *shaking table*.

Beban (N)	Posisi awal (m)	Posisi akhir (m)	Selisih perpindahan (m)	Nilai k (N/m)
10	0	-0,05	0,05	200
8	0	-0,039	0,039	205,1281
7	0	-0,36	0,036	194,444
Nilai k rata-rata				**199,8575**

Langkah yang sama juga dilakukan untuk mencari nilai kekakuan batang benda uji sehingga didapatkan tabel

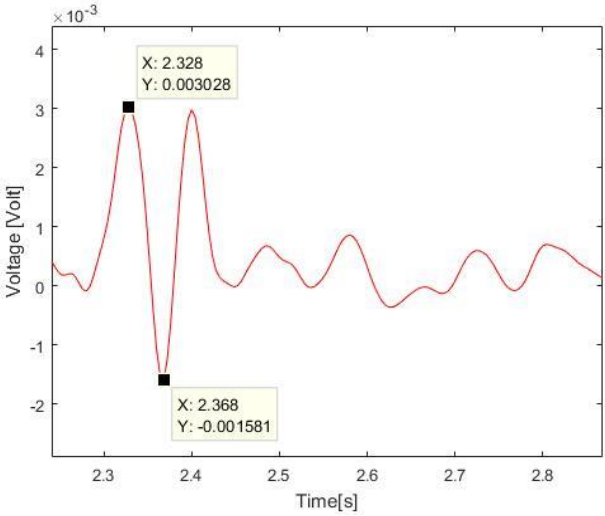
Tabel 4.2. Parameter nilai kekakuan data batang benda uji

Panjang batang (cm)	Beban (N)	Posisi awal (m)	Posisi akhir (m)	Selisih perpindahan (m)	Nilai k (N/m)
70	10	0	0.09	0,09	111.11
	8	0	0,081	0,081	98.76
	7	0	-0,07	0,07	99.5
Nilai K rata-rata					102,7
60	10	0	0.062	0.062	160.8
	8	0	0.05	0.05	160
	7	0	0.044	0.044	158
Nilai K rata-rata					159,6
50	10	0	0.038	0.038	273.7
	8	0	0.029	0.029	275.1
	7	0	0.025	0.025	274.9
Nilai K rata-rata					274.56
40	50	0	0.039	0.039	1270
	40	0	0.031	0.031	1275.2
	30	0	0.023	0.023	1272.1
Nilai K rata-rata					1272.43
30	50	0	0.011	0.011	4298
	40	0	0.009	0.009	4295
	30	0	0.007	0.007	4290.2

Nilai K rata-rata	4294.4

4.1.2. Penentuan parameter konstanta redam TST dan benda uji

Nilai redaman (C) pada TST didapatkan dengan cara pengujian langsung yaitu memberikan simpangan awal pada TST dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas. Hasil respon getaran bebas dari struktur didapatkan dari *accelerometer* dan ditampilkan pada *oscilloscope*. Berikut merupakan hasil respon getaran pada struktur *translational shaking table*



Gambar 4.1. Respon getaran bebas *Translational Shaking Table.*

Data dari grafik pada **gambar 4.1** kemudian diolah untuk mendapatkan nilai konstanta redaman (C) dengan mencari nilai amplitudo rata-rata dari sebuah puncak dan lembah yang berdekatan (An) dan kemudian mencari rata-rata dari sebuah puncak dan lembah yang berurutan berikutnya (A_{n+1}). Dari rata-rata amplitudo pertama dan kedua lalu dimasukkan ke dalam

persamaan *incremental degreement* seperti pada persamaan berikut.

$$C = 2 . (M) . \sqrt{\frac{K}{M}} . \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}} \quad \text{.....(4.3)}$$

Adapun contoh perhitungan nilai konstanta redaman *translational shaking table* adalah sebagai berikut.

- Menghitung rata-rata amplitudo pertama (An)

  $An = \frac{puncak_n - lembah_n}{2}$

  $An = \frac{0{,}003028 - (-0{,}001581)}{2}$

  An = 0,0023 Volt

- Menghitung rata-rata amplitudo kedua (A_{n+1})

  $A_{n+1} = \frac{puncak_{n+1} - lembah_{n+1}}{2}$

  $A_{n+1} = \frac{0{,}002981 - (-0{,}00001517)}{2}$

  A_{n+1} = 0,0015 Volt

- Menghitung nilai konstanta redaman sistem:

  $$C = 2 . (M) . \sqrt{\frac{K}{M}} . \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}}$$

  $$C = 2 . (9{,}591) . \sqrt{\frac{200}{9{,}591}} . \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{0{,}0023}{0{,}0015}\right)}\right]^2 + 1}}$$

  $C = 5{,}988446094\ \text{N.s/m}$

Untuk mendapatkan nilai konstanta redaman TST, digunakan perhitungan yang sama dengan melakukan

perhitungan sebanyak 3 kali sehingga diperoleh data seperti pada **Tabel4.3.** Berdasarkan perhitungan tersebut didapatkan nilai konstanta redaman *trasnlational shaking table* 11,1122 N.s/m.

Tabel 4.3. Konstanta redaman *Translational Shaking Table*

Data ke-n	**Rata-rata Amplitudo ke-n (Volt)**	**Rata-rata amplitudo ke-n+1 (Volt)**	**C (N.s/m)**
1	0,002305	0,001499	5,988446094
2	0,001499	0,000352	19,6922072
3	0,000352	0,000611	7,655820253
Rata-rata nilai konstanta redaman			**11,1122**

Langkah yang sama juga dilakukan untuk mencari nilai redaman batang benda uji sehingga didapatkan dimana memiliki simpangan tabel

Tabel 4.4. Konstanta redaman Batang benda uji

Data ke-n L=70cm	**Rata-rata Amplitudo ke-n (Volt)**	**Rata-rata amplitudo ke-n+1 (Volt)**	**C (N.s/m)**
1	0.012	0.01108	0.308289
2	0.01108	0.011265	0.064005
3	0.011265	0.01045	0.290256
Rata-rata nilai konstanta redaman			**0.22085**
Data ke-n L=60cm	**Rata-rata Amplitudo ke-n (Volt)**	**Rata-rata amplitudo ke-n+1 (Volt)**	**C (N.s/m)**
1	0.008665	0.00833	0.201134
2	0.00833	0.007985	0.208760
3	0.007985	0.007885	0.218674
Rata-rata nilai konstanta redaman			**0.20952**
Data ke-n L=50	**Rata-rata Amplitudo ke-n (Volt)**	**Rata-rata amplitudo ke-n+1 (Volt)**	**C (N.s/m)**

1	0.007005	0.006218	0.278056
2	0.006218	0.005628	0.232409
3	0.005628	0.005051	0.252592
Rata-rata nilai konstanta redaman			**0.2543**
Data ke-n L=40	**Rata-rata Amplitudo ke-n (Volt)**	**Rata-rata amplitudo ke-n+1 (Volt)**	**C (N.s/m)**
1	0.023	0.02208	0.298289
2	0.02208	0.022265	0.064035
3	0.022265	0.02145	0.250656
Rata-rata nilai konstanta redaman			**0.21659**
Data ke-n L=30	**Rata-rata Amplitudo ke-n (Volt)**	**Rata-rata amplitudo ke-n+1 (Volt)**	**C (N.s/m)**
1	0.006665	0.00623	0.298289
2	0.00733	0.006585	0.074005
3	0.006975	0.006845	0.290256
Rata-rata nilai konstanta redaman			**0.2254**

4.2. Analisa Hasil perhitungan dan simulasi.

Dalam penelitian ini, sistem utama yaitu berupa TST dan sistem sekunder berupa benda uji yang dihubungkan dengan batang yang memiliki nilai kekakuan tertentu. Analisa pada penelitian ini dilakukan secara perhitungan rumus serta dilakukan simulasi pembuatan grafik dengan menggunakan *Matlab Simulink.*

4.2.1. Analisa perhitungan dan simulasi TST tanpa benda uji.

kondisi TST ketika dioperasikan tanpa pemasangan benda uji, akan memiliki gerak 1-DOF, yaitu pada arah horizontal berupa gerak translasi. Sistem ini diberikan gaya eksitasi dari motor yang diberi massa *Unballance* untuk menciptakan gaya yang harmonic.

Respon dinamis yang diperoleh dari persamaan gerak 1-DOF menjadi state variable pada persamaan 3.1 yang dapat dirumuskan kembali sebagaiberikut:

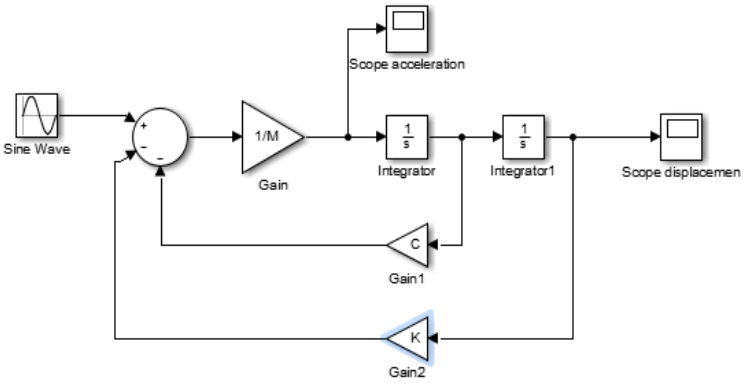
$$\sum F_{x1} = M\ddot{x}$$

$$me\omega^2 \cos \omega t - c\dot{x}_1 - kx_1 = M\ddot{x}$$

Jika dijadikan *state variable*

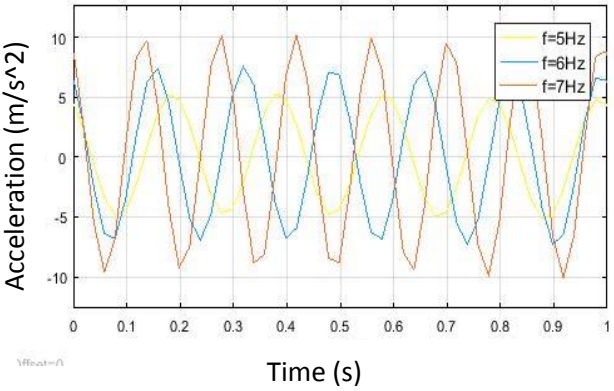
$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{M}[me\omega^2 \cos \omega t - c\dot{x}_1 - kx_1] \text{.....(4.4)}$$

state variable tersebut akan dikelolah menggunakan *Simulink* sehingga membentuk blok diagram seperti berikut ini

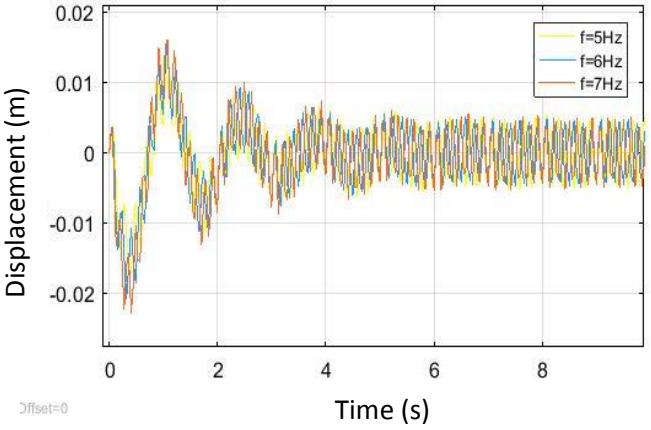


Gambar 4.2 Blok diagram TST 1 DOF.

Adapun hasil respon yang didapat yaitu respon percepatan serta respon perpindahan dilakukan dengan mensimulasikan 3 frekuensi saja, yaitu pada frekuensi 5,6 dan 6 Hz dimana pada frekuensi tersebut merupakan salah satu frekuensi kerja TST yang memiliki nilai 5Hz-15Hz.



(a)



(b)

Gambar 4.3 respon percepatan(a) dan perpindahan(b) TST tanpa benda uji.

Hasil respon dinamis dari sistem TST tanpa dipasang benda uji memiliki respon percepatan seperti pada **Gambar 4.3.** (a) dan respon perpindahan seperti Gambar 4.3.(b). dari data yang didapat, respon percepatan sudah mencapai *steady state* pada

waktu ke 0 detik dan pada respon perpindahan, grafik *steady state* dicapai pada waktu ke 6,2 detik. Pada respon percepatan memiliki data dimanan pada frekuensi 5Hz, 6 Hz, 7Hz memiliki RMS berturut-turut sebesar 3.577 m/s^2, 5.169m/s^2, 7.222m/s^2. Dari grafik yang didapat tidak bisa langsung disimpulkan bahwa semakin meningkat frekuensi, percepatan dan perpindahan semakin meningkat pula. Perlu adanya penentuan frekuensi natural, dimana pada frekuensi natural tersebut sistem TST akan beresonansi menghasilkan percepatan dan perpindahan yang tinggi pula.

Untuk mendapatkan nilai frekuensi natural, maka perlu adanya perhitungan dimana jumlah frekuensi natural sama seperti banyaknya DOF, sehingga ketika sistem TST tanpa dipasang benda uji akan memiliki 1 DOF sesuai rumus

$\omega_{n=\sqrt{k/M}}$ ……(4.5)

$\omega_{n=\sqrt{200/9.519}}$

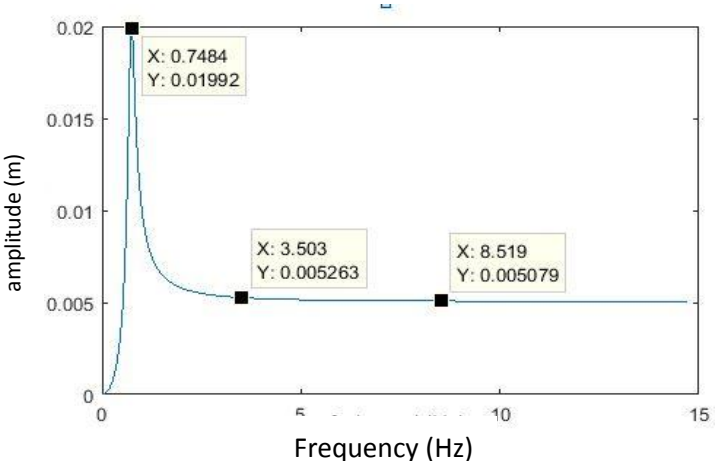
$\omega_{n=}4{,}67\ rad/sec \approx 0.74Hz$

Frequensi natural sistem TST tanpa dipasang benda uji sebesar 0.74Hz, itu menunjukkan bahwa pada grafik respon dinamis pada **Gambar 4.3.** tidak pada kisaran frekuensi natural. Perlu adanya simulasi untuk mendapatkan grafik perbesaran amplitudo dan perbesaran percepatan fungsi frekuensi sehingga grafik bisa didapat dengan memplot persamaan (3.2) yang dapat dituliskan kembali seperti berikut

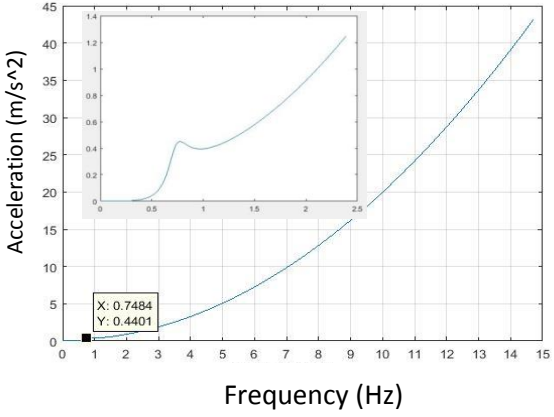
$$X = \frac{mer^2}{M[(1-r^2)^2+(2\xi r)^2]^{1/2}}$$

$a = X\omega^2$ ……..(4.6)

Adapun grafik amplitudo-frekuensi dan grafik percepatan-frekuensi seperti pada gambar berikut ini.



(a)



(b)

Gambar 4.4. Grafik amplitudo-frekuensi (a) dan percepatan-frekuensi(b).

Hasil dari sistem TST tanpa dipasang benda uji memiliki grafik amplitudo-frekuensi seperti pada **Gambar4.4**(a) dan grafik percepatan-frekuensi seperti **Gambar 4.4**(b). Dari kedua grafik tersebut menunjukkan bahwa terdapat satu titik puncak dimana pada frekuensi setelahnya akan turun kembali, puncak grafik

tersebut berada pada frekuensi 0.74 Hz dimana pada frekuensi tersebut secara rumus merupakan posisi frekuensi natural sistem TST.

Pada grafik amplitudo-frekuensi, kurva dari grafik mulai dari frekuensi 0Hz meningkat secara drastis sampai pada frekuensi natural 0.74Hz. setelah melewati frekuensi natural kurva akan menurun secara drastis dan akan mengalami nilai yang cenderung konstan mulai frekuensi 3.5Hz sampai 15Hz. Selain itu pada grafik percepatan-frekuensi, kurva dari grafik memiliki trend meningkat secara kuadratik, hal ini sesuai dengan persamaan 4.6 dimana nilai percepatan merupakan fungsi dari nilai kuadrat percepatan sudut. Namun terdapat puncak percepatan dimana memiliki nilai lebih besar dari sekitarnya yang berada pada frekuensi natural 0.74Hz dengan nilai percepatan sebesar 0.44 m/s^2.

4.2.2. Analisa perhitungan dan simulasi TST dengan benda benda uji

kondisi TST ketika dioperasikan dengan pemasangan benda uji, akan memiliki gerak 2-DOF, yaitu pada arah horizontal berupa gerak translasi. Sistem ini diberikan gaya eksitasi dari motor yang diberi massa *Unballance* untuk menciptakan gaya yang harmonik.

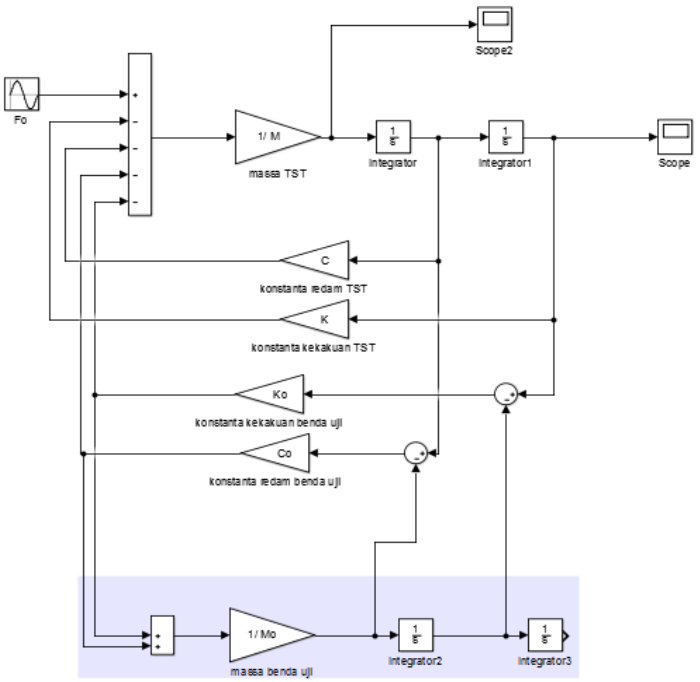
Respon dinamis yang diperoleh dari persamaan gerak 2-DOF menjadi state variable pada persamaan 3.3 yang dapat dirumuskan kembali sebagaiberikut:

$$\sum F_{x1} = M\ddot{x}$$
$$me\omega^2 \cos\omega t - c\dot{x}_1 - kx_1 - c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_o(x_1 - x_2) = M\ddot{x}$$
$$\sum F_{x2} = m_o\ddot{x}_2$$
$$k_o(x_1 - x_2) + c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = m_o\ddot{x}_2$$

Jika dijadikan *state variable* untuk sistem TST ($\ddot{x}_1$) sebagai berikut

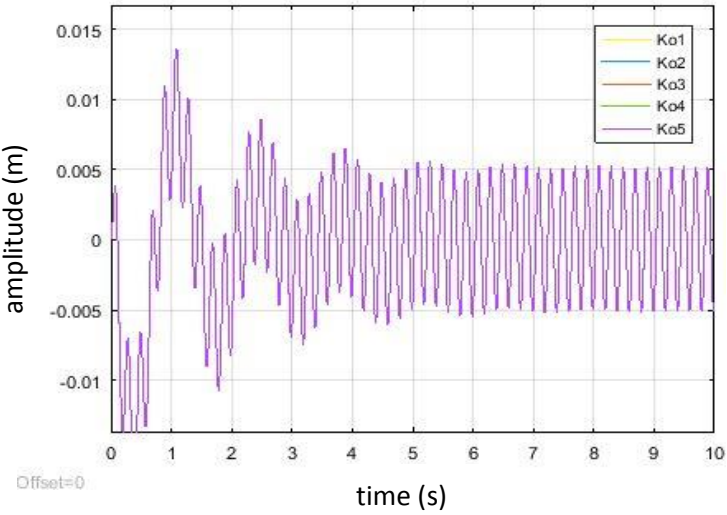
$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{M}[me\omega^2 \cos\omega t - c\dot{x}_1 - kx_1 - c_o(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_o(x_1 - x_2)] \quad \text{.....(4.7)}$$

state variable tersebut akan dikelolah menggunakan *Simulink* sehingga membentuk blok diagram seperti berikut ini

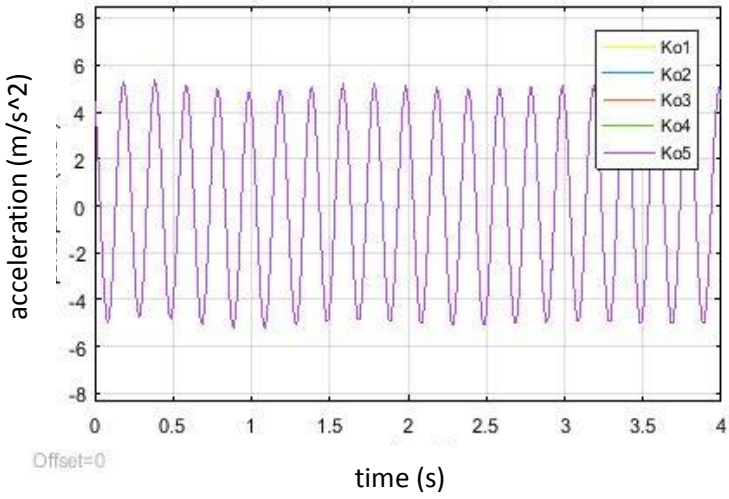


Gambar 4.5. Blok diagram sistem TST dengan dipasang benda uji (2-DOF).

Adapun hasil respon yang didapat yaitu respon percepatan serta respon perpindahan dilakukan dengan mensimulasikan 1 frekuensi saja, yaitu pada frekuensi 5 Hz dimana pada frekuensi tersebut merupakan salah satu frekuensi kerja TST yang memiliki nilai 5Hz-15Hz. Variasi yang dilakukan adalah nilai kekakuan batang benda uji dimana nilai variasi berturut turut sesuai dengan parameter yaitu ko1= 100.155 N/m, ko2=159.04 N/m, ko3=274.82 N/m, ko4=1272.34 N/m, ko5=4294.14 N/m. guna dari simulasi ini adalah untuk menentukan lama waktu *steady state* tercapai.



(a)



(b)

Gambar 4.6. Respon perpindahan (a) dan percepatan (b) sistem TST dengan dipasang benda uji (2-DOF)

Hasil respon dinamis dari sistem TST dipasang benda uji memiliki respon perpindahan seperti pada **gambar4.6.(**a) dan respon percepatan seperti **Gambar 4.6.**(b). dari data yang didapat, respon perpindahan sudah mencapai *steady state* pada waktu ke 6 detik dan pada respon percepatan, grafik respon mulai dari awal hingga akhir sudah relative dalam kondisi *steady*. Dari variasi nilai kekakuan benda uji (Ko) memiliki RMS percepatan berturut-turut sebesar $aRMS_{Ko1}$=3.508 m/s^2, $aRMS_{Ko2}$= 3.507 m/s^2, $aRMS_{Ko3}$=3.506 m/s^2, $aRMS_{Ko4}$=3.505 m/s^2, $aRMS_{Ko5}$=3.505 m/s^2. Dari 5 data percepatan RMS dengan variasi Ko, tidak ada perubahan yang sangat signifikan. Dari data tersebut masih belum sepenuhnya bisa menjelaskan pengaruh variasi kekakuan benda uji terhadap respon dinamis TST.

Untuk mendapatkan nilai frekuensi natural, maka perlu adanya perhitungan dimana jumlah frekuensi natural sama seperti banyaknya DOF, sehingga ketika sistem TST dengan dipasang benda uji akan memiliki 2 DOF. Dalam perhitungan nilai frekuensi natural digunakan asumsi nilai redaman dan gaya eksitasi diabaikan, sehingga persamaan 3.3 dapat ditulis dalam bentuk matrik sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & Mo \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K+Ko & -Ko \\ -Ko & Ko \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \{0\}$$

Dengan $\ddot{x} = -\omega^2 X$dan $x = X$ sehingga matrik dapat disederhanakan menjadi

$$\begin{bmatrix} -M\omega^2 + K + Ko & -Ko \\ -Ko & -Mo\,\omega^2 + Ko \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \{0\}$$

Agar didapatkan solusi mendapatkan nilai frekuensi natural $\omega_{1,2}$ matriks tersebut dilakukan proses determinasi sehingga didapatkan persamaan hasil determinasi

$$det\begin{bmatrix} -M\omega^2 + K + Ko & -Ko \\ -Ko & -Mo\,\omega^2 + Ko \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \{0\}$$

$$M\,Mo\,\omega^4 - (M\,Ko + K\,Mo + Ko\,Mo)\omega^2 + K\,Ko$$

Dengan mendapatkan akar-akar dari dari persamaan tersebut berupa

$${\omega_{1,2}}^2 = \frac{(M\,Ko+K\,Mo+Ko\,Mo) \pm \sqrt{(M\,Ko+K\,Mo+Ko\,Mo)^2 - 4M\,Mo\,K\,Ko}}{2\,M\,Mo}$$

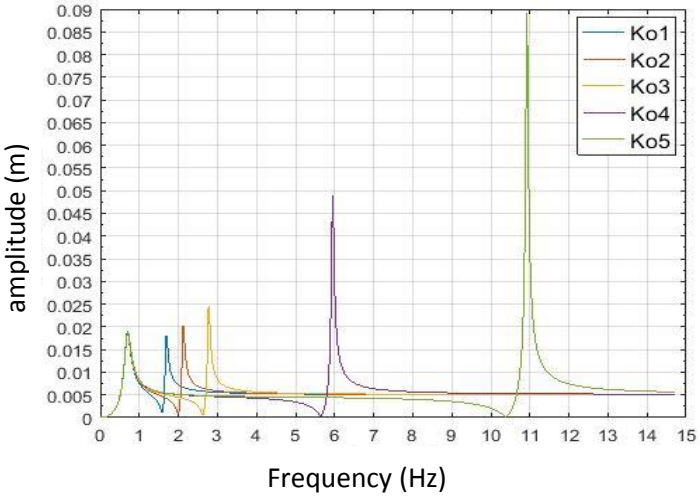
$$\omega_{1,2} = \begin{Bmatrix} \sqrt{\omega_1} \\ \sqrt{\omega_2} \end{Bmatrix} \quad \text{..... (4.8)}$$

dengan memasukkan parameter M, Mo, K, seperti pada subbab 4.1 maka didapatkan nilai frekuensi natural disetiap variasi nilai Ko seperti pada tabel berikut

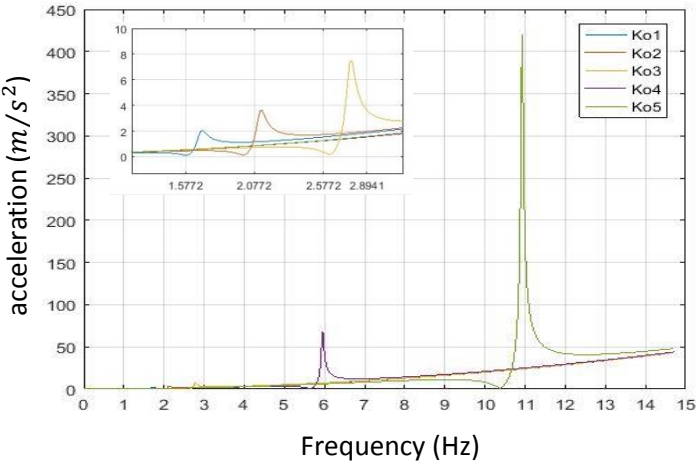
Tabel 4.5. nilai frekuensi natural TST setelah dipasang Benda uji.

Ko	Freq natural 1 (Hz)	Freq natural 2 (Hz)
100.155	0.686452	1.686031
159.042	0.689547	2.115102
274.825	0.691538	2.772372
1272.34	0.693495	5.948361
4294.14	0.693854	10.92217

Adapun untuk mendapatkan grafik amplitudo-frekuesi dan percepatan-frekuensi bisa didapat dengan menggunakan persamaan (3.5) dengan melakukan variasi nilai kekakuan benda uji (Ko) dan diplot grafik pada Matlab sehingga akan didapat grafik seperti berikut:



(a)



(b)

Gambar 4.7. grafik amplitude-frekuensi (a) dan grafik percepatan (b) terhadap frekuensi.

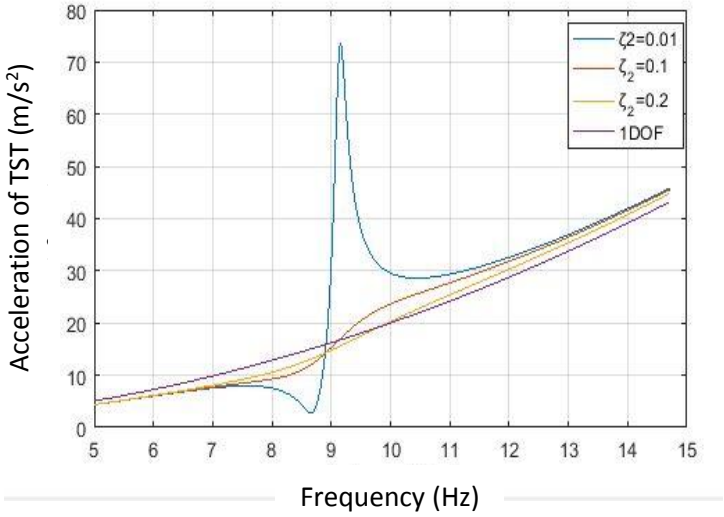
Dari grafik amplitudo-frekuensi **gambar4.7.**(a) menunjukkan bahwa setiap nilai variasi nilai kekakuan benda uji Ko terdapat dua DOF, dimana frekuensi natural pertama dari setiap variasi memiliki nilai yang saling mendekati sehingga grafik amplitude pada frekuensi pertama pada semua variasi memiliki grafik yang berhimpitan. Dengan semakin besar nilai Ko, titik frekuensi natural akan sedikit meningkat. Frekuensi natural pertama dari setiap variasi nilai konstanta kekakuan benda uji Ko memiliki amplitudo sekitar ±0.018m. untuk frekuensi ke dua dari setiap variasi nilai kekakuan benda uji memiliki frekuensi natural ke dua yang berbeda-beda, dengan meningkatnya nilai konstanta kekakuan benda uji (Ko), maka frekuensi natural ke dua akan berada pada nilai frekuensi yang semakin tinggi seperti pada **tabel 4.5**, dengan nilai amplitude juga semakin meningkat.

Ketika TST masih bergetar secara 1-DOF memiliki nilai frekuensi natural pada 0.748Hz. ketika TST bergetar secara 2-DOF

(dengan massa uji) maka frekuensi natural yang terbentuk menjadi dua. Dimana frekuensi natural pertama ω_{n1} memiliki peningkatan yang tidak signifikan berubah sehingga *trendline* yang trendline yang dihasilkan dianggap konstan pada frekuensi 0.69Hz. Adapun frekuensi natural pertama (ω_{n1}) selalu memiliki nilai lebih kecil dari pada frekuensi natural awal (1-DOF), sedangkan untuk frekuensi natural kedua (ω_{n2}) memiliki peningkatan yang signifikan berubah seiring dengan bertambahnya nilai kekakuan benda uji (Ko). Adapun frekuensi kedua (ω_{n2}) selalu memiliki nilai yang lebih besar dari pada frekuensi natural awal(1-DOF).

4.2.3. pengaruh *damping ratio* dari nilai redam benda uji.

Pada subbab ini akan dibahas pengaruh perbandingan nilai *damping ratio* benda uji (ζ_2) terhadap nilai amplitude yang terjadi pada titik frekuensi natural. Adapun simulasi dilakukan dengan memvariasikan nilai (ζ_2) berturut-turut bernilai 0.01, 0.1 dan 0.2. Dengan konstanta yang ditetap yaitu μ=0.1 dan nilai Ko senilai 3000 N/m seperti pada gambar berikut:



Gambar 4.8 grafik percepatan pada frekuensi natural ke dua (ω_{n2}) dengan variasi *damping ratio* benda uji (ζ_2).

Dari grafik percepatan pada frekuensi natural ke dua (ω_{n2}) dengan variasi damping ratio benda uji (ζ_2), pada saat ζ_2=0.01, kurva percepatan pada titik frekuensi natural ke dua memiliki nilai 73.57m/s^2. Pada saat ζ_2=0.1 percepatan pada frekuensi natural ke dua bernilai 18.43 m/s^2. Pada saat ζ_2=0.2 percepatan pada frekuensi natural ke dua bernilai 15.82 m/s^2, sedangkan ketika TST tanpa dipasang benda uji, pada frekuensi natural dengan mass ratio μ=0.1 memiliki nilai percepatan sebesar 17 m/s^2. Dalam hal ini, pengaruh *damping ratio* benda uji (ζ_2) pada TST sangat berpengaruh dalam penentuan besar kecilnya nilai percepatan pada frekuensi sekitar frekuensi natural. Semakin besar nilai *damping ratio* benda uji (ζ_2) maka percepatan pada frekuensi sekitar frekuensi natural akan teredam sehingga trendline grafik percepatan TST menjadi semakin stabil.

4.2.4. penentuan %simpangan respon percepatan TST setelah dipasang benda uji terhadap sebelum dipasang benda uji.

Penentuan damping ratio benda uji (ζ_2) sangatlkah penting dalam menentukan perbandingan nilai konstanta redam benda uji (Co) terhadap nilai massa (Mo) dan konstanta kekakuan benda uji (Ko). persentase dari simpangan nilai percepatan dari TST setelah dipasang benda uji terhadap nilai awal percepatan TST sebelum dipasang benda uji, sehingga persamaan %simpangan dapat dicari pada setiap kenaikan frekuensi sebagai berikut:

$$\%simpangan = \frac{|a_{2dof} - a_{1dof}|}{a_{1dof}} \; x \; 100\% \quad \text{.....(4.9)}$$

Berdasarkan **Gambar 4.9.** penyebab dari nilai $\%simpangan$ pada frekuensi sekitar frekuensi natural ke dua (ω_{n2}) bernilai sangat besar, dimana menyimpang sangat jauh dari respon percepatan TST sebelum dipasang benda uji. Pada kondisi ini $\%simpangan$ memiliki nilai yang besar, salah satu solusinya adalah memperbesar nilai redam benda uji (Co) dimana dengan meningkatkan nilai Co, nilai percepatan pada kisaran frekuensi natural akan tereduksi.

Berikut ini adalah beberapa nilai $\%simpangan$ dari beberapa variasi *damping ratio* benda uji dengan variabel tetap yaitu μ=0.1 di setiap nilai frekuensinya.

Tabel 4.6. %simpangan TST dipasang benda uji dengan variasi *damping ratio* benda uji (ζ_2).

(a) %Simpangan TST dengan $\zeta_2 = 0.01$

	Frekuensi										
K (N/m)	5Hz	6 Hz	7 Hz	8 Hz	9 Hz	10 Hz	11 Hz	12 Hz	13 Hz	14 Hz	15 Hz
100	-24.8	-10.7	3.6	17.9	32.3	46.7	61.2	75.7	90.2	105	119
500	-16.6	-6	6.9	20.6	34.5	48.6	62.8	77.1	91.5	106	120
1000	-86.9	17.6	16	26.1	38.5	51.8	65.5	79.4	93.4	108	122
3000	-36.1	-26.5	-21.2	-31.2	156	116	95	98.5	108	119	131
5000	-34.5	-23	-12.4	-3.6	1.3	-3.9	-54.4	445	173	152	153
7000	-34	-22	-10.4	0.5	10	17.3	19.8	10.5	-44.3	809	250
10000	-33.7	-21.3	-9.1	2.7	13.9	24.3	33.4	40.3	43.2	37.7	9.2

(b) %Simpangan TST dengan $\zeta_2 = 0.05$

	frekuensi										
K (N/m)	5 Hz	6 Hz	7 Hz	8 Hz	9 Hz	10 Hz	11 Hz	12 Hz	13 Hz	14 Hz	15 Hz
100	-24.8	-10.7	3.6	17.9	32.3	46.7	61.2	75.7	90.1	105	119
500	-17.2	-6.2	6.8	20.5	34.5	48.6	62.8	77.1	91.5	106	120
1000	-54.1	12.6	15.3	25.8	38.3	51.6	65.4	79.3	93.4	108	122
3000	-36	-26.5	-20.7	-25.5	38.9	98.2	91.7	97.2	107	118	131
5000	-34.5	-23	-12.4	-3.5	1.9	-0.3	-6.9	151	154	147	151
7000	-34	-22	-10.3	0.5	10.1	17.6	21	16.2	9.8	169	207
10000	-33.7	-21.3	-9.1	2.7	13.9	24.3	33.5	40.7	44.4	41.9	30.5

(c) %Simpangan TST dengan ζ_2=0.1

	frekuensi										
K (N/m)	5 Hz	6 Hz	7 Hz	8 Hz	9 Hz	10 Hz	11 Hz	12 Hz	13 Hz	14 Hz	15 Hz
100	-24.8	-10.7	3.6	17.9	32.3	46.7	61.2	75.6	90.1	105	119
500	-18.6	-6.7	6.6	20.3	34.3	48.5	62.7	77	91.4	106	120
1000	-41.8	3.3	13.3	24.9	37.8	51.3	65.1	79.1	93.2	107	122
3000	-36	-26.3	-19.4	-15.5	23.8	72.4	83.9	93.7	105	117	130
5000	-34.5	-23	-12.3	-3.1	3.6	7.3	22.5	87.6	124	135	145
7000	-34	-21.9	-10.3	0.6	10.5	18.5	24.1	27.6	44.5	109	157
10000	-33.7	-21.3	-9.1	2.7	14	24.5	34	41.9	47.6	51.1	58.6

(d) %Simpangan TST dengan ζ_2=0.5

	frekuensi										
K (N/m)	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
100	-26	-11.6	2.8	17.3	31.8	46.3	60.8	75.3	89.8	104.3	118.8
500	-29.7	-13.9	1.4	16.3	31.1	45.7	60.3	74.9	89.5	104.1	118.6
1000	-34.6	-18.5	-2.1	13.8	29.3	44.4	59.4	74.2	88.9	103.6	118.2
3000	-35.3	-23.2	-10.5	3.3	18.5	34.6	51	67.3	83.3	99	114.5
5000	-34.5	-22.3	-10.2	2.1	14.9	28.7	43.4	59.1	75.3	91.7	108
7000	-34	-21.7	-9.5	2.6	14.9	27.5	40.7	54.7	69.5	85.1	101.2
10000	-33.7	-21.2	-8.9	3.4	15.7	27.9	40.3	53	66.1	80	94.5

(e) %Simpangan TST dengan ζ_2=1

	Frekuensi										
K (N/m)	5 Hz	6 Hz	7 Hz	8 Hz	9 Hz	10 Hz	11 Hz	12 Hz	13 Hz	14 Hz	15 Hz
100	-28.3	-13.6	1.1	15.8	30.4	45	59.6	74.2	88.8	103	118
500	-32.7	-18.2	-3.5	11.4	26.2	41	55.8	70.7	85.4	100	115
1000	-34.2	-20.3	-6.1	8.4	23	37.8	52.6	67.4	82.2	97.1	112
3000	-34.7	-21.8	-8.7	4.8	18.4	32.3	46.5	60.7	75.1	89.7	104
5000	-34.3	-21.7	-8.8	4.2	17.4	30.8	44.4	58.2	72.1	86.2	101
7000	-34.1	-21.4	-8.7	4.2	17.1	30.3	43.6	57	70.6	84.4	98.3
10000	-33.8	-21.2	-8.5	4.3	17.2	30.1	43.2	56.3	69.6	83.1	96.6

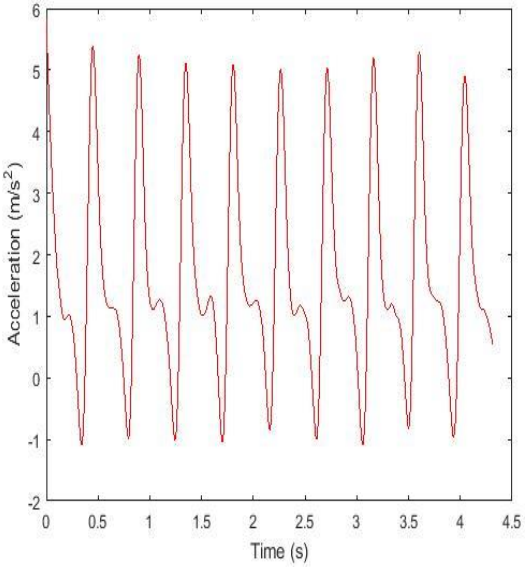
4.3. Analisa Hasil Pengambilan Data Eksperimen

Validasi data hasil simulasi perlu dilakukan untuk membuktukan bahwa hasil simulasi daoat mewakilkan kondisi fisik dari sistem. Validasi data dilakukan dengan pengambilan data pada frekuensi kerja TST yaitu 5Hz-15Hz. Dalam kondisi sistem TST sebelum dan sesudah dipasang benda Uji. Eksperimen respon dinamis dilakukan dengan melakukan pengukuran respon percepatan. Respon kecepatan dan respon perpindahan tidak bisa di lakukan pengambilan data eksperimen karena adanya keterbatasan alat ukur pengujian. Pengambilan data respon TST dengan benda uji dilakukan pada frekuensi kerja TST yaitu pada 5Hz-15Hz. Adapun konstanta kekakuan batang untuk benda uji (Ko) berturut-turut memiliki nilai seperti pada **Tabel 4.7** berikut

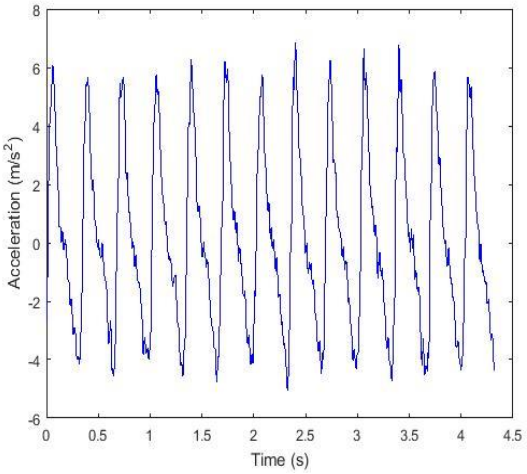
Tabel 4.7. variasi nilai kekakuan benda uji untuk eksperimen

Ko1	100.155 N/m
Ko2	159.042 N/m
Ko3	274.825 N/m
Ko4	1272.34 N/m
Ko5	4294.14 N/m

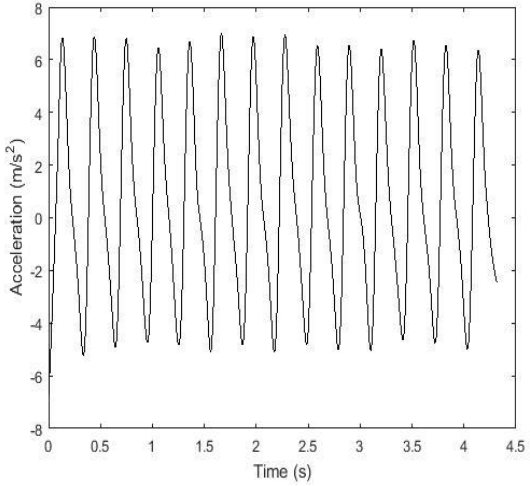
Adapun hasil respon percepatan didapatkan dengan *oscilloscope.* Dari *oscilloscope* data yang didapatkan berupa data respon tegangan yang dihasilkan, untuk mendapatkan nilai dari respon percepatan, dapat dilakukan konversi dari tegangan menjadi percepatan sesuai dengan **persamaan 3.7.** sehingga didapatkan respon seperti berikut :



(a)



(b)



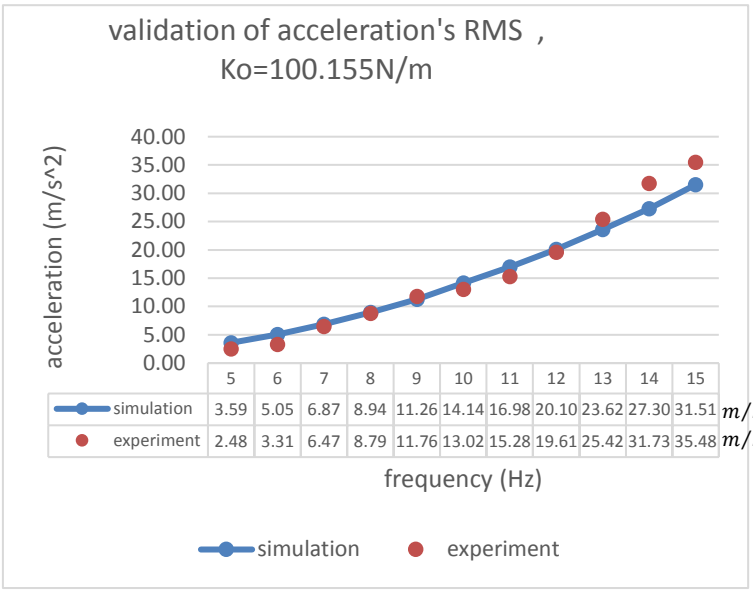
(c)

Gambar 4.9. Respon dinamis (a)5Hz, (b) 6Hz, (c) 7Hz percepatan dengan nilai Ko=100.155N/m

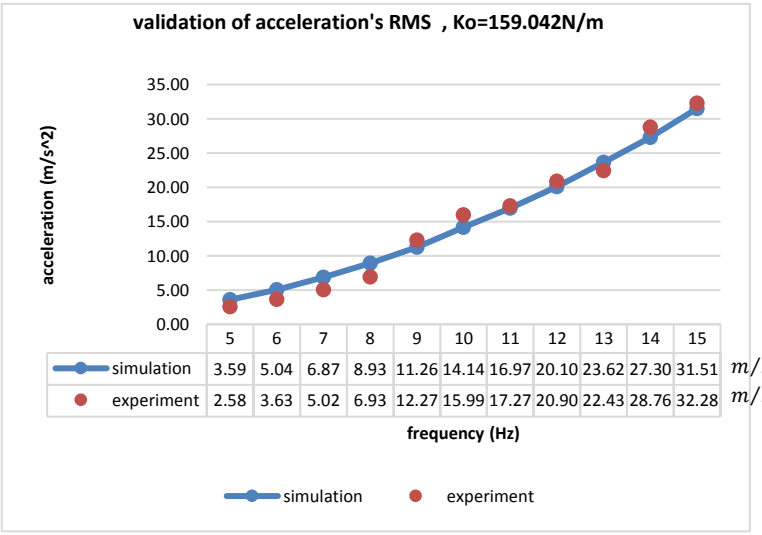
Pada **Gambar 4.9.** bentuk grafik dari hasil pengujian berbeda dengan gelombang sinusoidal seperti pada simulasi. Pada gelombang yang dihasilkan menunjukkan dalam satu Panjang gelombang terdapat fase dimana kecepatan putaran semakin cepat dari atas menuju bawah dan terdapat fase dimana kecepatan putaran semakin melambat dari bawah ke atas. hal tersebut terjadi akibat motor tidak terlalu kuat untuk memutar massa eksentris dari posisi bawah menuju atas akibat berlawanan dengan gaya gravitasi sehingga mengalami perlambatan, dan sebaliknya, ketika massa eksentris berada pada posisi atas, akan terbantu dengan gaya gravitasi sehingga putaran akan semakin membesar. Bentuk gelombang yang dihasilkan pada eksperimen sepenuhnya diakibatkan oleh pengaruh gaya gravitasi.

Pada pengambilan data eksperimen dimulai pada frekuensi 5 Hz karena pada frekuensi tersebut merupakan putaran yang bisa dihasilkan oleh motor listrik ketika harus memutar massa eksetris 0.8kg dengan radius eksitasi 6cm, sehingga ketika putaran diatur dibawah 5Hz, motor tidak kuat memutar beban seberat massa eksentris tersebut. Data eksperimen dilakukan sampai pada frekuensi 15Hz karena pada Tugas Akhir Ini, alat TST pada saat ini dirancang untuk pengujian TLD dan TLCD dimana frekuensi maksimal yang dibutuhkan TLCD berada pada frekuensi ±12Hz.

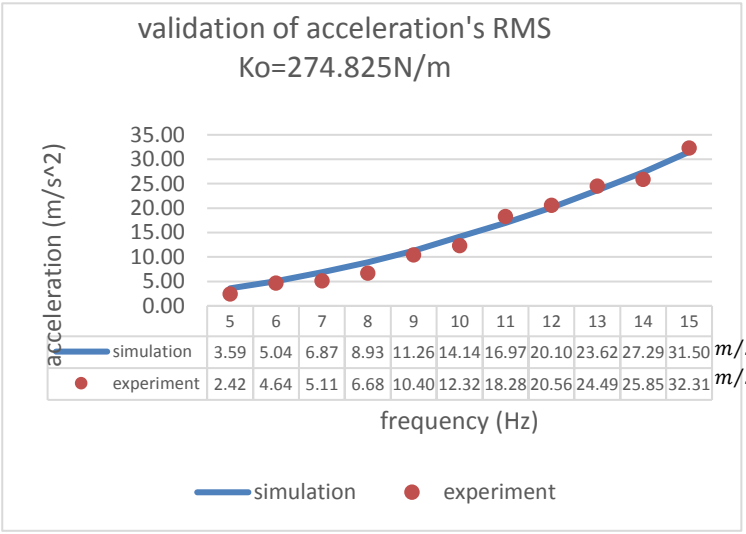
Adapun data nilai perbandingan antara nilai dari data eksperimen terhadap simulasi ditampilkan pada tabel berikut ini’


validation of acceleration's RMS ,
Ko=100.155N/m
acceleration (m/s^2)
40.00
35.00
30.00
25.00
20.00
15.00
10.00
5.00
0.00
5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15
simulation 3.59 5.05 6.87 8.94 11.26 14.14 16.98 20.10 23.62 27.30 31.51 m/s^2
experiment 2.48 3.31 6.47 8.79 11.76 13.02 15.28 19.61 25.42 31.73 35.48 m/s^2
frequency (Hz)
simulation
experiment

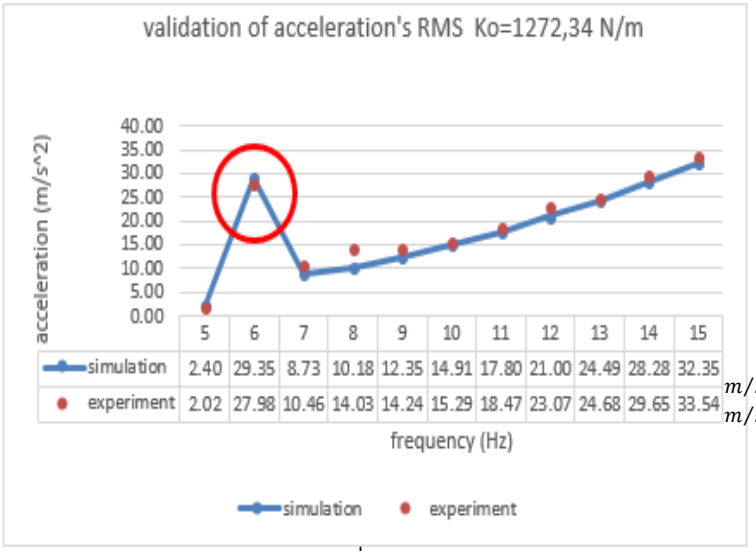
(a)


validation of acceleration's RMS , Ko=159.042N/m
acceleration (m/s^2)
35.00
30.00
25.00
20.00
15.00
10.00
5.00
0.00
5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15
simulation 3.59 5.04 6.87 8.93 11.26 14.14 16.97 20.10 23.62 27.30 31.51 m/s^2
experiment 2.58 3.63 5.02 6.93 12.27 15.99 17.27 20.90 22.43 28.76 32.28 m/s^2
frequency (Hz)
simulation
experiment

(b)

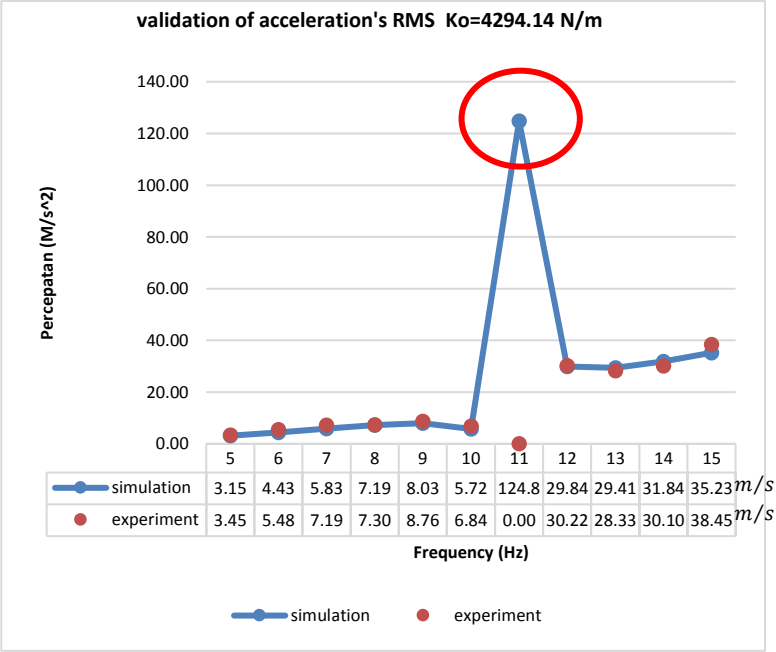


(c)



(d)

NB: Terjadi frekuensi natural pada frekuensi 6Hz



(e)

NB: titik yang dilingkari berwarna merah merupakan titik frekuensi natural ke 2 dari sistem TST

Gambar 4.10. grafik percepatan RMS validasi simulasi dengan eksperimen dengan variasi nilai kekakuan benda uji Ko.

Pengukuran data eksperimen yang menggunakan nilai Ko=1272.34N/m, pada frekuensi 6 Hz, grafik menjadi tidak stabil dengan memiliki nilai RMS percepatan yang lebih besar dari frekuensi di sekitarnya. Hal itu terjadi karena pada frekuensi tersebut sistem TST mengalami resonansi dengan nilai frekuensi natural ke dua pada frekuensi 5.94Hz sehingga percepatan yang dihasilkan pada frekuensi 6Hz meningkat secara drastis dengan hasil simulasi a_{RMS} =29,35m/s^2 dan dari data eksperimen a_{RMS} =27,98 m/s^2. Pada pengukuran data eksperimen yang menggunakan nilai Ko5=4294.14 N/m, data tidak dapat dicari nilai

dari percepatan secara eksperimen, sebab pada frekuensi tersebut respon TST mengalami getaran yang sangat besar dimana diindikasikan pada frekuensi sekitar 11 Hz dengan menggunakan Ko5, pada titik tersebut mengalami titik frekuensi natural. Hal ini sesuai dengan hasil simulasi frekuensi natural pada **tabel 4.5.** yaitu berada pada titik 10.9Hz.

Dalam melakukan validasi hasil eksperimen, maka perlu adanya membandingkan dengan data eksperimen yang didapat dari sistem TST secara langsung. Adapun dalam memvalidasi maka perlu dihitung nilai prosentase error (%err) antara data eksperimen terhadap simulasi. Berikut merupakan rumus error yang dapat digunakan

$$\%error = \frac{|\alpha\, RMS_{eksperimen} - aRMS_{simulasi}|}{a_{Simulasi}}\ x\ 100\% \quad \text{.....(4.10).}$$

Adapun hasil error yang didapat ditunjukkan pada tabel berikut:

Tabel 4.8. nilai error nilai RMS percepatan eksperimen terhadap RMS percepatan simulasi

Frekuensi	k1	k2	k3	k4	k5
5	30.94	28.16	32.46	15.63	9.56
6	34.45	27.99	7.99	4.67	23.61
7	5.92	26.92	25.60	19.83	23.37
8	1.67	22.43	25.17	37.89	1.50
9	4.44	8.94	7.63	15.37	9.04
10	7.92	13.06	12.89	2.51	19.54
11	10.03	1.74	7.72	3.74	---
12	2.44	4.00	2.31	9.85	1.29
14	7.62	5.04	3.69	0.75	3.67
14	16.24	5.34	5.27	4.85	5.45
15	12.59	2.44	2.56	3.69	9.15
rata-rata	12.21	13.28	12.12	10.80	10.62

Informasi yang didapat dari **Table 4.8.** yaitu nilai error dari nilai Ko1=100.155N/m memiliki nilai error terbesar pada frekuensi 6Hz yaitu sebesar 34.45% dengan rata-rata error sebesar 12.21%. Dari nilai Ko2=159.042 N/m memiliki nilai error terbesar pada frekuensi 5Hz sebesar 28.16%, dengan rata-rata error 13.28%. begitu seterusnya dengan Ko yang lain. Nilai error terbesar dari setiap variasi nilai Ko banyak terdapat pada frekuensi rendah, yaitu sekitar 5Hz dan 6Hz. Hal ini terjadi akibat ketika pada frekuensi rendah, putaran dari massa eksentris yang diputar oleh motor listrik mengalami ketidak stabilan akibat putaran massa eksentris mengalami hambatan gravitasi pada setengah putaran menuju keatas dan mengalami dorongan oleh gaya gravitasi pada setengah putaran selanjutnya menuju kebawah sehingga terdapat batas kecepatan sudut motor listrik tidak mampu memberikan gaya torsi yang sesuai dengan kebutuhan beban massa eksentris. Dengan ketidak stabilan saat putaran bawah, maka frekuensi TST yang terekam oleh oscilloscope bisa tidak sesuai dengan frekuensi yang penulis harapkan.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka kesimpulan yang dapat diambil adalah sebagai berikut:

1. TST dirancang memiliki frekuensi natural awal yaitu pada frekuensi 0.748Hz, dengan terpasangnya benda uji, perubahan yang terjadi pada respon dinamis TST setelah dipasang benda uji dengan nilai kekakuan yang ditentukan terhadap respon dinamis TST pada kondisi awal yaitu bertambahnya derajat kebebasan (*Degree of Freedom*) dari 1 derajat kebebasan ketika tanpa dipasang benda uji, menjadi 2 derajad kebebasan. Dengan bertambahnya derajad kebebasan, maka frekuensi natural yang dimiliki sistem TST ketika dibebani dengan benda uji bertambah menjadi dua frekuensi natural.

2. Pengaruh variasi nilai konstanta kekakuan benda uji (Ko) dapat merubah letak dari frekuensi natural pertama (ω_{n1}) maupun frekuensi natural ke dua (ω_{n2}) yang dimiliki sistem TST. Frekuensi natural pertama berada pada frekuensi lebih rendah dari frekuensi natural awal, dan frekuensi natural kedua berada pada frekuensi yang lebih tinggi dari frekuensi natural awal. Dengan meningkatnya nilai konstanta kekakuan benda uji (Ko), frekuensi natural pertama(ω_{n1}) akan semakin meningkat mendekati nilai frekuensi natural dari TST sebelum dipasang benda uji(ω_n) , dan untuk frekuensi natural kedua(ω_{n2}) akan semakin bergeser menuju frekuensi yang lebih tinggi dengan nilai amplitude dan percepatan yang semakin meningkat.

5.2. Saran

Saran-saran yang diberikan untuk pengembangan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Dalam perancangan TST, massa eksentris dirancang berputar terhadap sumbu y yang mana untuk meminimalisir pengaruh dari gravitasi, sehingga frekuensi kerja TST dapan menurun dan stabil.
2. Untuk mendapatkan data yang lebih akurat, maka perlu adanya penambahan sensor pendeteksi posisi perpindahan, sehingga data untuk dilakukan validasi semakin mendukung.
3. Untuk kebermanfaatan lebih lanjut dari penelitian ini, penelitian selanjutnya dapat dilakukan Analisa respon dinamis TST dengan benda uji sebagai self excitation exciter dengan pembanding dari jenis simulator getaran force excitation mechanical exciter seperti slider crank system.

DAFTAR PUSTAKA

[1] *Badan Meteorologi, klimatologi, dan Geofisika*. 2018. Dipetik 04,20,2018, dari https://www.bmkg.go.id/gempabumi/gempabumi-terkini.bmkg

[2] Anekar, N., Ruiwale, V., Nimbalkar, S., & Rao, P. 2014. DESIGN AND TESTING OF UNBALANCED MASS MECHANICAL VIBRATION EXCITER. *International Journal of Research in Engineering and Technology, 03*(08), 107.

[3] Harris, C. 2002. *Harris" Shock and Vibration Handbook.* California: McGraw-Hill.

[4] Singerisu, R. 2004. *Mechanical Vibration*. Upper Saddle River: Prentice Hall.

[5] Shokhin, A. E., Nikiforov, A. 2017. On the Rational Dynamic Modes of Vibrating Machines with an Unbalanced Vibration Exciter of Limited Power. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 46*(5), 426-433.

[6] Shui, X., Wang, S. 2018. Investigation on a mechanical vibration absorber with tunable piecewise-linear stiffness. *mechanical System and Signal Processing* , 330-343.

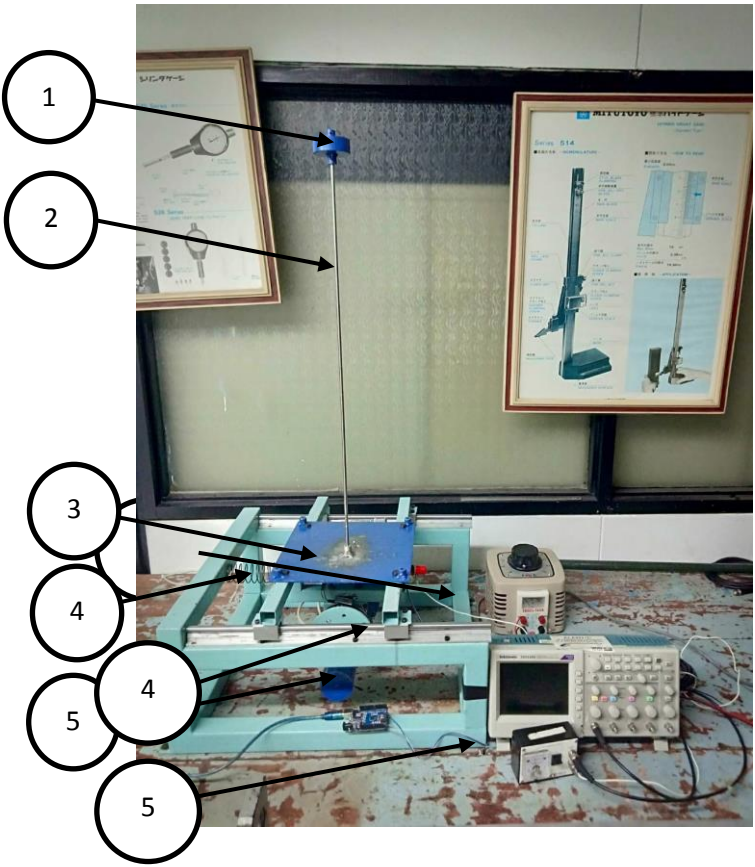
[7] Susatio, Y., & Fitri, Y. 2013. Simulasi Peredam Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA). *jurnal teknik POMITS, 2*(2), ITS

[8] Toshiko, A., Nishihara, O. 2002. Analitical Solution to H_~ and H_2 Optimization of Dynamic Vibration Absorber Attached to Damped Linear System. *124*, 284.

[9]Yoshida, K. 1995. Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation.

LAMPIRAN

Lampiran 1: skema alat TST



Keterangan :
1. massa benda uji (Mo);
2. Batang benda uji (Ko,Co);
3. Massa TST (M);
4. pegas TST (K);
5. massa eksentris (m) .

Lampiran 2 : dokumentasi pengukuran parameter-parameter yang digunakan

1. gambar pengukuran massa eksentris menggunakan neraca gram

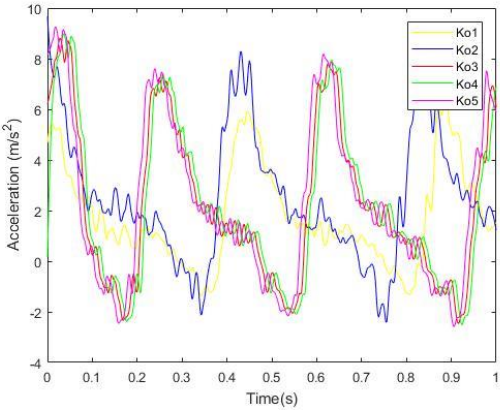
2. gambar pengukuran massa benda uji menggunakan neraca gram

3. Gambar pengukuran batang benda uji

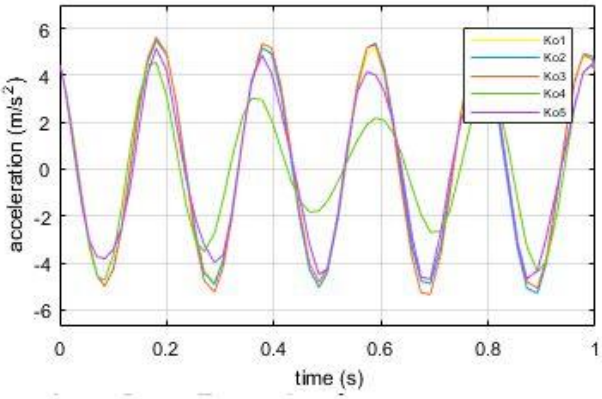
4. Gambar pengukuran pegas TST

Lampiran 3: hasil pengukuran eksperimen dan simulasi

1. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 5Hz

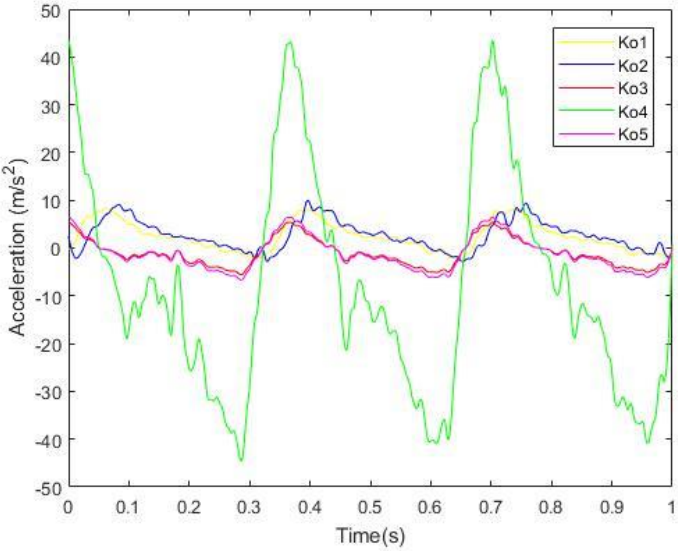


(a) eksperimen

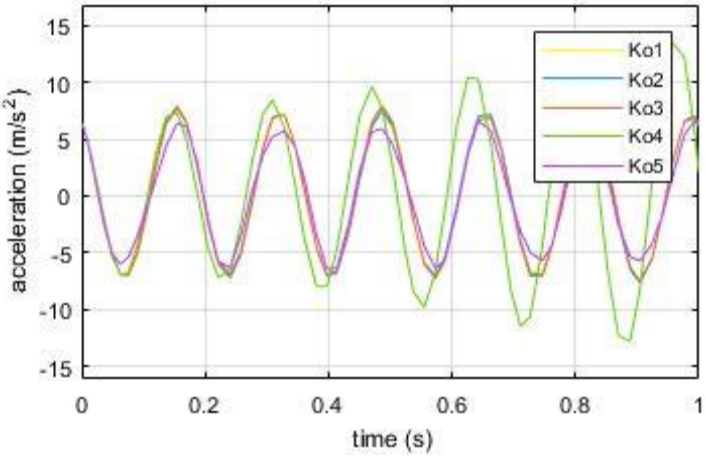


(b) Simulasi

2. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 6Hz

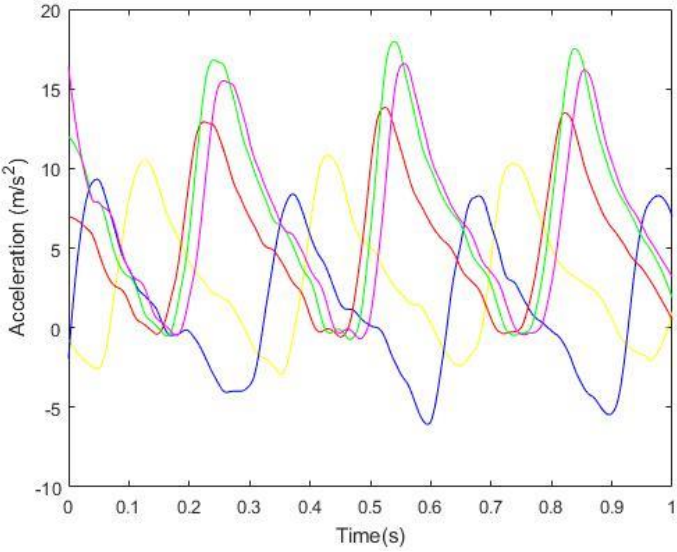


(a) eksperimen

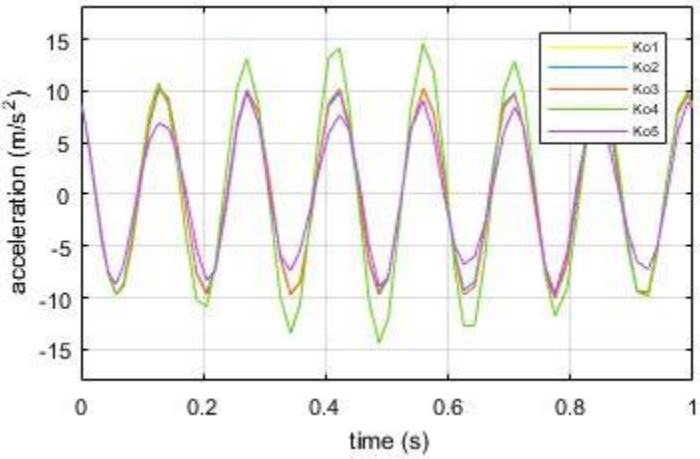


(b) Simulasi

3. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 7Hz

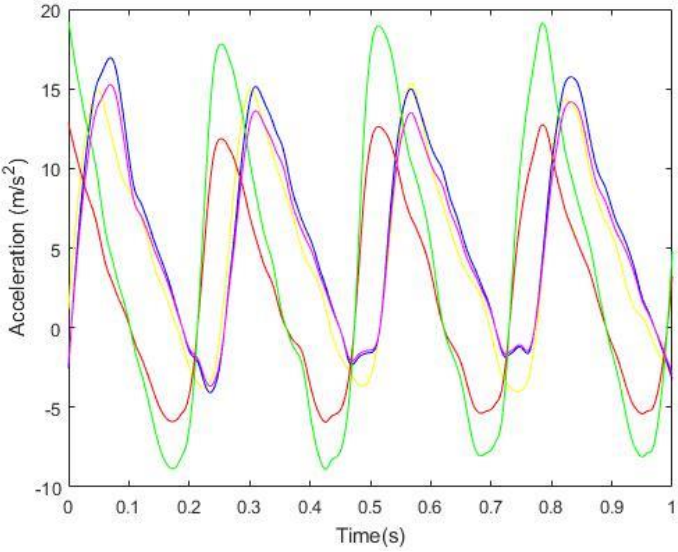


(a) Eksperimen

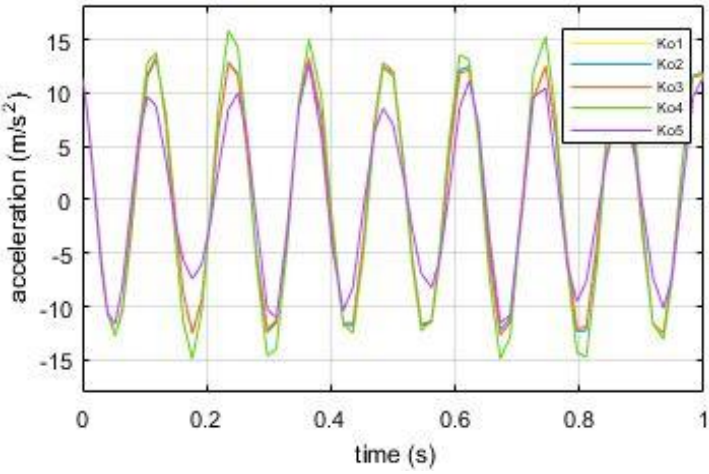


(b) Simulasi

4. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 8Hz

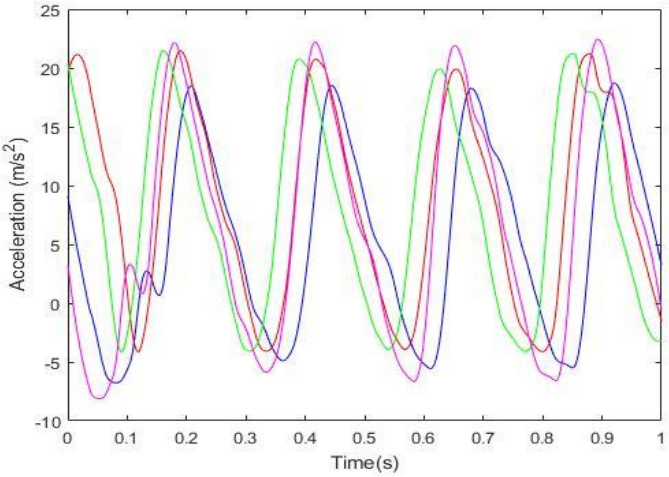


(a) Eksperimen

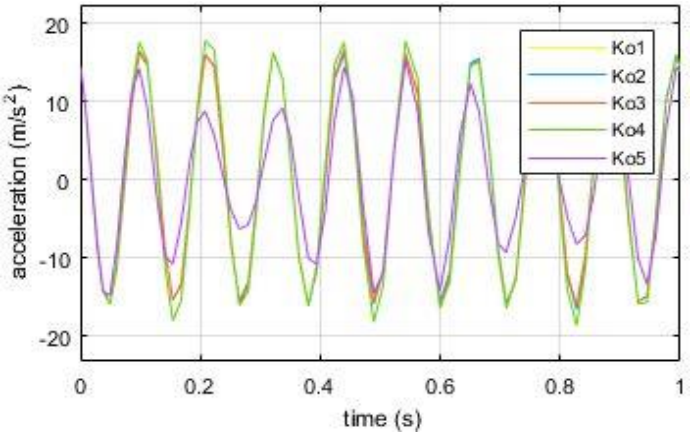


(b) Simulasi

5. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 9Hz

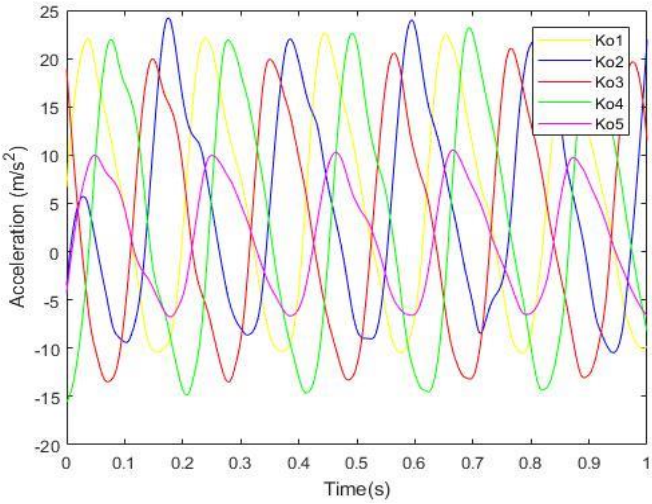


(a) Eksperimen

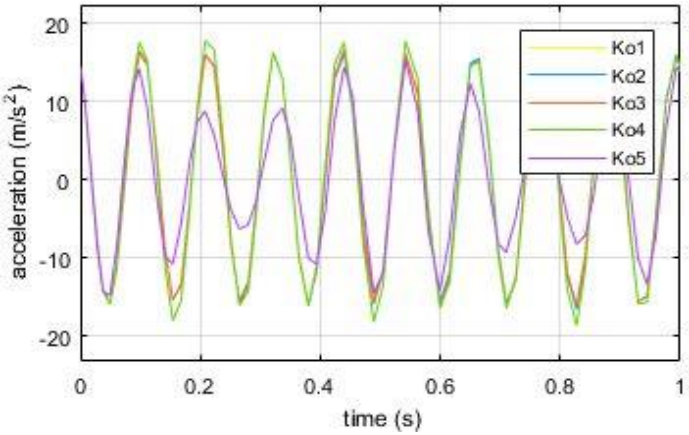


(b) Simulasi

6. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 10Hz

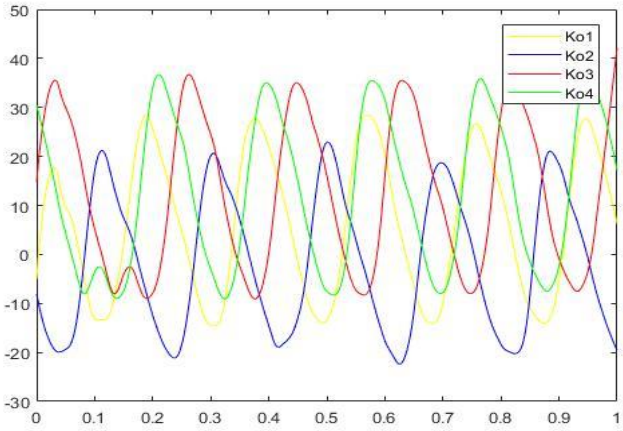


(a) Eksperimen

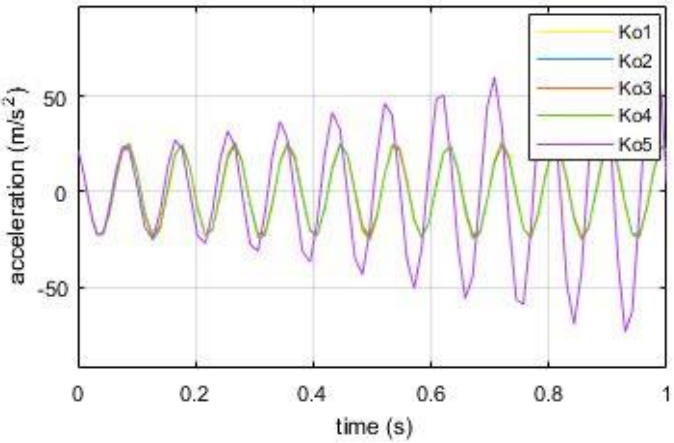


(b) Simulasi

7. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 11Hz

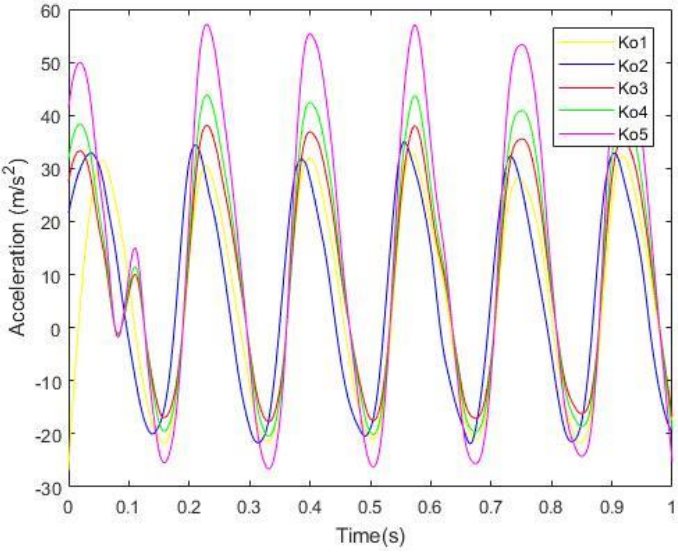


(a) Eksperimen

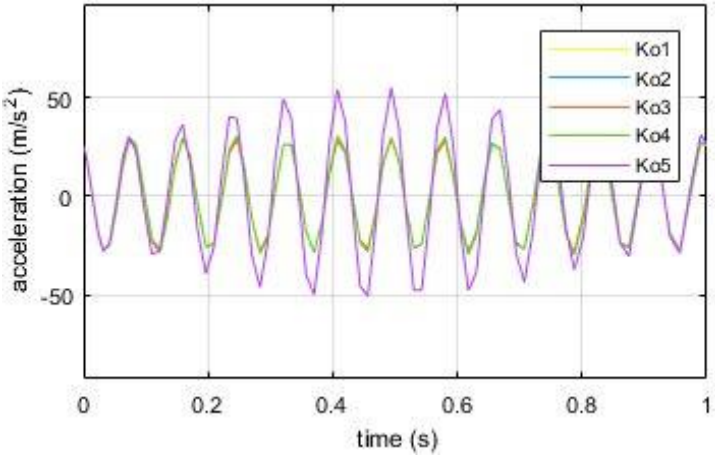


(b) Simulasi

7. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 12Hz

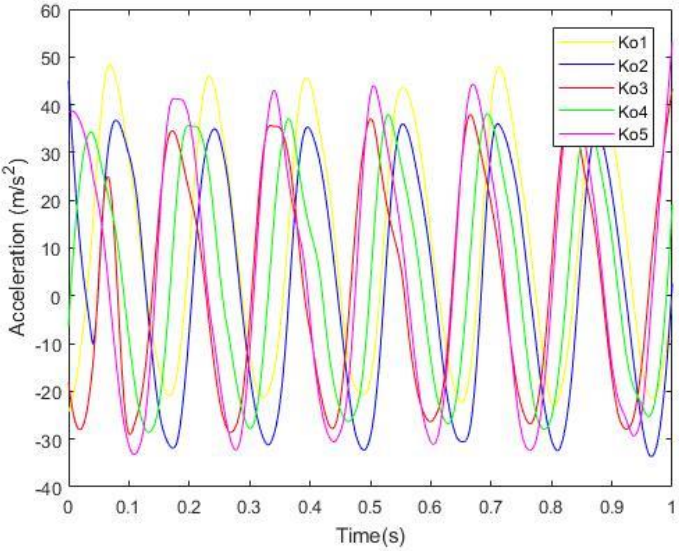


(a) Eksperimen

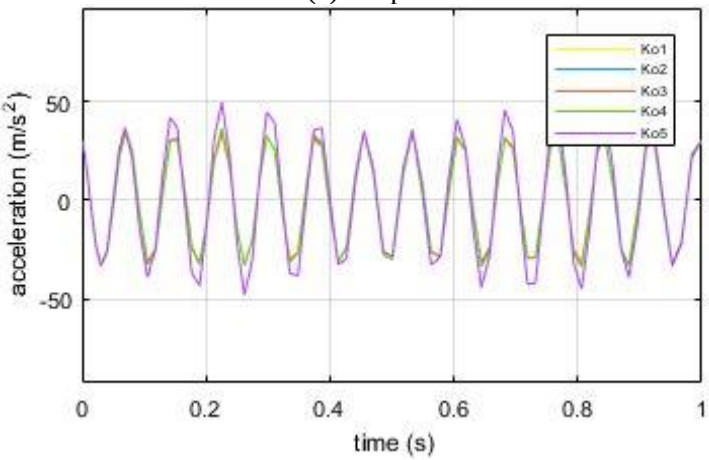


(b) Simulasi

9. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 13Hz

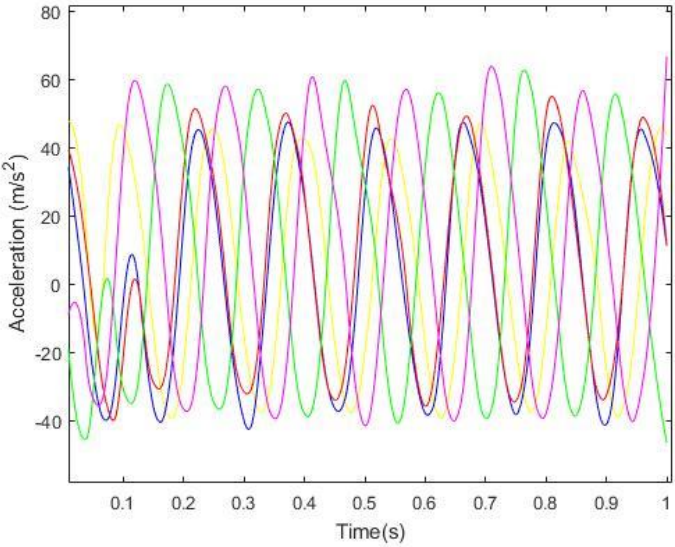


(a) Eksperimen

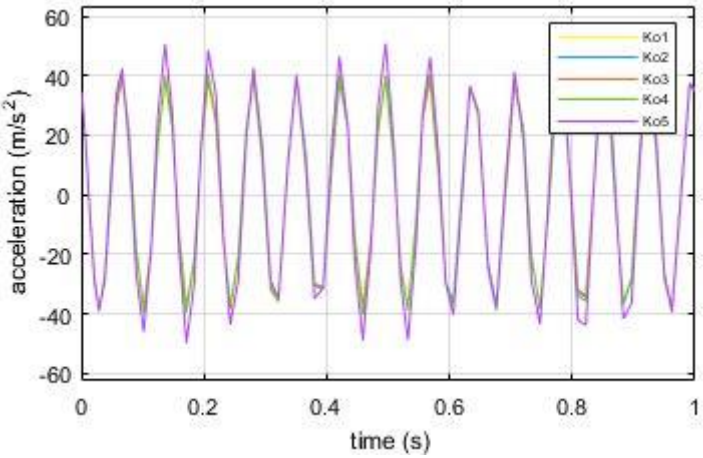


(b) Simulasi

10. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 14Hz

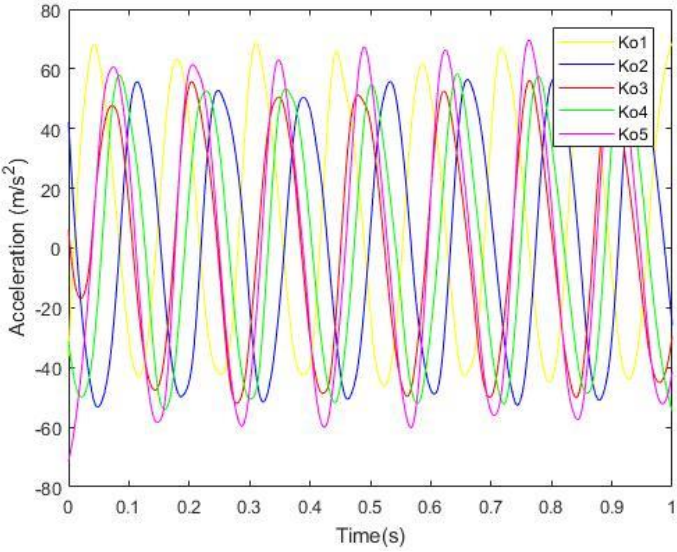


(a) Eksperimen

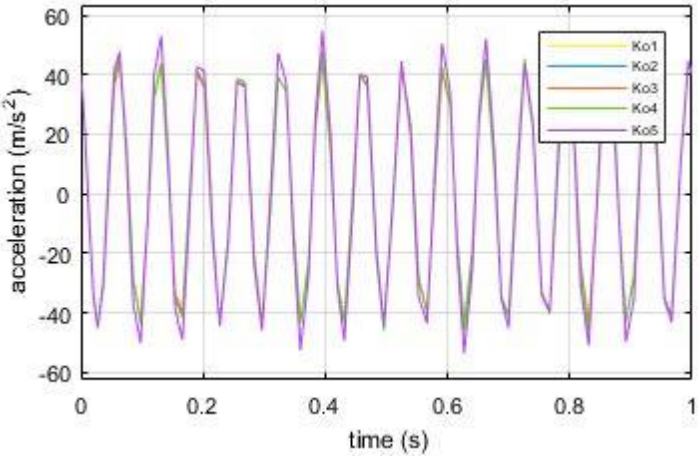


(b) Simulasi

11. Grafik respon dinamis hasil eksperimen dan simulasi pada frekuensi 15Hz



(a) Eksperimen



(b) Simulasi

Halaman ini sengaja dikosongka

BIODATA PENULIS

Penulis bernama lengkap Yoga Fajar Firmansyah yang akrab disapa Yoga alias Plai. Penulis merupakan anak kedua dari lima bersaudara, terlahir di kota Probolinggo pada tanggal 4 November 1995. Penulis menempuh pendidikan di SDN Tisnonegaran III lulus tahun 2008, SMPN 5 Probolinggo lulus tahun 2011, dan SMAN 1 Probolinggo, lulus tahun 2014. Pendidikan sarjana ditempuh di Jurusan Teknik Mesin ITS.Selama aktif menjadi mahasiswa, penulis bergabung dalam organisasi kemahasiswaan Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin selama periode 2015-2016 sebagai Staff & 2016-2017 sebagai Kepala Biro Otomotif. Pada periode 2017-2018 menjadi anggota Tim ITS Sapuangin dimana merupakan tim berprestasi yang memenangi berbagai lomba internasional. Selain aktif dalam berorganisasi, penulis juga aktif dalam kegiatan akademik sebagai asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis selama periode 2017-2018. Bidang minat penulis dalam mengerjakan tugas akhir adalah Desain. Penulis dapat dihubungi di email *yoga.fajar.firmansyah14@gmail.com.*