



TUGAS AKHIR - TM184835

**PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER TUNGGAL PADA
AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

Tamara Indah Perwitasari
NRP. 0211154000065

Dosen Pembimbing
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.
NIP. 197505111999031001

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2020**



TUGAS AKHIR - TM184835

**PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* TUNGGAL PADA
*AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)***

Tamara Indah Perwitasari
NRP. 0211154000065

Dosen Pembimbing
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.
NIP. 197505111999031001

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



FINAL PROJECT - TM184835

**SINGLE SHOCK ABSORBER DESIGN ON AUTOMATIC
COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)**

Tamara Indah Perwitasari
NRP. 0211154000065

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.
NIP. 197505111999031001

**BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND
SYSTEM ENGINEERING
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA – 2020**

**PERANCANGAN SHOCK ABSORBER TUNGGAL PADA
AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

Tamara Indah Perwitasari
NRP. 0211154000065

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.Pi, M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D. (Penguji I)
NIP. 197909262005011001
3. Ir. Julendra Bambang Anatedja, M.S. (Penguji II)
NIP. 196807061999031004
4. Aida Annisa Amin Daman, S.T. (Penguji III)
NIP. 198907052015042005

**SURABAYA
JANUARI, 2020**

PERANCANGAN *SHOCK ABSORBER* TUNGGAL PADA *AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)*

Nama : Tamara Indah Perwitasari
NRP : 0211154000065
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing: Dr. Harus Laksana GunturS.T., M.Eng.

ABSTRAK

Coupler digunakan untuk menyambungkan dua gerbong kereta dimana bagian *mechanical head coupler* harus kuat menahan gaya tarik dan tekan yang dapat menimbulkan getaran yang menjadi faktor ketidaknyamanan terhadap penumpang. Oleh karena itu, perlu adanya pengembangan *coupler* LRT dengan sistem redaman yang optimal agar dapat meningkatkan kenyamanan penumpang.

Pada tugas akhir ini, dilakukan analisa redaman dengan menambahkan *shock absorber* pada *coupler* LRT. Analisa ini dilakukan dengan menggunakan *software MATLAB Simulink*. *Shock absorber* yang digunakan terdiri dari satu pegas (k) dan satu peredam (c) yang diletakkan pada satu sisi *coupler*. Simulasi dilakukan dengan dua *input* yaitu *step* dan *sinusoidal* dimana dari hasil *input step* dipilih nilai kekakuan (k) dan konstanta redam (c). Selanjutnya, nilai k dan c disimulasikan dengan *input sinusoidal* untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan variasi kecepatan sebesar 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam dan 100 km/jam. Hasil simulasi dengan *input sinusoidal* berupa nilai RMS percepatan yang nantinya *plot* pada grafik standar kenyamanan berkendara ISO 2631. Setelah mengetahui respon dinamis dari kereta, dilakukan simulasi sistem suspensi hidrolik dengan variasi diameter *orifice*. Nilai kekakuan yang dipilih juga menjadi acuan untuk merancang dimensi pegas pada *shock absorber*.

Dari serangkaian metodologi yang telah dilakukan, didapatkan nilai kekakuan pegas sebesar 1626,8 N/m dan konstanta redaman sebesar 15000 Ns/m. Nilai tersebut dipilih karena memiliki *damping ratio* yang paling kecil sehingga respon kereta LRT lebih cepat mengalami *steady state*. Respon kereta LRT dengan penambahan *shock absorber* menghasilkan nilai ketahanan yang baik pada saat kecepatan rendah dan nilai ketahanan semakin menurun dengan meningkatnya kecepatan dari kereta LRT. Pada simulasi sistem suspensi hidrolik, variasi diameter 1,58 mm paling cocok untuk dipasangkan pada kereta LRT. Pegas pada suspensi hidrolik yang dipasangkan memiliki jari-jari luar sebesar 62,09 mm, diameter kawat sebesar 4,09 mm, panjang pegas sebesar 0,5 m dengan lilitan total sebanyak 2,5 lilitan.

Kata kunci : *Shock absorber, Konstanta pegas-peredam, Respon dinamis, Automatic coupler, Light Rail Transit (LRT)*

SINGLE SHOCK ABSORBER DESIGN ON AUTOMATIC COUPLER LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)

Name : Tamara Indah Perwitasari
NRP : 0211154000065
Major : Mechanical Engineering FTIRS- ITS
Supervisor : Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.

ABSTRACT

Couplers are used to connect two train cars where the mechanical head coupler must be strong withstand tensile and compressive forces which can cause vibrations which are a factor of discomfort to passengers. Therefore, it is necessary to develop an LRT coupler with an optimal damping system to improve passenger's convenience.

In this final project, an attenuation analysis is done by adding a shock absorber to the LRT coupler. This analysis is using MATLAB Simulink software. The shock absorber that used consists of one spring (k) and one damper (c) placed on one side of the coupler. The simulation is done with two inputs, step and sinusoidal wherefrom the results of the input step the stiffness value (k) and the damping constant (c) is chosen. Furthermore, the values of k and c are simulated with sinusoidal input to know dynamic responses such as displacement, speed and acceleration with variations of speed (40 km/h, 60 km/h, 80 km/h and 100 km/h). Simulation result with sinusoidal is acceleration RMS values which will be plotted on the standard graph of driving convenience ISO 2631. After knowing the dynamic response of the train, a hydraulic suspension system simulation is performed with variations in the diameter of the orifice. The selected stiffness value is also used as a reference for designing the spring dimensions of the shock absorber.

From a series of methodologies that have been carried out, the spring stiffness value is 1626.8 N / m and the damping constant is

15000 Ns / m. This value was chosen because it has the smallest damping ratio so that the LRT train's response is more rapid in a steady state. The response of the LRT train with the addition of a shock absorber produces a good resistance value at low speeds and the resistance value decreases with increasing speed of the LRT train. In a hydraulic suspension simulation system, a variation of 1.58 mm diameter is best suited to be installed on an LRT train. The spring on the paired hydraulic suspension has an outer radius of 62.09 mm, a wire diameter of 4.09 mm, a spring length of 0.5 m with a total of 2.5 turns.

Keywords: Shock absorber, Spring-dampers constant, Dynamic response, Automatic coupler, Light Rail Transit (LRT).

KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadiran Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya Tugas Akhir beserta Laporan Tugas Akhir yang berjudul **Perancangan Shock Absorber Tunggal pada Automatic Coupler Light Rail Transit (LRT)**.

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

1. Kedua orang tua penulis, Bapak Benny Teguh dan Ibu Sawiningsih, serta adik Adinda Aibel dan adik Radit yang telah memberikan dukungan dalam segala bentuk dan doa yang tidak ada henti-hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
2. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, petunjuk, nasihat, serta motivasi.
3. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D., Ir. Julendra Bambang Ariatedja., MT, Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.
4. Alham Ade Kurniawan Mahanggi yang senantiasa memberikan semangat serta doa untuk menyelesaikan tugas akhir ini dan juga selalu sabar mendengar celotehan *kehectican* dalam mengerjakan tugas akhir.
5. Imaniar Fitri (tacik upik a-boo/nyenye) yang telah menjadi panitia seminar saya kala itu, yang selalu mengajak saya menginap di rumahnya dengan banyak asupan makanan yang diberikan.
6. Rakyat Kenjeran (Vidi, Mitha, Nilam, Rina, dan Eka) yang telah menjadi teman hahahihi dan teman makan mie setan.

7. Lucynda (dumbo) dan Elisa (kunyet) teman *seperwebtoonan* dan teman *bowling* yang keduanya ingin melanjutkan S2, semoga kalian dimudahkan segalanya.
8. HLG Squad (Muti, Ely, dan Sakti) terima kasih sudah banyak keluh kesah yang dilalui bersama, saling *support*. Doaku yang terbaik untukmu rek.
9. Seluruh teman tugas akhir yang ada di laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis beserta anggota lab pengungsian, terima kasih telah menjadi ambisius dan menjadi yang terdepan sehingga saya bergerak secepat kilat untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
10. MAUTS15 dan Sejenak Cangkruk yang mewarnai kehidupan perkuliahan penulis sehingga tidak terlalu monoton.
11. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Mesin FTIRS-ITS, terima kasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
12. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis satu persatu, terima kasih atas bantuannya.

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

Surabaya, Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	4
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Definisi dan Sejarah LRT	7
2.2 Spesifikasi Teknis LRT Palembang	8
2.3 Unjuk Kinerja LRT Palembang.....	11
2.4 Coupler (Sambungan Gerbong).....	12
2.4.1 Bagian Utama <i>Fully Automatic Coupler</i>	15
2.4.2 <i>Coupled, Uncoupled dan Ready to Coupled</i>.....	15
2.5 Suspensi Hidrolik.....	17
2.6 Teori Mekanika Getaran	19
2.6.1 <i>Multi-Degree of Freedom</i>.....	20

2.6.2 <i>Dynamics Vibration Absorber</i>	21
2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan Terhadap	
Kenyamanan	27
2.8 Penelitian Terdahulu	28
2.8.1 Penelitian oleh Achmad Syaifudin	28
2.8.2 Penelitian oleh Ady Theo	29
2.8.3 Penelitian oleh Dian Zahro	35
2.8.4 Penelitian oleh Reza Seerajian dan Saeed Mohammadi	40
2.8.5 Penelitian oleh Davis	41
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	43
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	43
3.2 Metode Pengerjaan	47
3.2.1 Studi Literatur	47
3.2.2 Identifikasi Masalah	48
3.2.3 Perancangan Mekanisme	48
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis	49
3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak	50
3.2.6 Pemodelan Simulasi <i>Simulink</i>	60
3.2.7 Simulasi	63
3.2.8 Analisa Hasil	64
3.2.9 Kesimpulan	65
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN	66
4.1 Respon Dinamis Kendaraan dengan <i>Input Step</i>	67

4.1.1	<i>Input Step</i> dengan Nilai Redaman Konstan	68
4.1.2	<i>Input Step</i> dengan Nilai Kekakuan Konstan	72
4.1.3	Gaya Redam <i>Coupler</i>	76
4.2	Respon Dinamis Kendaraan dengan <i>Input Sinusoidal</i> Variasi Kecepatan.....	78
4.3	Grafik <i>Root Mean Square (RMS)</i>	82
4.3.1	Perbandingan <i>Root Mean Square (RMS)</i> Percepatan Setiap Variasi Sistem Kereta <i>Light Rail</i> <i>Transit (LRT)</i>	82
4.3.2	Perbandingan <i>Root Mean Square (RMS)</i> Perpindahan Setiap Variasi Sistem Kereta <i>Light</i> <i>Rail Transit (LRT)</i>	85
4.4	Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik.....	88
4.5	Perancangan Pegas Suspensi Hidrolik.....	92
BAB V KESIMPULAN		95
5.1	Kesimpulan	95
5.2	Saran	96
DAFTAR PUSTAKA		97
LAMPIRAN A : M-file dan Block Diagram.....		99
LAMPIRAN B : Grafik Hasil Simulasi <i>Simulink</i>.....		104
LAMPIRAN C : Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631		114

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Eksterior LRT Palembang (Dok PT. INKA)	8
Gambar 2. 2 Komponen Rangkaian Satu LRT Palembang (Dok. PT INKA)	10
Gambar 2.3 Panjang Total Rangkaian LRT Palembang (Dok. PT INKA).....	10
Gambar 2.4 Ukuran <i>Carbody</i> LRT Palembang (Dok. PT INKA)	11
Gambar 2.5 Instalasi <i>Coupler</i> dan <i>Draft Gears</i> pada Kereta (Aida, 2015).....	12
Gambar 2.6 (a) <i>Buckeye Coupler</i> Tipe <i>Tightlock</i> di PT INKA dan (b) <i>Knuckle Coupler</i> (Aida, 2015)	13
Gambar 2.7 <i>Coupler Scharfenberg</i> Tipe 330 (System, 2016) ...	14
Gambar 2.8 Bagian-bagian <i>Fully Automatic Coupler</i>	15
Gambar 2.9 <i>Coupled, uncoupled, dan ready to couple</i> (Scharfenberg, 2014)	16
Gambar 2.10 Siklus Kompresi pada <i>Shock absorber</i>	18
Gambar 2.11 Siklus Ekspansi pada <i>Shock absorber</i>	19
Gambar 2.12 Ilustrasi Sistem <i>Undamped</i> dengan 3 DOF (Rao, 2011).....	20
Gambar 2.13 Mekanisme DVA pada Motor.....	22
Gambar 2.14 Skema DVA Tidak Teredam.....	22
Gambar 2.15 Pengaruh Penggunaan <i>Undamped Vibration Absorber</i> terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem (Rao, 2011)	24
Gambar 2.16 Pemodelan Dinamis Sistem Utama dengan <i>Damped DVA</i> (Rao, 2011)	25
Gambar 2.17 Pengaruh dari <i>Damped DVA</i> terhadap Rasio Respon Sistem Utama (Rao, 2011).....	27
Gambar 2.18 Hasil Simulasi Gerak <i>Coupler</i> (David, 2019).....	30
Gambar 2.19 Pembebanan Vertikal <i>Carbody</i>	31

Gambar 2.20	Penjabaran Gaya-gaya yang Terjadi pada LRT Saat Melaju.....	31
Gambar 2.21	Penjabaran Gaya Tekan yang Terjadi Saat LRT Melambat.....	32
Gambar 2.22	(a) Tegangan Tarik (b) Tegangan Tekan Material AAR M201 (David, 2019).....	33
Gambar 2.23	<i>Free Body Diagram</i> Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi.....	36
Gambar 2.24	Grafik Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi dengan Variasi Frekuensi	39
Gambar 2.25	Model dinamis sistem utama kereta dengan pegas dan peredam.....	40
Gambar 3.1	Diagram Alir Tugas Akhir	44
Gambar 3.2	Diagram Alir Simulasi <i>Shock absorber</i>	45
Gambar 3.3	Pemodelan Fisik Piston <i>Shock absorber</i>	46
Gambar 3.4	<i>Diagram Alir</i> Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter <i>Orifice</i>	47
Gambar 3.5	<i>Shock absorber</i>	48
Gambar 3.6	<i>Shock absorber</i> 3D (a) Tampak samping dan (b) Tampak atas.....	49
Gambar 3.7	<i>Free Body Diagram Shock absorber</i> dengan <i>Carbody</i> Kereta	49
Gambar 3.8	<i>Free Body Diagram</i> Massa <i>Motorcar</i> (M_m).....	50
Gambar 3.9	<i>Free Body Diagram</i> Massa <i>Trailer car</i> (M_t)	51
Gambar 3.10	<i>Free Body Diagram</i> Massa <i>Motorcar 2</i> (M_{m2})	53
Gambar 3.11	<i>Free Body Diagram</i> Massa <i>Coupler</i>	54
Gambar 3.12	Susunan Gerbong LRT Jabodetabek.....	55
Gambar 3.13	<i>Block diagram</i> Sistem <i>Shock Absorber</i> Kereta LRT dengan <i>Input Step</i>	61
Gambar 3.14	<i>Block diagram</i> Sistem <i>Shock Absorber</i> Kereta LRT dengan <i>Input Sinusoidal</i>	62
Gambar 3.15	<i>Block diagram</i> Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik	62

Gambar 4.1	Profil Eksitasi <i>Impuls</i>	68
Gambar 4.2	Grafik Respon Perpindahan (<i>Displacement</i>) terhadap Waktu (<i>Time</i>) Kereta dengan <i>Input Step</i>	69
Gambar 4.3	Grafik Respon Kecepatan (<i>Velocity</i>) terhadap Waktu (<i>Time</i>) Kereta dengan <i>Input Step</i>	70
Gambar 4.4	Grafik Respon Percepatan (<i>Acceleration</i>) terhadap Waktu (<i>Time</i>) Kereta dengan <i>Input Step</i>	71
Gambar 4.5	Grafik Respon Perpindahan (<i>Displacement</i>) terhadap Waktu (<i>Time</i>) Kereta dengan <i>Input Step</i>	73
Gambar 4.6	Grafik Respon Kecepatan (<i>Velocity</i>) terhadap Waktu (<i>Time</i>) Kereta dengan <i>Input Step</i>	74
Gambar 4.7	Grafik Respon Percepatan (<i>Acceleration</i>) terhadap Waktu (<i>Time</i>) Kereta dengan <i>Input Step</i>	75
Gambar 4.8	Grafik Respon <i>Displacement</i> , <i>Velocity</i> dan <i>Acceleration</i> pada <i>Coupler</i> dengan <i>Input Step</i>	77
Gambar 4.9	Profil Eksitasi <i>Sinusoidal</i>	79
Gambar 4.10	Sumber Eksitasi <i>Sinusoidal</i> pada Kecepatan (a) 40 km/jam, (b) 60 km/jam, (c) 80 km/ jam, (d) 100 km/ jam	79
Gambar 4.11	Respon Dinamis Kereta LRT Akibat Input <i>Sinusoidal</i> Variasi Kecepatan terhadap (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, dan (c) Percepatan ..	80
Gambar 4.12	Grafik Nilai Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan pada Sistem Kereta LRT	81
Gambar 4.13	Grafik RMS Percepatan dari Respon Kereta LRT	83
Gambar 4.14	Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631	84
Gambar 4.15	Grafik Rasio RMS Perpindahan dari Respon Kereta <i>Light Rail Transit</i> (LRT)	87
Gambar 4.16	Grafik Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik dengan Variasi Frekuensi	89

Gambar 4.17	Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm)	91
Gambar 4.18	Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter <i>Orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm)	91
Gambar 4.19	Pemodelan 3D <i>Shock Absorber</i>	94

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi Teknis LRT Palembang.....	9
Tabel 2.2 Kapasitas LRT Palembang	11
Tabel 2.3 Reaksi Kenyamanan terhadap Percepatan – ISO 2631	28
Tabel 2.4 Material <i>properties</i> AAR M201 (Syarifudin & Priyambodo, 2018).....	29
Tabel 2.5 Data Kereta LRT (Syarifudin & Priyambodo, 2018)...	29
Tabel 2.6 Hasil Simulasi Nilai Faktor Keamanan Tiap Material	34
Tabel 2.7 Variasi untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik	36
Tabel 2.8 Parameter Simulasi Suspensi Hidrolik	38
Tabel 2.9 Hasil Simulasi Gaya Redam pada Suspensi Hidrolik.	39
Tabel 2.10 Simulasi Nilai Kekakuan <i>Automatic Coupler</i> (kN/m)	40
Tabel 2.11 Simulasi perubahan kecepatan terhadap gaya tekan maksimum.....	41
Tabel 2.12 Konstanta Formula Davis (W. J. Davis, 1926)	42
Tabel 3.1 Hasil Perhitungan <i>Rolling resistance Motorcar</i>	56
Tabel 3.2 Hasil Perhitungan <i>Rolling resistance Trailercar</i>	57
Tabel 3.3 Hasil Perhitungan Gaya Akibat Beban Tarik	59
Tabel 3.4 Hasil Perhitungan Gaya Akibat Beban Tekan	60
Tabel 3.5 Parameter Kereta LRT.....	63
Tabel 3.6 Parameter Nilai Kekakuan Pegas.....	64
Tabel 3.7 Parameter Konstanta Redam.....	64
Tabel 3.8 Parameter Sistem Suspensi Hidrolik	64
Tabel 4.1 Nilai Respon Dinamis <i>Coupler</i> LRT	78
Tabel 4.2 Nilai Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan pada Sistem Kereta LRT.....	81
Tabel 4.3 Nilai RMS Percepatan dari Sistem Kereta LRT	83
Tabel 4.4 Perbandingan Nilai Ketahanan Kendaraan Setiap Variasi Konstanta Redaman.....	85
Tabel 4.5 Nilai RMS Perpindahan dari Sistem Kereta LRT.....	86

Tabel 4.6 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing.	90
Tabel 4.7 Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidrolik	92
Tabel 4.8 Parameter Perancangan Sistem <i>Absorber</i>	94

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Transportasi adalah hal paling penting untuk mendukung segala aktivitas pergerakan barang maupun manusia. Saat ini transportasi menjadi salah satu indikator untuk melihat kemajuan suatu daerah. Dalam hal ini, transportasi membantu pembangunan nasional dalam bidang sosial dan ekonomi. Di sisi lain, laju pertumbuhan penduduk Indonesia yang semakin meningkat juga diiringi dengan meningkatnya kebutuhan akan alat transportasi yang memadai. Adapun masalah-masalah terkait aktivitas transportasi seperti kecelakaan lalu lintas, kemacetan, polusi udara dan ketergantungan terhadap minyak bumi. Transportasi massal menjadi salah satu alternatif yang sedang dikembangkan di Indonesia. Transportasi massal merupakan sarana berkendara bagi banyak orang untuk berpindah dari satu tempat ke tempat lainnya dan dapat memberikan efisiensi waktu, tempat dan biaya bagi penggunaannya. Konsep transportasi massal ini dirancang agar lebih ramah lingkungan dan tentunya mampu memenuhi kebutuhan masyarakat.

Salah satu transportasi massal yang dikembangkan di Indonesia adalah *Light Rail Transit* (LRT). *Light Rail Transit* (LRT) merupakan jenis *urban passenger transportation* yang beroperasi dengan sistem otomatis (melalui ruang kontrol) di permukaan jalan. *Light Rail Transit* diciptakan pada tahun 1972 oleh U.S *Urban Mass Transportation Administration* untuk menggambarkan transformasi *streetcar* baru yang ada di Eropa dan Amerika Serikat. Sistem LRT berhasil diterapkan di beberapa wilayah, termasuk sejumlah kota di Prancis yang mana perencanaan penggunaan lahan dan transportasi terintegrasi dengan baik. Dengan ini, *Light Rail Transit* (LRT) dipilih sebagai transportasi di Indonesia karena memiliki kelebihan efisiensi mesin yang relatif tinggi dibanding kereta dengan mesin diesel sehingga tidak mahal, konstruksi ringan serta memberikan

kenyamanan bagi penumpang. (David, 2019) Selain itu, LRT juga menerapkan kecepatan lebih cepat dibanding transportasi lainnya sebesar 60-100 km/jam dan tentunya dengan kapasitas yang lebih tinggi. LRT dapat menampung setidaknya 400-800 orang dengan dimensi gerbong sebesar 51.600mm x 2650mm x 3600mm (3 gerbong). Serangkaian LRT dapat terdiri dari 3 sampai 6 gerbong. Setiap gerbongnya memiliki berat sekitar 20 ton, sedangkan kereta biasa sekitar 40 ton. Maka dari itu, kereta ini disebut “*light rail*” karena berat gerbong kereta yang lebih ringan dibanding gerbong kereta pada umumnya.

Seiring dengan perkembangan zaman dan tuntutan dari aktivitas transportasi mengharuskan industri perkeretaapian untuk lebih mengembangkan desain dari kendaraan LRT. Pembuatan LRT di Indonesia telah sampai pada tahap pembuatan *carbody* dan *coupler*. Bagian *coupler* digunakan untuk menyambungkan dua gerbong kereta. Bagian *coupler* paling penting ialah *mechanical head coupler*, dimana di bagian tersebut harus kuat menahan gaya tarik dan tekan yang berhubungan langsung dengan keselamatan pengoperasian LRT. Pada saat ini *coupler* yang digunakan oleh LRT di Indonesia masih menggunakan *coupler* kereta api yang sebenarnya didesain mampu menarik beban hingga 40 ton, sedangkan untuk LRT hanya berbobot maksimal 20 ton. Dengan demikian, *coupler* kereta api menjadi *over* desain bila diterapkan pada kereta LRT. Seharusnya LRT dirancang untuk lebih fleksibel namun akan bertambah berat dan pergerakan semakin kaku dengan digunakannya *coupler* kereta api. Hal yang juga penting ialah saat *coupler* menyambung dan sistem keseluruhan kereta mendapat percepatan, perlambatan maupun beban *impact*. Keadaan tersebut akan menimbulkan getaran yang menjadi faktor ketidaknyamanan terhadap penumpang. Oleh karena itu, perlu adanya pengembangan *coupler* LRT dengan sistem redaman yang optimal agar dapat meningkatkan kenyamanan penumpang.

Penelitian sebelumnya telah dilakukan oleh Wang, dkk yang melakukan analisa mengenai tegangan dan deformasi *Coupler Knuckle* kereta api komersial di China. Pada penelitian tersebut

digunakan dua pembebanan yaitu beban tarik dan tekan pada *New Forged Coupler Knuckle* dengan metode elemen hingga. Penelitian berikutnya dilakukan oleh Priyambodo, A.M dan Achmad Syaifudin dengan melakukan perancangan ulang dengan metode optimasi ukuran. Dengan demikian, penelitian tersebut mengusulkan untuk merancang ulang *coupler knuckle* dari segi ukurannya sesuai dengan beban aktual yang diterima. Perancangan ulang *coupler knuckle* dilanjutkan dengan penelitian yang dilakukan oleh David, Ady Theo L. yaitu merancang ulang *coupler* untuk digunakan pada LRT dengan menambahkan sistem pengunci (*lock system*) dan dua alternatif pembuka (utama dan darurat) serta sistem penyimpanan pada *underframe* ketika *coupler* sedang tidak digunakan.

Dari beberapa penelitian yang telah dilakukan, masih terdapat kekurangan pada sistem peredam *coupler* LRT. Maka dari itu, tugas akhir ini bertujuan untuk melakukan pemodelan dan analisa respon dinamis pada *shock absorber* yang ditambahkan pada *coupler* kereta LRT. Pemodelan ini disimulasikan menggunakan *software MATLAB simulink* yang membantu menggambarkan lebih jelas mengenai respon dinamis yang terjadi pada kereta LRT.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka perlu dilakukan penelitian mengenai mekanisme *Shock absorber* pada kereta *Light Rail Transit* (LRT). Dalam penelitian tugas akhir ini terdapat rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana menentukan nilai konstanta pegas dan peredam pada sistem *Shock absorber* kereta *Light Rail Transit* (LRT) agar didapatkan respon getaran paling rendah ?
2. Bagaimana respon dinamis kereta *Light Rail Transit* (LRT) setelah menggunakan *Shock absorber* akibat adanya variasi kecepatan ?

3. Bagaimana rancangan *Shock absorber* dengan kemampuan meredam yang optimal untuk diterapkan secara langsung pada kereta *Light Rail Transit* (LRT) ?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah yang telah ditentukan, maka dapat diketahui tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Menentukan nilai konstanta pegas dan peredam pada sistem *Shock absorber* kereta *Light Rail Transit* (LRT) agar didapatkan respon getaran paling rendah.
2. Menganalisa respon dinamis kereta *Light Rail Transit* (LRT) setelah menggunakan *Shock absorber* akibat adanya variasi kecepatan.
3. Merancang model *Shock absorber* dengan kemampuan meredam yang optimal untuk diterapkan secara langsung pada kereta *Light Rail Transit* (LRT).

1.4 Batasan Masalah

Beberapa hal yang menjadi batasan masalah dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Kereta yang dimodelkan adalah kereta tipe *Light Rail Transit* (LRT).
2. Pemodelan sistem *shock absorber* pada *coupler* diletakkan diantara *motorcar* dan *trailer car*.
3. Pemodelan dilakukan dengan sistem *shock absorber* terletak pada satu sisi *coupler* kereta *Light Rail Transit* (LRT).
4. Massa yang digunakan adalah massa kereta saat terisi penuh oleh penumpang.
5. Analisa hanya pada *transient response*.
6. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapatkan dari literatur.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang diperoleh dari tugas akhir mengenai mekanisme *Shock absorber* pada kereta *Light Rail Transit* (LRT) adalah sebagai berikut :

1. Membantu pihak Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dalam melakukan pengembangan terhadap *coupler* LRT yang telah digunakan di Indonesia.
2. Mengetahui nilai konstanta pegas dan peredam sistem *Shock absorber* yang optimal pada kereta *Light Rail Transit* (LRT).
3. Sarana dalam penelitian dan pengembangan ilmu dalam bidang *vibration optimize design*.
4. Data yang diperoleh dapat dijadikan referensi dalam segi desain maupun diaplikasikan secara langsung pada LRT yang telah beroperasi di Indonesia.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Definisi dan Sejarah LRT

American Public Transportation Association (APTA) mendefinisikan LRT sebagai sistem kereta api berbasis listrik yang memiliki kemampuan untuk beroperasi dengan *single car* atau *multiple car* yang dapat dioperasikan di berbagai lintasan. Lintasan tersebut dapat berupa lintasan di atas permukaan tanah yang sejajar dengan jalan raya ataupun lintasan pada jalur eksklusif. Jalur eksklusif meliputi lintasan pada struktur udara (jalan layang) yang dibangun dengan bantuan tiang-tiang penyangga ataupun kereta bawah tanah yang dibangun dengan membuat terowongan di bawah tanah. LRT merupakan kereta yang dikendalikan dengan sistem otomatis tanpa harus menggunakan masinis.

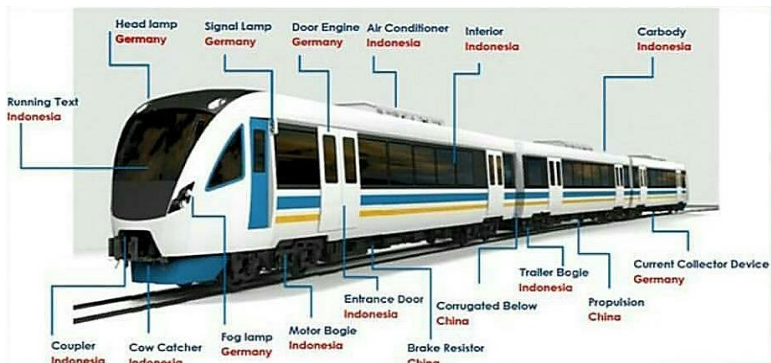
Menurut Gregory L. Thompson (2003) LRT diciptakan pada tahun 1972 oleh U.S. *Urban Mass Transportation Administration* (UMTA, pendahulu *Federal Transit Administration*) untuk menggambarkan transportasi *streetcar* baru yang ada di Eropa dan Amerika Serikat. *Transportasi Research Board (Transportation Systems Center)* menetapkan “*light rail*” pada tahun 1977 sebagai “moda transportasi perkotaan yang memanfaatkan sebagian besar jalur yang disediakan tapi tidak selalu dipisahkan dari jalan. Dengan listrik mendorong kendaraan di atas rel beroperasi secara tunggal atau dengan kereta LRT menyediakan berbagai kemampuan penumpang dan karakteristik kinerja pada biaya menengah.”

Gregory L Thompson juga mendefinisikan LRT adalah salah satu jenis urban passenger transportation yang beroperasi di permukaan jalan baik memiliki jalur khusus maupun memakai jalur umum LRT yang merupakan bagian dari *Mass rapid transit* (MRT) dengan cakupan wilayah yang lebih kecil dan bentuk armada yang lebih kompak dan ringan. LRT sudah banyak diterapkan di negara-negara di dunia, di Asia Tenggara sendiri terdapat di Filipina dan Singapura. LRT Singapura termasuk dari

bagian Singapore *Mass rapid transit* (SMRT) dan sudah mencakup beberapa wilayah di Singapura.

2.2 Spesifikasi Teknis LRT Palembang

LRT Palembang merupakan salah satu sarana transportasi yang pembangunannya ditugaskan pemerintah kepada PT Waskita Karya (Persero) Tbk. Pembangunan LRT ini telah diselesaikan pada Mei 2018, sedangkan untuk pengoperasiannya dimulai pada Juni 2018 sehingga mendukung gelaran *Asian Games* 2018. LRT Palembang merupakan kereta yang diproduksi oleh BUMN sebagai produsen kereta api, PT Industri Kereta Api (Persero INKA) di Madiun. Eksterior LRT Palembang terlihat pada Gambar 2.1



Gambar 2.1 Eksterior LRT Palembang (Dok PT. INKA)

Berikut ini merupakan spesifikasi data teknis LRT Palembang yang terperinci pada Tabel 2.1

Tabel 2.1 Spesifikasi Teknis LRT Palembang

<i>Axle Load</i>	Maksimal 12 ton
<i>Material</i>	Aluminium <i>alloy</i> , untuk cover bagian depan. Kabin menggunakan komposit
<i>Window</i>	<i>Frame</i> aluminium, kaca jenis <i>tempered</i>
<i>Wheel Gauge</i>	1.067 mm
<i>Design Speed</i>	100 km/jam
<i>Operational Speed</i>	Maksimal 85 km/jam
<i>Minimum Radius (Main Line/Depot)</i>	60/80 m
<i>Maximum Gradient (Main Line/Depot)</i>	20 ⁰ /00 / 30 ⁰ /00
<i>Power Supply</i>	750 VDC (<i>Range voltage</i> 500-900 VDC) menggunakan rel ketiga (<i>third rail</i>)
<i>Propulsion System</i>	<i>Variable Voltage Variable Frequency (VVVF)</i> dengan <i>Traction Inverter (IGBT)</i> dan <i>Traction Motor</i>
<i>Brake System</i>	Menggunakan rem gesek dan elektrik, <i>electro-pneumatic</i> dan <i>dynamic</i>
<i>Bogie Suspension</i>	<i>Rubber spring</i> (primer) dan air (sekunder)

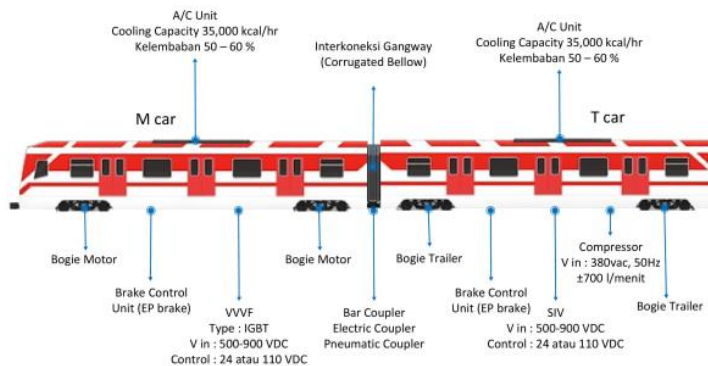
Sumber : (Direktorat Logistik dan Pengembangan LRT Kereta Api Indonesia (PERSERO))

Susunan LRT Palembang untuk satu set LRT terdiri dari tiga kereta dengan dua kereta penggerak berkabin dan satu kereta pengikut tanpa kabin atau susunan rangkaian dapat disesuaikan dengan kebutuhan operasional atau desain pabrikan dan dapat

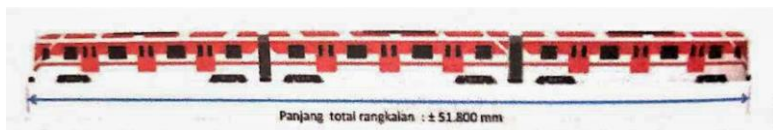
disusun *Multiple Unit*. Susunan satu rangkaian LRT terdiri dari : MC1 – T – MC2.

- MC : *Motor Car with Driver's Cabin*, kereta dengan roda penggerak dan mempunyai kabin Masinis.
- T : *Trailer Car*, kereta pengikut.

Gambar 2.2 menggambarkan rangkaian satu LRT Palembang yang terdiri dari *motorcar*, dan *trailer car*.



Gambar 2. 2 Komponen Rangkaian Satu LRT Palembang (Dok. PT INKA)



Gambar 2.3 Panjang Total Rangkaian LRT Palembang (Dok. PT INKA)



Gambar 2.4 Ukuran *Carbody* LRT Palembang (Dok. PT INKA)

Berikut ini disajikan data kapasitas penumpang LRT Palembang dalam Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Kapasitas LRT Palembang

Uraian		M car 1	T	M car 2
Desain 4 orang/m ²	Kursi	40	48	40
	Berdiri	81	89	81
	Total	121	137	121
Total penumpang				379
Desain 8 orang/m ²	Kursi	40	48	40
	Berdiri	162	177	162
	Total	202	225	202
Total Penumpang				629

Sumber : (Direktorat Logistik dan Pengembangan LRT PT KAI)

2.3 Unjuk Kinerja LRT Palembang

Unjuk kinerja LRT Palembang adalah sebagai berikut :

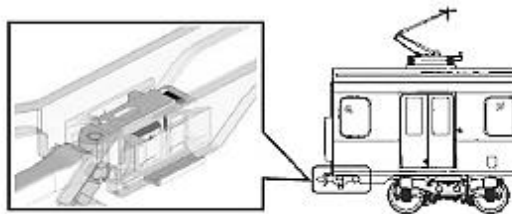
1. Kecepatan operasional maksimum 85 km/jam (Kecepatan desain 100 km/jam)
2. Percepatan pada kelandaian 0, minimum 1,0 m/dt² (kondisi beban normal) dan 0,8 m/dt² (kondisi beban penuh) dari mulai *start* sampai dengan kecepatan minimum 30 km/jam,

selanjutnya percepatan berkurang sesuai dengan karakteristik daya keluaran sistem daya penggerak (*propulsion system*).

3. Perlambatan pada kelandaian 0 saat kondisi normal minimum $1,0 \text{ m/dt}^2$ (kondisi beban penuh) dan saat kondisi darurat minimum $1,3 \text{ m/dt}^2$.

2.4 Coupler (Sambungan Gerbong)

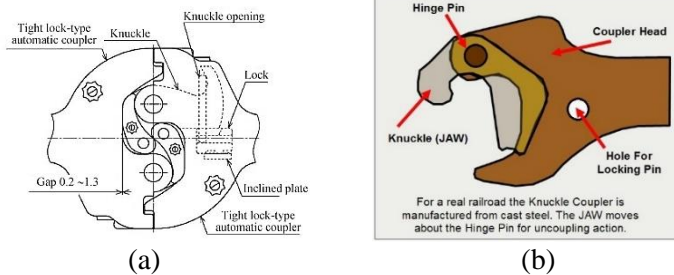
Coupler digunakan untuk menyambungkan dua gerbong kereta ataupun antara lokomotif dan rangkaian gerbong kereta. *Coupler* yang dalam bahasa Inggris diambil dari kata “*couple*” yang artinya pasang, memasang, merangkaikan ataupun menggabungkan. *Coupler* harus berada pada posisi yang tepat pada masing-masing ujung kereta untuk memastikan *coupler* satu dengan yang lain dapat berpasangan. Instalasi *Coupler* dapat dilihat pada Gambar 2.5.



Gambar 2.5 Instalasi *Coupler* dan *Draft Gears* pada Kereta (Aida, 2015)

Coupler yang paling sering digunakan di dunia sampai saat ini adalah “*Knuckle*”, “*Buckeye*”, atau “*Janney*” *coupler*. *Coupler* ini merupakan *coupler* otomatis. Desain original *coupler* dari US ini digunakan baik di kereta penumpang maupun di gerbong barang di banyak negara. *Coupler* jenis ini sudah menjadi standar di Inggris untuk kereta penumpang dan gerbong barang yang lebih modern. Istilah “*Buckeye*” berasal dari nama panggilan dari negara bagian Ohio “negara *Buckeye*” dan Ohio Brass Co. yang pertama kali memasarkan *coupler* ini. *Coupler* ini diciptakan pada tahun 1879 oleh veteran perang sipil USA yang bernama Eli Janney yang ingin

mengganti *coupler* jenis *link and pin* dan kemudian menjadi standar di Amerika. *Link and pin coupler* membutuhkan orang untuk berdiri di antara kereta untuk menyambung dan melepas gandengan. Dalam hal ini tidak sedikit pekerja yang mengalami cedera bahkan meninggal saat melakukan pemasangan *coupler* ini. Penemuan *Janney* ini dapat mengatasi masalah yang dialami oleh *coupler* jenis *link and pin* dan menjadi standar di Amerika, sedangkan *coupler link and pin* telah dilarang pemerintah Amerika pada tahun 1900. *Coupler Buckeye* memiliki beberapa jenis. Jenis yang dipakai di PT. INKA (persero) adalah jenis *tight lock automatic coupler* dan *knuckle automatic coupler* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6. (David, 2019)

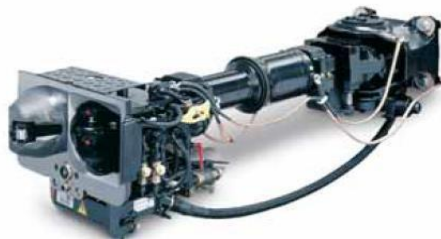


Gambar 2.6 (a) *Buckeye Coupler Tipe Tightlock* di PT INKA dan (b) *Knuckle Coupler* (Aida, 2015)

Jenis *coupler* yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah *Fully automatic couplers*. *Fully automatic couplers* menghubungkan sistem mekanik, elektrik dan pneumatik dari dua kereta, tidak seperti jenis *coupler* lainnya yang hanya menghubungkan kereta secara mekanik. Masing-masing kereta didekatkan kemudian ada sebuah tombol atau pedal yang ditekan untuk menyelesaikan penggandengan. Untuk melepas gandengan menggunakan tombol yang berbeda untuk memutus hubungan elektrik, *pneumatic* dan mekanik. *Fully automatic couplers* cukup rumit, serta memerlukan banyak perawatan dan perhatian. *Coupler* ini sering digunakan untuk menjaga agar kondisinya tetap baik.

Ada sejumlah desain yang berbeda yang digunakan. *automatic coupler Schanfenberg* adalah desain yang digunakan paling banyak pada gerbong barang *multiple* unit di Eropa, mulai dari kereta cepat maupun kereta ringan. *Coupler* ini memiliki porsi mekanik dengan *pneumatic* dan koneksi elektrik. Unitnya dihubungkan dengan sistem dorong dengan bagian *coupler* lainnya. Kontak elektrik terpasang dibawah *coupler* mekanik dan terdapat pelindung pada kondisi tidak terpasang. Kereta bawah tanah London menggunakan *coupler* otomatis yang dikenal dengan nama *Wedgeloock*. *Coupler* ini pertama diperkenalkan pada tahun 1935. *Coupler* ini sudah menyediakan koneksi secara penuh baik itu mekanik, elektrik maupun pneumatik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.7.

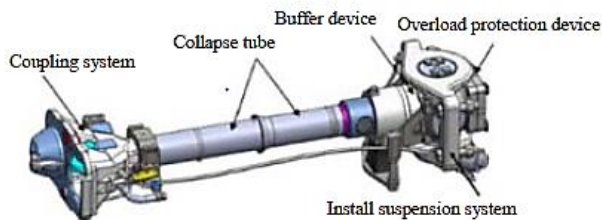
Tipe *coupler* yang digunakan pada penelitian ini adalah *Versatile for Light rail and Monorail Vehicles – Type 330*. Tipe 330 *Scharfenberg coupler* banyak ditentukan di kereta metropolitan dan *light rail*. *Coupler* berukuran kecil ini memiliki kekuatan yang luar biasa dan dapat digunakan sebagai dasar *electric heads*. Dimensinya yang sempit, membuat tramtrain Avanto di Paris meminta desain *coupler* khusus yaitu melipat dua kali sepanjang sumbu longitudinalnya. Saat *uncoupled*, *coupler* dapat disembunyikan di balik penutup depan. Saat *coupling*, lubang masuk dibuka secara otomatis dan *coupler* terbentang. (System, 2016)



Gambar 2.7 *Coupler Scharfenberg* Tipe 330 (System, 2016)

2.4.1 Bagian Utama *Fully Automatic Coupler*

Komponen dasar setiap *coupler Scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Sambungan dua *coupler* secara mekanis, pneumatik dan elektrik hanya dapat terjadi melalui *coupler head* dan mekanisme pengunciannya. Saat kedua *coupler* bertautan, *coupling link* dari satu *coupler* dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Prinsip tersebut terbukti sangat tahan aus, menjamin keamanan maksimal, bahkan dalam situasi yang paling ekstrim sekalipun. Desain bentuk kerucut dan corong pada bagian depan *coupler* membentuk sambungan yang kaku dan tidak mudah kendur. Kombinasi ekstensi kepala *coupler* dan *guiding torn* menyebabkan *coupler* mudah saling bertautan sehingga jangkauan pertemuan maksimal. Dengan cara ini, otomatis *coupling* dapat terjadi bahkan di bawah *offset* horizontal, vertikal atau sudut, misalnya pada puncak bukit. (Scharfenberg, 2014) Gambar komponen-komponen *coupler* ditunjukkan pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Bagian-bagian *Fully Automatic Coupler*

2.4.2 *Coupled, Uncoupled dan Ready to Coupled*

Komponen dasar *coupler Scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Saat kedua *coupler* bertautan, *coupling link* dari satu *coupler* dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Untuk saling bertautan terdapat beberapa posisi *coupler* yaitu sebagai berikut:

a. Posisi *Coupled*

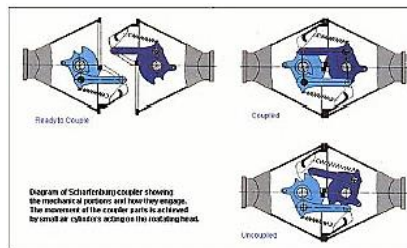
Coupler telah terhubung, *coupling links* dan *hooked plates* saling terkait membentuk kekuatan paralel. Hasilnya adalah koneksi yang sangat andal, aman dan bebas kendur sehingga pada saat bersamaan menjamin kenyamanan berkendara tinggi dan mencegah mundurnya kereta api jika terjadi insiden.

b. Posisi *Uncoupled*

Saat *uncoupling*, *hooked plates* berubah melawan gaya tegangan yang timbul sampai *coupling links* terlepas dari *hooked plate* yang terhubung. Lalu, *couplers* bisa dipisahkan dengan lancar. Desain kunci penggandeng memungkinkan *uncoupling* kendaraan yang tidak sejajar, misalnya pada puncak bukit, dan saat kendaraan berada di bawah beban traksi. Untuk alasan keamanan, *couplers* hanya bisa digabungkan kembali setelah kendaraan dipisahkan.

c. Posisi *Ready to Couple*

Sebelum proses *coupling*, *coupling links* terbuka. Saat *coupling*, geometri khusus dari *hooked plates* membuat kunci *coupler* berubah melawan kekuatan pegas sampai *coupling links* meluncur ke *hooked plate* yang terhubung. Lalu, pegas memutar kunci *coupler* ke arah yang berlawanan, mengunci bagian-bagian tempatnya. (Scharfenberg, 2014) Gambar posisi bertautan *coupler* ditunjukkan pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 *Coupled, uncoupled, dan ready to couple* (Scharfenberg, 2014)

2.5 Suspensi Hidrolik

Jika sistem suspensi hanya dilengkapi dengan sebuah pegas saja, maka setiap kendaraan yang menghantam beban kejut akan mengalami pantulan yang naik turun selama beberapa kali pada frekuensi natural pegasnya. Ketika tertekan oleh sebuah beban kejut, sebuah sistem suspensi membutuhkan komponen untuk mendisipasi energi yang tersimpan pada pegas. *Shock absorber* atau peredam kejut adalah alat yang digunakan untuk mendisipasi energi tersebut.

Sistem suspensi hidrolik (*hydraulic suspension*) adalah sistem yang banyak digunakan saat ini, karena sistem ini memiliki banyak kelebihan dibanding sistem suspensi konvensional. Sistem ini memanfaatkan fluida kerja untuk membantu mengurangi redaman. Sistem suspensi bekerja dalam dua siklus yaitu siklus kompresi dan siklus ekspansi.

a. Siklus Kompresi

Saat *shock absorber* ditekan karena gaya osilasi dari pegas suspensi, maka gerakan *shock absorber* memendek. Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolik di dalam ruang bawah piston. Minyak *shock absorber* yang berada di bawah piston akan naik ke ruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Sementara lubang kecil (*orifice*) pada piston tertutup karena katup menutup saluran *orifice* tersebut. Penutupan katup ini disebabkan karena peletakan katup yang berupa membran (plat tipis) dipasangkan di bawah piston, sehingga ketika minyak *shock absorber* berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh *shock absorber* dan akibatnya menutup saluran *orifice*. Jadi minyak *shock absorber* akan menuju ke atas melalui lubang yang besar pada piston, sementara minyak tidak bisa keluar melalui saluran *orifice* pada piston. Pada saat ini *shock absorber* tidak melakukan peredaman terhadap gaya osilasi dari pegas suspensi karena minyak dapat naik ke ruang di atas piston dengan sangat mudah.

Gaya redam pada sistem peredam hidrolis saat siklus kompresi dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolis dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa yang dituliskan pada persamaan 2.1 sebagai berikut :

$$Fd = \frac{\rho}{2} A_2 v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.1)$$

Dimana :

ρ : massa jenis fluida (kg/m³)

A_2 : luas area kompresi (m²)

A_{tube} : luas silinder (m²)

v_2 : kecepatan aliran kompresi (m/s)



Gambar 2.10 Siklus Kompresi pada *Shock absorber*

b. Siklus Ekspansi

Pada saat ekspansi, piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak *shock absorber* yang sudah berada di atas menjadi tertekan. Minyak *shock absorber* ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston, maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran *orifice* untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran *orifice*. Pada saat ini katup pada lubang besar di piston akan tertutup karena katup ini terletak di atas piston. Minyak *shock absorber* ini akan menekan katup lubang besar, piston ke bawah dan mengakibatkan katup tertutup. Pada saat itu, minyak *shock absorber* hanya dapat turun melalui saluran *orifice*

kecil, karena saluran kecil maka minyak *shock absorber* tidak akan bisa cepat turun ke bawah atau terhambat. Di saat itulah *shock absorber* melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi.

Gaya redam pada sistem peredam hidrolis saat siklus kompresi dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolis dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa yang dituliskan pada persamaan 2.2 sebagai berikut :

$$Fd = \frac{\rho}{1} A_1 v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.2)$$

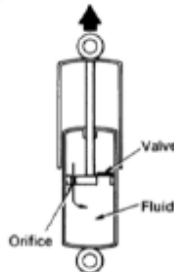
Dimana :

ρ : massa jenis fluida (kg/m³)

A_1 : luas area ekspansi (m²)

A_{tube} : luas silinder (m²)

v_1 : kecepatan aliran ekspansi (m/s)



Gambar 2.11 Siklus Ekspansi pada *Shock absorber*

2.6 Teori Mekanika Getaran

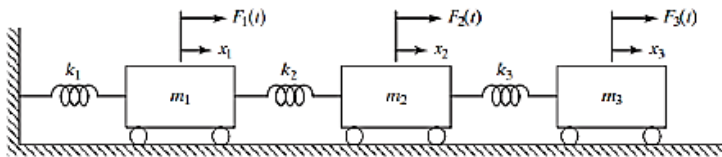
Getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan osilasi atau gerakan bolak-balik pada suatu benda dari posisi awal melalui titik kesetimbangan dengan periode, amplitude, dan frekuensi tertentu (Rao, 2011). Suatu benda yang memiliki massa dan konstanta pegas tentunya akan memiliki frekuensi natural. Frekuensi natural inilah yang akan memengaruhi respon getaran suatu sistem. Teori mekanika getaran yang digunakan sebagai landasan dan

literatur pada tugas akhir ini mengenai *Multi Degree of Freedom (MDOF)*, *Base Motion Vibration*, dan *Dynamic Shock absorber*.

2.6.1 *Multi-Degree of Freedom*

Derajat kebebasan adalah jumlah koordinat bebas (*Independent Coordinates*) yang dibutuhkan untuk menggambarkan posisi dari sistem *secara* lengkap terhadap suatu referensi yang dianggap diam. Secara garis besar derajat kebebasan dapat dibagi menjadi dua, yaitu satu derajat kebebasan (*Single of Freedom*) untuk sistem yang gerakannya dapat digambarkan dengan satu koordinat dan multi derajat kebebasan (*Multi Degree of Freedom*) untuk sistem yang gerakannya digambarkan oleh lebih dari satu koordinat.

Pada perancangan ini digunakan sistem *Multi Degree of Freedom*. Persamaan gerak untuk *Multi Degree of Freedom* (M.D.O.F) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem MDOF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDOF. Secara sederhana, sistem MDOF dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya $F_1(t)$, $F_2(t)$, dan $F_3(t)$ pada Gambar 2.12 berikut. (Rao, 2011)



Gambar 2.12 Ilustrasi Sistem *Undamped* dengan 3 DOF (Rao, 2011)

Dari gambar 2.12 didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_i F_i \quad (2.3)$$

Persamaan 2.3 terdiri dari $i=1$, $i=2$ dan $i=3$ sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}; [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}; [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

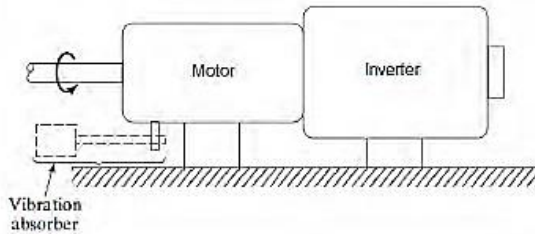
Dengan menyubstitusikan persamaan (2.4) ke persamaan (2.3), maka didapatkan:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.5)$$

2.6.2 Dynamics Vibration Absorber

Penyerap getaran (*vibration absorber*) atau penyerap getaran dinamis merupakan salah satu proses *vibration control* untuk mengurangi atau menghilangkan efek getaran yang tidak diinginkan. DVA tersebut dapat berupa sistem massa dan pegas yang dipasangkan pada sistem massa utama yang direduksi getarannya. Dengan demikian massa utama dan massa *absorber* yang terpasang merupakan sistem dua derajat kebebasan (DOF), sehingga sistem tersebut memiliki dua frekuensi natural. Aplikasi umum dari absorber ini seperti *sanders*, gergaji, dan *compactor* yang berjalan pada kecepatan konstan. Dalam sistem tersebut,

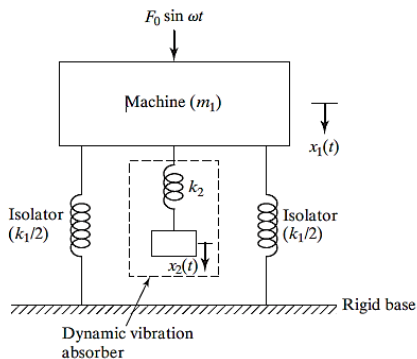
absorber membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (reciprocating). Tanpa getaran *absorber*, gaya dari gerak maju mundur (reciprocating) tidak seimbang dan dapat membuat sistem tidak terkontrol. Peredam getaran juga digunakan pada baris transmisi tegangan tinggi. Pada kasus ini, peredam getaran dinamis dalam bentuk beban (Gambar 2.13). Beban digantung pada *motor* untuk mengurangi dampak getaran yang diterima oleh *motor*. Terdapat dua macam DVA yaitu *Undamped Vibration Absorber* (DVA tidak teredam) dan *Damped Vibration Absorber* (DVA teredam).



Gambar 2.13 Mekanisme DVA pada Motor

a. *Undamped Dynamic Vibration Absorber*

Skema dari sistem utama yang dipasangi DVA tidak teredam dapat dilihat pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Skema DVA Tidak Teredam

Dari gambar 2.14 diatas, dapat diketahui persamaan gerak yang dituliskan pada persamaan (2.6) dan (2.7) berikut :

$$m\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.6)$$

$$m\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2.7)$$

Dengan mengasumsikan solusi harmonik yaitu $X_j(t)=X_j \sin \omega t$, $j=1,2$ sehingga *amplitude steady state* dari m_1 dan m_2 adalah

$$X_1 = \frac{(k_1 - m_2 \omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.8)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.9)$$

Untuk membuat amplitudo m_1 nol maka *numerator* dari persamaan (2.10) harus sama dengan nol, sehingga persamaan tersebut menjadi

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} \quad (2.10)$$

Massa utama tanpa DVA memiliki resonansi natural $\omega_2 \cong \omega_{12} = k_1 m_1$, maka desain dari *absorber* persamaannya menjadi

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} = \frac{K_1}{m_1} \quad (2.11)$$

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

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \omega_1 = \left(\frac{K_1}{m_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.12)$$

Persamaan (2.13) sebagai frekuensi natural sistem utama

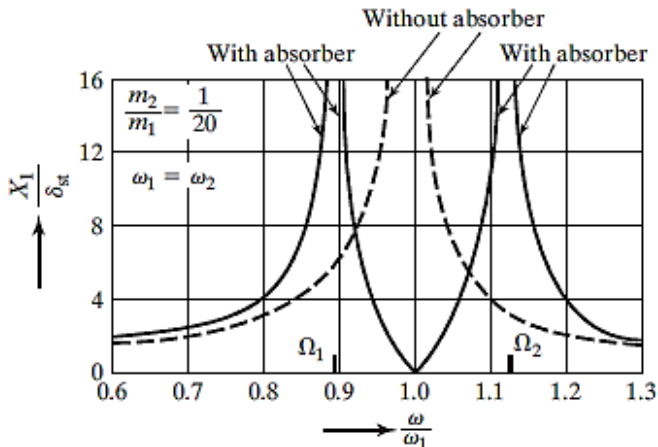
$$\omega_2 = \left(\frac{K_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.13)$$

Persamaan (2.14) sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.14)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.15)$$

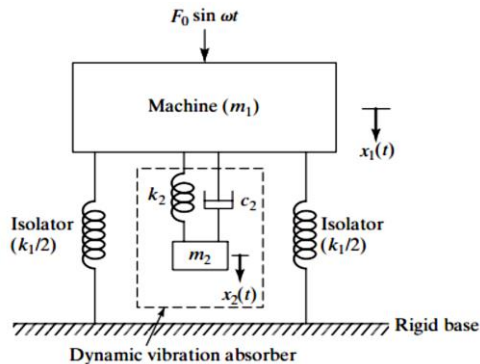
Penggunaan DVA pada sistem utama berdampak pada respon getaran yang akan tereduksi. Penambahan DVA pada sistem utama juga membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitudo respon sistem terhadap rasio frekuensi natural sistem terdapat pada gambar 2.15.



Gambar 2.15 Pengaruh Penggunaan *Undamped Vibration Absorber* terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem (Rao, 2011)

b. Damped Dynamic Vibration Absorber

Damped Dynamic Vibration Absorber (Damped DVA) merupakan DVA yang berfungsi untuk menghasilkan dua puncak frekuensi natural baru serta mereduksi amplitudo tersebut. Skema *damped dynamic vibration absorber* yang terdiri dari massa *absorber*, pegas dan *dampner absorber* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.16 dibawah ini



Gambar 2.16 Pemodelan Dinamis Sistem Utama dengan *Damped DVA* (Rao, 2011)

Berdasarkan gambar 2.16 didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 sebagai berikut:

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

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.16)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapatkan:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}$$

$$j=1,2$$

Sehingga amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + ic_2\omega(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.17)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 - ic_2\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)} \quad (2.18)$$

Nilai X1 dan X2 pada persamaan 2.19 dan 2.20 di atas dapat dinyatakan dalam:

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

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

Dengan :

$\mu = m_2/m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main mass}$

$\delta_{st} = F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system}$

$\omega a_2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$

$\omega n_2 = k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$

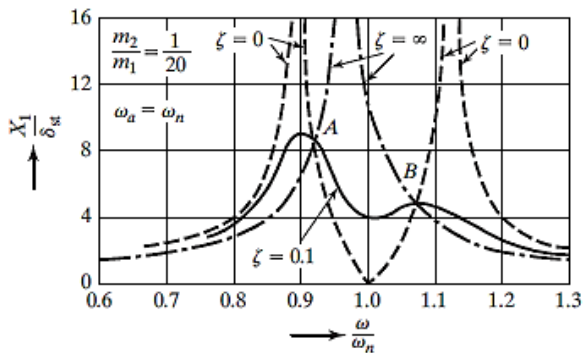
$f = \omega a / \omega n = \text{Ratio of natural frequencies}$

$g = \omega / \omega n = \text{Forced frequency ratio}$

$c = 2m\omega n = \text{Critical damping constant}$

$\zeta = c_2 / c_c = \text{Damping ratio}$

Respon getaran pada persamaan 2.20 di atas dapat dibentuk berupa grafik untuk melihat pengaruhnya terhadap *forced frequency ratio*. Grafik respon getaran *damped DVA* terhadap rasio respon sistem utama dapat dilihat pada Gambar 2.17. Pada grafik tersebut terdapat respon ideal sistem dengan *damped DVA* nilai $\zeta = 0,1$. (Rao, 2011)



Gambar 2.17 Pengaruh dari *Damped DVA* terhadap Rasio Respon Sistem Utama (Rao, 2011)

2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan Terhadap Kenyamanan

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi adalah berupa percepatan, perlambatan dan getaran. Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia adalah berbasis pada gaya gravitasi yang diringkas G. Seseorang yang jatuh bebas dimana percepatan jatuhnya adalah $9,81 \text{ m/s}^2$ dikatakan mengalami percepatan sebesar 1 G. toleransi manusia terhadap percepatan ditunjukkan pada gambar. Gambar tersebut menunjukkan level percepatan rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia.

Informasi ketahanan badan manusia terhadap percepatan merupakan hal yang sangat penting sebagai referensi dalam perancangan ketahanan kereta terhadap *impact*. Jika saat kendaraan mengalami *impact* dimana pengemudi atau penumpang mendapat percepatan atau perlambatan melebihi yang mampu didukung oleh badan, maka dapat membahayakan pengemudi dan penumpang kendaraan tersebut.

Selain berdasarkan kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan kenyamanan. Ditinjau dari segi keamanan, suspensi dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi

pada roda seminimal mungkin. Untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standar ISO 2631, ditampilkan pada tabel berikut :

Tabel 2.3 Reaksi Kenyamanan terhadap Percepatan – ISO 2631

No.	Getaran	Keterangan
1.	$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2.	$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyama
3.	$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 0.1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4.	$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5.	$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6.	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman

2.8 Penelitian Terdahulu

Tugas akhir ini menggunakan beberapa penelitian yang telah dilakukan sebelumnya sebagai referensi dalam merancang *Shock absorber* untuk diterapkan pada kereta *Light Rail Transit* (LRT).

2.8.1 Penelitian oleh Achmad Syaifudin

Penelitian yang dilakukan oleh Achmad Syaifudin adalah melakukan perancangan *coupler* LRT di Indonesia. Perancangan ulang *coupler* dilakukan dengan metode optimasi ukuran. Penggunaan metode tersebut mampu menghasilkan produk yang lebih akurat, yakni dengan cara menentukan geometri *coupler* yang paling optimum tanpa melewati batas *ultimate tensile strength* dari material *coupler* itu sendiri. Penelitian dilakukan menggunakan tipe *coupler knuckle* dengan material baja cor AAR M201 grade E untuk bagian *knuckle jaw*, *locking pin* dan *hinge pin*. Sedangkan untuk bagian *body* menggunakan baja cor AAR M201 grade D. Perbedaan material yang digunakan berada pada kualitas *forging* yang diterima. Berikut material *properties* ditunjukkan pada Tabel 2.4.

Tabel 2.4 Material *properties* AAR M201 (Syarifudin & Priyambodo, 2018)

Parameter	Grade E	Grade D
<i>Young's Modulus</i> (Mpa)	2×10^5	2×10^5
<i>Poission's Ratio</i>	0,3	0,3
Massa Jenis (kg/mm ³)	$7,83 \times 10^{-6}$	$7,83 \times 10^{-6}$
Kekuatan Luluh (MPa)	689	583
Kekuatan Tarik Maksimum (Mpa)	827	720

Analisis yang digunakan pada simulasi ini adalah analisis statis, yang berarti semua kondisi pembebanan terjadi secara konstan pada setiap waktu. Untuk mendapatkan besar pembebanan tarik dan tekan diperlukan gaya gesek dari setiap gerbong LRT. Koefisien gesek rata-rata yang terjadi antara rel dan roda gerbong adalah 0,3 dengan kondisi rel kering tidak diberikan pelumas sama sekali. (Lundberg, 2015) Dengan kondisi penumpang penuh dan berat penumpang menggunakan berat rata-rata orang Asia sebesar 57,7 kg, sehingga gaya gesek dari setiap gerbong seperti yang ditunjukkan Tabel 2.5. (Walpole, 2012)

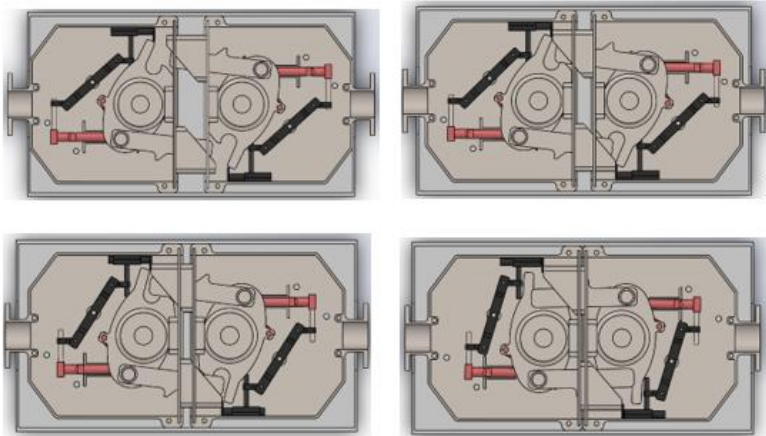
Tabel 2.5 Data Kereta LRT (Syarifudin & Priyambodo, 2018)

Kondisi	<i>Motor Car</i>	<i>Main Car</i>	<i>Trailer Car</i>
Kosong	27.200 kg	27.200 kg	27.200 kg
Jumlah Penumpang	206 orang	224 orang	224 orang
Berat Penumpang	57,7 kg/orang	57,7 kg/orang	57,7 kg/orang
Penuh	39.086,2 kg	40.124,8 kg	40.924,8 kg
Gaya Gesek	115.030,7 N	118.087,3 N	120.441,7 N

2.8.2 Penelitian oleh Ady Theo

Penelitian yang dilakukan oleh Ady Theo adalah melakukan *prototyping coupler* LRT skala laboratorium. *Prototyping*

dilakukan untuk mengetahui mekanisme *coupler* yang paling baik untuk digunakan pada kereta LRT. Beberapa tahapan yang dilakukan dalam penelitian ini adalah analisa gaya pada LRT berupa pembebanan tarik saat melaju dan pembebanan tekan saat melambat. Gambar 2.18 menunjukkan saat proses *coupler* mulai terkunci dengan sisi lainnya.

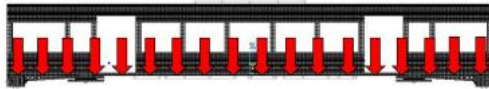


Gambar 2.18 Hasil Simulasi Gerak *Coupler* (David, 2019)

Pada penelitian ini digunakan analisa struktur transien yang menyediakan kemampuan untuk menentukan respon dinamik dari sistem di setiap jenis beban waktu yang bervariasi. Dalam analisa struktur transien, berbagai persamaan umum gerak dapat diselesaikan untuk beberapa poin berikut :

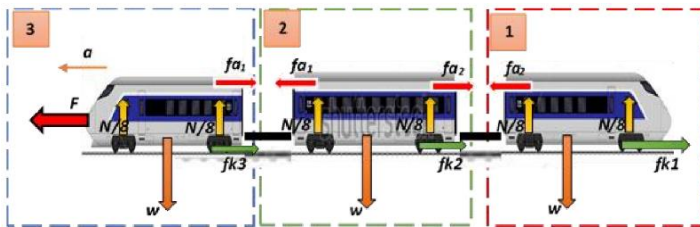
- Salah satu pertimbangan penting melakukan analisa struktur transien adalah waktu ukuran langkah (*step*)
- *Step* (langkah waktu) harus cukup kecil untuk benar-benar menggambarkan beban *time-varying*.
- Ukuran langkah waktu mengontrol akurasi dalam menangkap respon dinamik. Oleh karena itu, menjalankan analisa modal awal sangat diharapkan.
- *Time step* juga mengontrol akurasi dan konvergensi perilaku sistem nonlinear.

Beberapa analisa yang digunakan pada penelitian Ady Theo seperti analisa pembebanan vertikal, gaya lateral, dan analisa *rolling resistance*. Perhitungan pembebanan vertikal dari penelitian Ady Theo (2019) dihasilkan beban oleh lokomotif, kereta, dan gerbong. Beban vertikal dari *carbody* kemudian diteruskan ke *coupler*. Pembebanan vertikal dirumuskan dengan jumlah berat badan kereta (P1) dan berat penumpang (P2) dikalikan koefisien dinamis (k) 1,3. Pembebanan vertikal sesuai dengan spesifikasi teknis LRT ditunjukkan pada Gambar 2.19 dan persamaan pembebanan *carbody* dirumuskan pada persamaan 2.19 (Standarization, 2010)



Gambar 2.19 Pembebanan Vertikal *Carbody*

$$Pv = k(P1 + P2) \quad (2.21)$$



Gambar 2.20 Penjabaran Gaya-gaya yang Terjadi pada LRT Saat Melaju

Berdasarkan penjabaran gaya-gaya pada Gambar 2.20 digunakan perhitungan gaya yang terjadi pada tiap *carbody* adalah sebagai berikut :

- Gaya pada area 1:

$$\sum F = m \cdot a$$

$$fa_2 - fk_1 = m \cdot a$$

$$fa_2 = (m \cdot a) + fk_1 \quad (2.22)$$

- Gaya pada area 2:

$$\sum F = m \cdot a$$

$$fa_1 - fa_2 - fk_2 = m \cdot a$$

$$fa_1 = (m \cdot a) + fa_2 + fk_2 \quad (2.23)$$

- Gaya pada area 3:

$$\sum F = m \cdot a$$

$$F - fa_1 - fk_3 = m \cdot a$$

$$F = (m \cdot a) + fk_3 + fa_1 \quad (2.24)$$

Dimana:

W = Berat tiap gerbong

N = Gaya normal

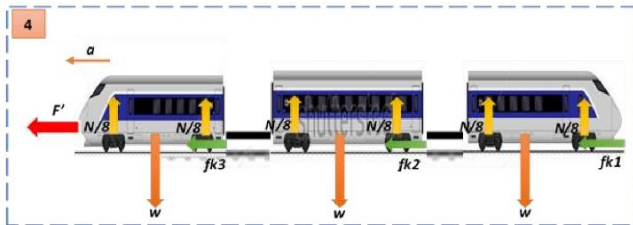
Fk = Gaya gesek roda LRT dengan rel

fa1 = Gaya tarik menarik oleh *coupler* pada *carbody* depan

fa2 = Gaya tarik menarik oleh *coupler* pada *carbody* belakang

F = Gaya tarik LRT

a = 1 m/s² (percepatan LRT)



Gambar 2.21 Penjabaran Gaya Tekan yang Terjadi Saat LRT Melambat

Pada saat LRT melakukan perlambatan, maka terjadi gaya tekan pada *coupler*, dan gaya tekan paling besar berada pada *coupler* yang paling depan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.21, besaran gaya tekan tersebut dijabarkan sebagai berikut :

Gaya pada area 4:

$$\begin{aligned}\sum F &= m \cdot a \\ -F' + fk_1 + fk_2 + fk_3 &= m_{total} \cdot a_{perlambatan} \\ F' &= (m_{total} \cdot a_{perlambatan}) + fk_{total}\end{aligned}\quad (2.25)$$

Dimana:

W = berat *carbody*

N = gaya normal

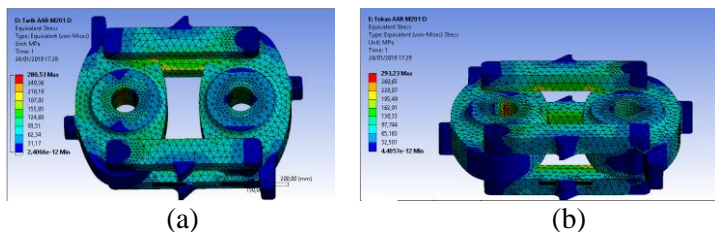
fk = gaya gesek roda LRT dengan rel

F' = gaya tekan LRT

$a_{perlambatan}$ = 1,34 m/s (perlambatan LRT)

Untuk percepatan dan perlambatan sendiri diambil dari *Transit Cooperative Research Program*, yaitu *handbook* khusus menjabarkan standar-standar yang harus dimiliki oleh setiap LRT demi kenyamanan penumpang didalamnya saat beroperasi. (*Transit Cooperative Research Program, 2012*)

Berikutnya ialah analisa pembebanan tarik-tekan pada *coupler* dan menguji faktor keamanan *coupler* dengan menggunakan material AAR M201 *grade D*, AAR M201 *grade E* dan S 316 *grade L*. Dari ketiga material yang diuji dengan menggunakan *software ANSYS* didapatkan hasil dari faktor keamanan akibat beban tarik dan beban tekan ditunjukkan pada Gambar 2.22 dan Tabel 2.6.



Gambar 2.22 (a) Tegangan Tarik (b) Tegangan Tekan Material AAR M201 (David, 2019)

Tabel 2.6 Hasil Simulasi Nilai Faktor Keamanan Tiap Material

Material	Faktor Keamanan Beban Tarik	Faktor Keamanan Beban Tekan
AAR M201 <i>grade</i> D	2,0782	1,9882
AAR M201 <i>grade</i> E	2,4561	2,3497
S 316 <i>grade</i> L	1,1749	1,1237

Tabel 2.6 menunjukkan faktor keamanan hasil simulasi statis terhadap material yang digunakan. Dari hasil tersebut untuk komponen yang menerima beban terbesar menggunakan material AAR M201 *Grade* D dan untuk komponen yang lainnya menggunakan material S316 *grade* L. Komponen yang menerima beban terbesar yaitu komponen plat penghubung dan komponen penghubung antar *coupler*.

Pada bagian pengunci *coupler* digunakan pegas yaitu *Helical Spring*, dan menggunakan material *steel* yang sesuai dengan bahan di pasaran memiliki massa jenis 7850 kg/m^3 dan *shear modulus* $12 \times 10^6 \text{ psi}$. Dimensi dari *coil spring* didapat dari persamaan berikut :

$$L = 2\pi RN_a \quad (2.26)$$

$$K = \frac{Gd^4}{8N_a R^3} \quad (2.27)$$

Dimana :

K : Kekakuan pegas

L : Panjang total kawat

N_a : *Number of active coil spring*

d : *Diameter solid wire*

G : *Shear Modulus*

R : Jari-jari rata-rata pegas

Nilai kekakuan pegas didapatkan dari rumus :

$$F = k \times \Delta X \quad (2.28)$$

Dimana :

F : Gaya yang ditahan oleh pegas

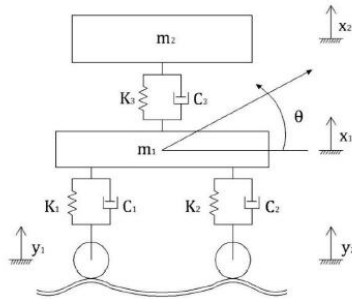
k : Kekakuan pegas

ΔX : Perubahan panjang pegas

Dari hasil simulasi dan pengolahan data dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa mekanisme *coupler* yang cocok untuk digunakan pada LRT Indonesia memiliki sistem *coupled* secara otomatis dengan menggunakan mekanisme mekanik. Dari hasil simulasi statis yang dilakukan beban maksimum diterima oleh komponen penghubung dengan tegangan akibat beban tarik terbesar 282,58 MPa dan tegangan akibat beban tekan terbesar 294,52 MPa. Material AARM 201 *grade* D digunakan pada komponen plat penghubung dan komponen penghubung antar *coupler* dengan nilai faktor keamanan sebesar 1,98 pada pembebanan tekan sedangkan komponen lainnya menggunakan material S 316 *grade* L. Pembuatan *prototype* menggunakan *printer* 3 dimensi *creality ender* dengan material PLA. Digunakan skala 2 : 1 untuk menyesuaikan kapasitas maksimum dari mesin *print* 3 dimensi yang digunakan. (David, 2019)

2.8.3 Penelitian oleh Dian Zahro

Penelitian yang dilakukan oleh Dian Zahro ialah analisa pengaruh variasi nilai koefisien redaman terhadap respon dinamis suspensi primer dan merancang ulang diameter *orifice* pada *shock absorber* kereta api tipe ekonomi. Pemodelan dan simulasi dilakukan pada *bogie* sistem seperempat kendaraan kereta api tipe ekonomi dengan memvariasikan nilai koefisien redaman. Variasi tersebut dilakukan untuk mendapatkan nilai koefisien redaman yang sesuai dengan keadaan sistem seperempat kendaraan kereta api tipe ekonomi. Berikut *free body diagram* sistem seperempat kendaraan dari kereta api tipe ekonomi ditunjukkan pada Gambar 2.23 dan variasi koefisien redaman pada Tabel 2.7.



Gambar 2.23 Free Body Diagram Seperempat Kendaraan dari Kereta Api Penumpang Ekonomi

Tabel 2.7 Variasi untuk Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik

Koefisien Redaman	Nilai (Ns/m)
C_1	15000
C_2	37148
C_3	55723
C_4	92871

Dari simulasi sistem kendaraan kereta api didapatkan nilai koefisien redaman yang paling baik yaitu sebesar 92871 Ns/m. Setelah didapatkan nilai koefisien redaman, dilakukan simulasi sistem suspensi hidrolik untuk mendapatkan diameter *orifice* yang paling cocok. Gaya redam yang terjadi pada sistem suspensi hidrolik dipengaruhi oleh energi disipasi dari minyak yang mengalir melalui *orifice*. Minyak tersebut diasumsikan fluida inkompresibel dan ΔP menunjukkan perbedaan tekanan antara ruang bawah dan ruang atas piston. Dari hukum konservasi massa, didapat persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_o &= Q_p \\
 \zeta \cdot A_o \cdot v_o &= A_p \cdot v_p \\
 V_o &= A_p / \zeta A_o \cdot V_p
 \end{aligned}
 \tag{2.29}$$

Dimana :

- A_o = Luas area *orifice* (m²)
 A_p = Luas area piston (m²)
 v_o = Kecepatan minyak memasuki *orifice* (m/s²)
 v_p = Kecepatan piston (m/s²)
 ζ = Koefisien *discharge orifice*

Gaya redam sistem suspensi hidrolik (F_{dh}) yang terdiri dari siklus kompresi dan ekspansi didapatkan dari persamaan hukum Pascal :

Siklus Ekspansi

$$\begin{aligned}
 F_D &= \Delta P \cdot A_e \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} (V_{oe}^2 - V_p^2) A_e \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) (A_p - A_{pr}) \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) v_p^2 \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \\
 F_D &= \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

Siklus Kompresi

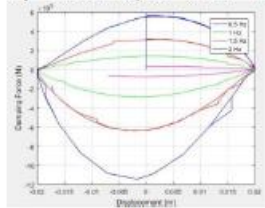
$$\begin{aligned}
 F_D &= \Delta P \cdot A_k \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} (V_{ok}^2 - V_p^2) A_k \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) A_p \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) A_p V_p^2 \\
 F_D &= \frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

Dimana :

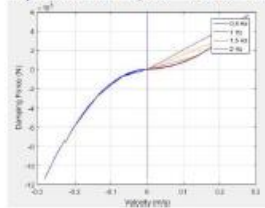
- A_{oe} = Luas *orifice* saat kompresi (m²)
 A_{pr} = Luas piston rod (m²)
 Parameter yang digunakan pada simulasi suspensi hidrolik ditunjukkan pada Tabel 2.8.

Tabel 2.8 Parameter Simulasi Suspensi Hidrolik

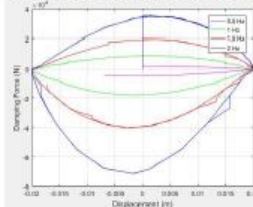
Massa Jenis fluida (ρ)	Diameter orifice (Doe) (parameter awal)	Diameter piston (Dp)	Diameter piston rod (Dpr)	Frekuensi (Hz)
860 kg/m ³	0.001 m	0.05 m	0.0354 m	0.5 Hz
	0.002 m			1 Hz
	0.002155 m			1.5 Hz
	0.003 m			2 Hz

 $D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$


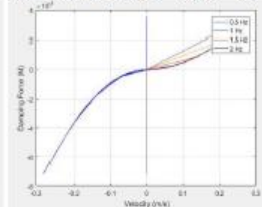
(a)

 $D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$


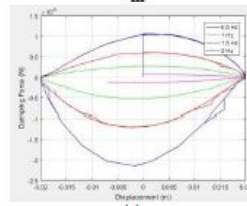
(b)

 $D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$


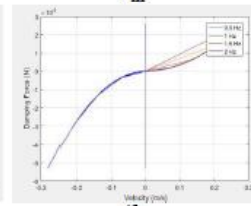
(c)

 $D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$


(d)

 $D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2.155 \times 10^{-3} \text{ m}$


(e)

 $D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2.155 \times 10^{-3} \text{ m}$


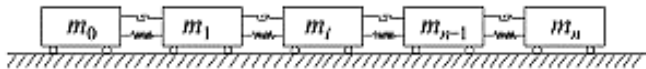
(f)

nilai konstanta redam paling besar menghasilkan ketahanan yang paling baik, yaitu 92.871 Ns/m.

Untuk simulasi suspensi hidrolis dengan variasi diameter *orifice* didapatkan, Semakin kecil diameter *orifice* yang digunakan pada sistem suspensi hidrolis, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Nilai gaya redam yang dihasilkan pada sistem suspensi hidrolis siklus kompresi lebih besar dibanding siklus ekspansi. Diameter *orifice* 2,155 mm cocok untuk dipasangkan pada sistem suspensi seperempat kendaraan dengan penggunaan konstanta redam 92.871 Ns/m

2.8.4 Penelitian oleh Reza Seerajian dan Saeed Mohammadi

Penelitian yang dilakukan oleh Reza Seerajian dan Saeed Mohammadi adalah mengetahui dampak perubahan parameter *automatic coupler* terhadap gaya longitudinal selama proses penambahan kecepatan dan pengereman. Simulasi tahap 1 dilakukan dengan kecepatan 33 m/sec setara dengan 118,8 km/jam untuk mendapatkan nilai kekakuan dari *automatic coupler*. Variasi yang dilakukan pada penelitian ini yaitu variasi kecepatan awal pengereman, nilai kekakuan pegas dan penambahan *rigid arm* pada satu sisi *carbody*. Berikut model dinamis dari sistem pada Gambar 2.25 dan hasil simulasi nilai kekakuan *coupler* yang didapatkan pada Tabel 2.10.



Gambar 2.25 Model dinamis sistem utama kereta dengan pegas dan peredam

Tabel 2.10 Simulasi Nilai Kekakuan *Automatic Coupler* (kN/m)

	K	K	K
Simulasi 1	1302	1626,8	1236,2
Simulasi 2	1116	1394,4	1059
Simulasi 3	930	1163	883
Simulasi 4	558	697	529,8

Tabel 2.10 digunakan untuk simulasi berikutnya yaitu simulasi pengaruh perubahan nilai kekakuan pada gaya tekan maksimum terhadap perubahan kecepatan kereta yang ditunjukkan pada Tabel 2.11.

Tabel 2.11 Simulasi perubahan kecepatan terhadap gaya tekan maksimum

Kecepatan (km/jam)	120				90				60			
Simulasi	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Gaya Tekan Maksimum (kN)	813	813	771	868	900	886	879	980	1014	1032	1030	1170

2.8.5 Penelitian oleh Davis

Pada tahun 1926, W. J. Davis mengusulkan formula empiris untuk menghitung "*Tractive Resistance of Electric.*" Formula yang ditemukan berdasarkan formula dari penelitian Schmidt (1910) berupa percobaan dan solusi teoritis di bidang pemodelan resistensi kereta. Davis mengusulkan formula *polynomial* tingkat kedua sehubungan dengan kecepatan yang digunakan. Formula Davis memberikan akurasi yang memadai untuk perhitungan hambatan kereta. Rumus yang digunakan secara luas dituliskan sebagai berikut : (W. J. Davis, 1926)

$$R = 1,5 + \frac{18N}{W} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000W} \quad (2.32)$$

Dimana,

R = *rolling resistance* kereta (lbm/ton)

N = jumlah roda kereta

W = berat total lokomotif atau *motorcar* (ton)

C = *Canadian National streamlining coefficient*

a = *cross-sectional are of the locomotive in square feet*

V = kecepatan kereta (mph)

Gaya resistensi R berhubungan dengan kecepatan (dalam m/s) gaya resistansi R dapat dinyatakan secara absolut dalam Newton atau sebagai *specific resistance* per seribu (kg/ton) atau (kN/N). Koefisien A, B dan C pada persamaan Davis memiliki nilai yang berbeda-beda dan bergantung pada spesifikasi kereta. Davis merekomendasikan konstanta pendukung pada Tabel 2.12 untuk memudahkan penggunaan formula yang dimodifikasinya.

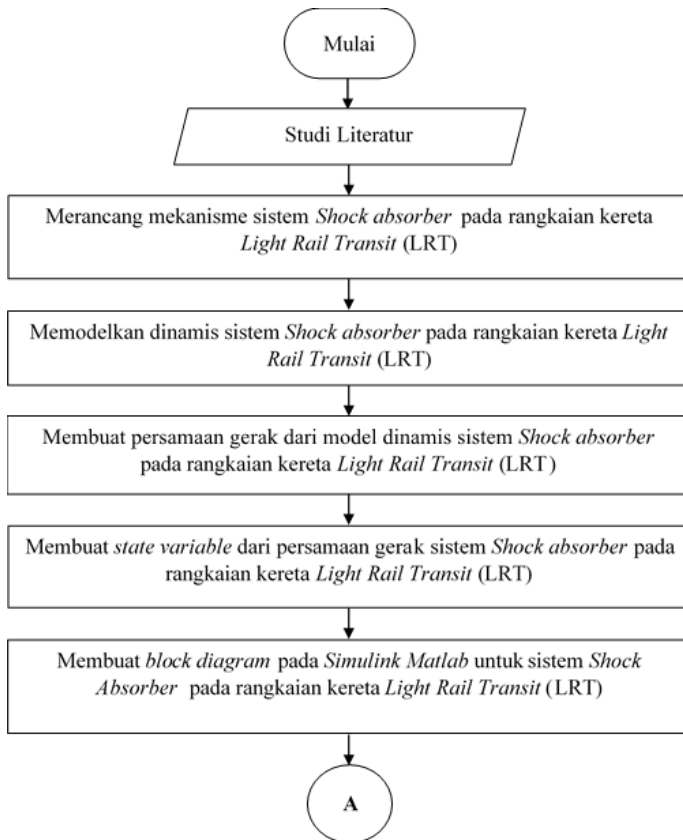
Tabel 2.12 Konstanta Formula Davis (W. J. Davis, 1926)

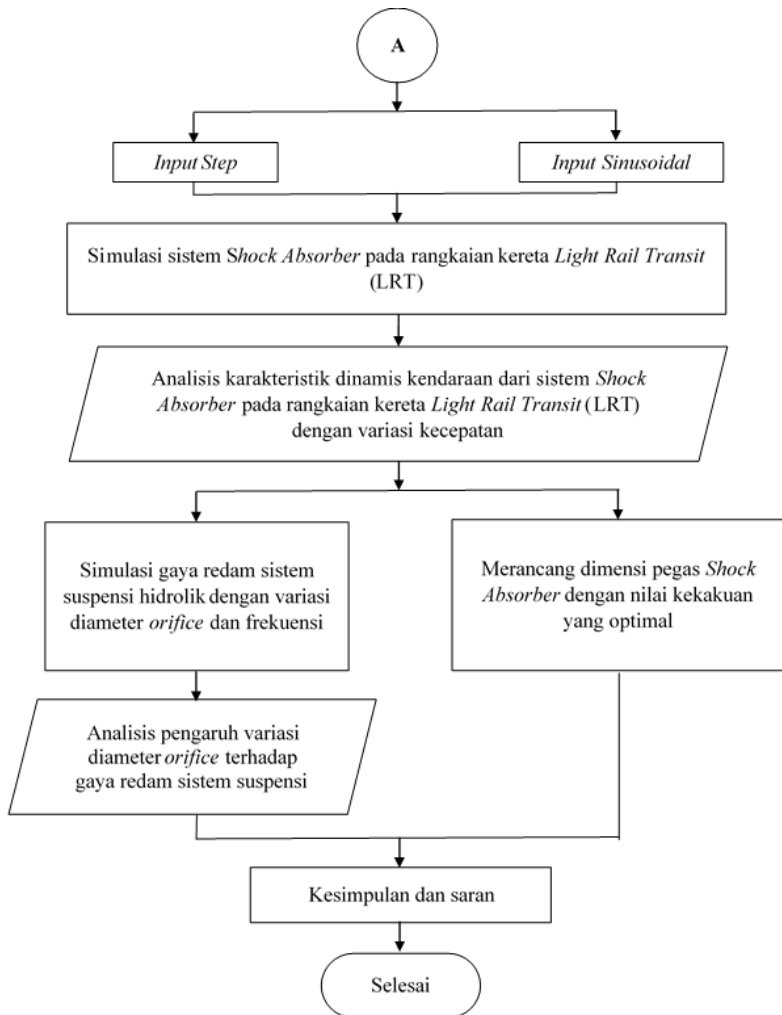
Degree of Streamlining	Example Equipment	C Coefficient	
		Leading Equipment	Trailing Equipment
<i>Nil 1</i>	<i>Open auto transporter</i>	-	12.5
<i>Nil 2</i>	<i>Freight Locomotive</i>	24.0	5.5
	<i>Mixed consist of freight cars</i>	-	5.0
<i>Low 3</i>	<i>RDC</i>	19.0	4.0
<i>Low 4</i>	<i>Conventional passenger incl. locomotive</i>	19.0	3.5
<i>Med 5</i>		14	3.0
<i>Med 6</i>		10	2.6
<i>High 7</i>	<i>High speed passenger</i>	7.6	2.3
<i>High 8</i>	<i>Maximum possible streamlining</i>	7.0	2.0

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

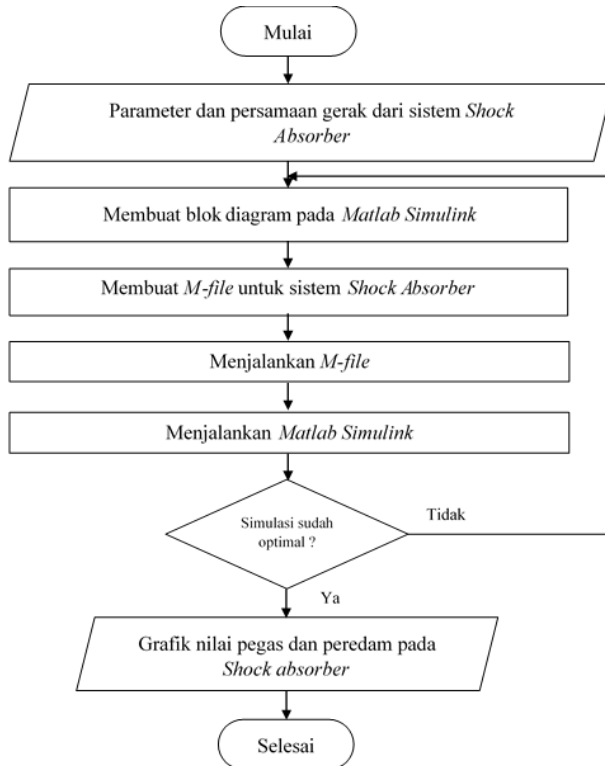
3.1 *Flowchart* Penelitian

Pada tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui nilai pegas dan peredam pada *shock absorber* sekaligus pengaruhnya terhadap respon dinamis pada kereta *Light Rail Transit* (LRT). Untuk proses analisa dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh *diagram* alir pada gambar berikut.





Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

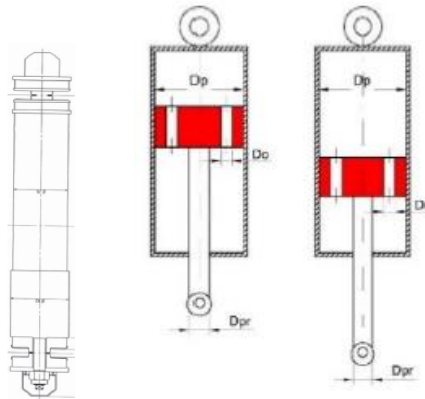


Gambar 3.2 Diagram Alir Simulasi *Shock absorber*

Metode penelitian dalam tugas akhir secara umum dapat dilihat pada gambar 3.1 dan gambar 3.2 yang dimulai dengan studi literatur mengenai *Shock absorber* dan *automatic coupler* pada kereta *Light Rail Transit (LRT)*. Setelah itu membuat pemodelan dinamis mengenai *Shock absorber* yaitu pemodelan *time response* dengan *state variable*. Setelah membuat pemodelan dinamisnya, penulis mensimulasikan pemodelan di *software Simulink Matlab* untuk mendapatkan karakteristik gaya redam berupa nilai konstanta pegas dan peredam. *Input step* digunakan untuk menguji respon terhadap gangguan yang muncul secara tiba-tiba dan

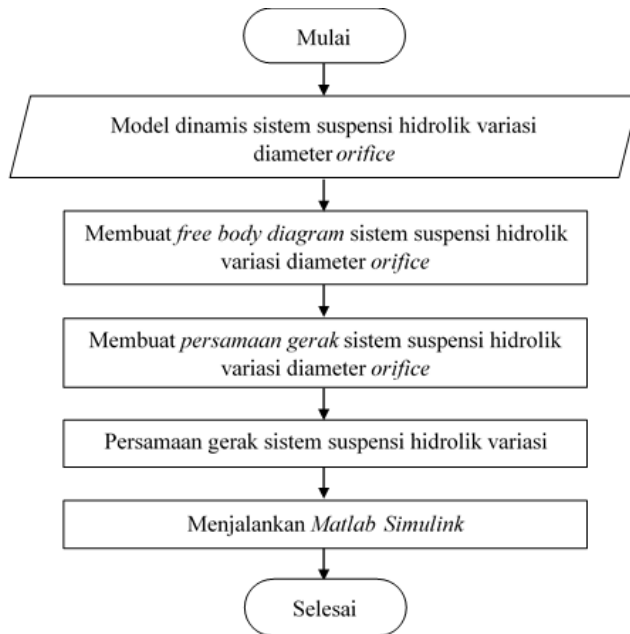
melihat kemampuan sistem kontrol dalam memposisikan respon. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dari sistem keseluruhan kereta LRT dengan 2 *motorcar* dan 1 *trailer car* menggunakan *automatic coupler* yang telah ditambahkan *Shock absorber*.

Berikutnya ialah pemodelan fisik dan dinamis *shock absorber* yang dapat dilihat pada Gambar 3.3. sistem tersebut meliputi silinder hidraulik, piston, *orifice*, dan fluida kerja. Saat proses kompresi, piston bergerak ke atas sehingga fluida pada ruang atas piston terdorong menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang atas piston menuju ruang bawah piston melalui *orifice*. Saat ekspansi, piston bergerak ke bawah, fluida pada ruang bawah piston akan terdorong menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang bawah piston menuju ruang atas piston melalui *orifice*.



Gambar 3.3 Pemodelan Fisik Piston *Shock absorber*

Dari Gambar 3.3 tersebut, langkah selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem yang akan digunakan untuk melakukan simulasi dari sistem suspensi hidroli. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4 Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Suspensi Hidrolik Variasi Diameter Orifice

3.2 Metode Pengerjaan

Metode pelaksanaan penelitian dalam tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada Gambar 3.1 yang terdiri dari beberapa tahap pengerjaan. Namun untuk memperoleh hasil yang diinginkan, maka perlu dilakukan pemahaman terhadap metode-metode yang dilakukan tersebut.

3.2.1 Studi Literatur

Sebelum tugas akhir ini dilakukan, perlu adanya referensi untuk menunjang analisis dari sistem *shock absorber* pada *coupler* kereta LRT dengan variasi nilai koefisien reaman sehingga akan didapatkan diameter *orifice shock absorber* kereta

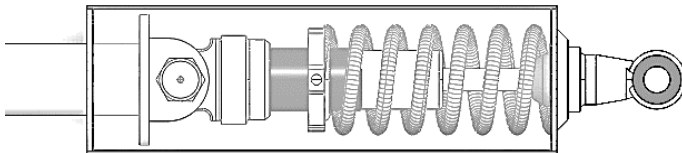
yang sesuai. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah referensi yang terkait dengan penelitian ini. Literatur dan referensi tersebut antara lain mengenai sistem *coupler*, *shock absorber*, *Light Rail Transit (LRT)*, *multi-degree of freedom*, dan *dynamics vibration absorber*. Berbagai literatur tersebut didapatkan dari buku, penelitian sebelumnya, dan jurnal internasional.

3.2.2 Identifikasi Masalah

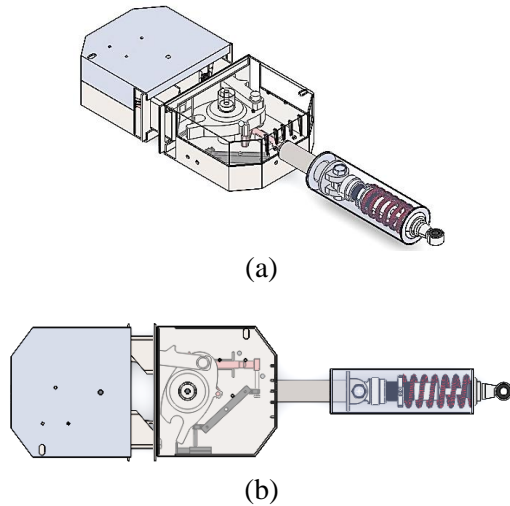
Pada tugas akhir ini, masalah yang diidentifikasi dibagi menjadi dua yaitu *input* dan *output*. *Input* merupakan suatu masukan yang diberikan pada simulasi, yaitu berupa variasi kecepatan kereta LRT dan variasi diameter *orifice shock absorber*. Sedangkan *output* merupakan hasil yang didapatkan dalam simulasi ini, yaitu berupa nilai pegas dan peredam yang dihasilkan dari sistem *shock absorber* agar optimal saat diterapkan pada kereta LRT.

3.2.3 Perancangan Mekanisme

Berikut merupakan 3D dari *Shock absorber* yang disambungkan pada *automatic coupler* pada kereta *Light Rail Transit (LRT)* ditunjukkan pada Gambar 3.5 dan Gambar 3.6.



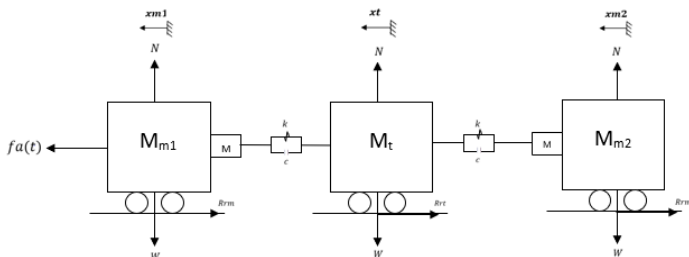
Gambar 3.5 *Shock absorber*



Gambar 3.6 *Shock absorber* 3D (a) Tampak samping dan (b) Tampak atas

3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

Pada tugas akhir ini, analisa respon gerak dari kendaraan ketika melalui eksitasi jalan dengan kecepatan tertentu. Pemodelan dinamis dari sistem utama dilakukan untuk memudahkan dalam penentuan *Free Body Diagram*. Pemodelan dinamis dilakukan dengan memasang *Shock absorber* pada satu sisi *carbody* yang ditunjukkan pada Gambar 3.7 sebagai berikut :



Gambar 3.7 *Free Body Diagram Shock Absorber* dengan *Carbody* Kereta

Dimana :

$fa(t)$ = Gaya eksitasi (N)

x_{m1} = Perpindahan massa *motorcar* 1 (m)

x_t = Perpindahan massa *trailer*car (m)

x_{m2} = Perpindahan massa *motorcar* 2 (m)

M = Massa *coupler* (kg)

m_{m1} = Massa *motorcar* 1 (kg)

m_t = Massa *trailer*car (kg)

m_{m2} = Massa *motorcar* 2 (kg)

k = Koefisien pegas (N/m)

c = Koefisien redaman (Ns/m)

R_{rm} = *Rolling resistance motorcar* (N)

R_{rt} = *Rolling resistance trailer*car (N)

N = Gaya normal *carbody* (N)

W = Berat *carbody* (N)

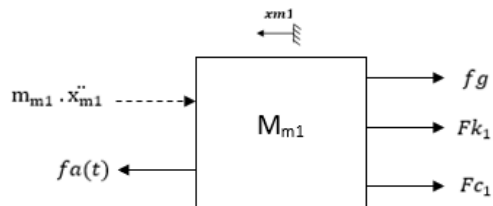
Fk = Gaya pegas dari sistem kereta (N/m)

Fc = Gaya redam dari sistem kereta (Ns/m)

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Setelah mengetahui pemodelan sistem dinamis dari sistem *shock absorber* maka dapat diketahui *free body diagram* dari sistem massa utama. Penentuan FBD untuk memudahkan dalam menentukan persamaan gerak. Berikut merupakan persamaan gerak sistem *shock absorber* pada *coupler* kereta LRT.

a. Persamaan Matematis Massa *Motorcar* 1 (M_{m1})



Gambar 3.8 *Free Body Diagram* Massa *Motorcar* (M_m)

Berdasarkan FBD pada gambar 3.8 didapatkan persamaan matematis sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \sum F_y &= 0 \\
 N - W &= 0 \\
 N &= W
 \end{aligned}$$

$$\leftarrow + \sum F_x = m_{m1} \cdot \ddot{x}_{m1}$$

$$fa(t) - Fk - Fc - fg - m_m \cdot \ddot{x}_m = 0$$

$$fa(t) - k_1(x_{m1} - x_t) - c_1(\dot{x}_{m1} - \dot{x}_t) - fg - m_{m1} \cdot \ddot{x}_{m1} = 0$$

$$m_{m1} \cdot \ddot{x}_{m1} + k_1(x_m - x_t) + c_1(\dot{x}_m - \dot{x}_t) - fa(t) + fg = 0$$

$$m_{m1} \cdot \ddot{x}_{m1} + k_1 \cdot x_{m1} - k_1 \cdot x_t + c_1 \cdot \dot{x}_{m1} - c_1 \cdot \dot{x}_t - fa(t) + fg = 0$$

Percepatan

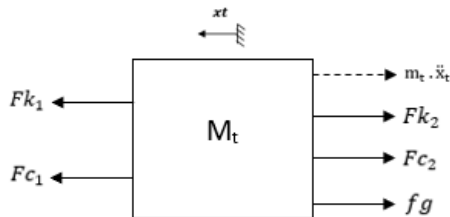
$$\ddot{x}_{m1} = \frac{1}{m_{m1}} (k_1 \cdot x_t - k_1 \cdot x_{m1} + c_1 \cdot \dot{x}_t - c_1 \cdot \dot{x}_{m1} + fa(t) - fg) \quad (3.1)$$

State Variable

$$\dot{x}_{m1} = V_{m1}$$

$$V\dot{m}1 = \frac{1}{m_{m1}} (k_1 \cdot x_t - k_1 \cdot x_{m1} + c_1 \cdot V_t - c_1 \cdot V_{m1} + fa(t) - fg) \quad (3.2)$$

b. Persamaan Matematis Massa Trailercar (Mt)



Gambar 3.9 Free Body Diagram Massa Trailercar (Mt)

Berdasarkan FBD pada gambar 3.9 didapatkan persamaan matematis sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \sum F_y &= 0 \\
 N - W &= 0 \\
 N &= W
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \leftarrow + \sum F_x &= m_t \cdot \ddot{x}_t \\
 Fk + Fc - fg - m_t \cdot \ddot{x}_t &= 0 \\
 k_1(x_{m1} - x_t) + c_1(\dot{x}_{m1} - \dot{x}_t) - k_2(x_t - x_{m2}) - c_2(\dot{x}_{m2} - \dot{x}_t) \\
 - fg - m_t \cdot \ddot{x}_t &= 0 \\
 m_t \cdot \ddot{x}_t + k_2(x_t - x_{m2}) + c_2(\dot{x}_{m2} - \dot{x}_t) - k_1(x_{m1} - x_t) \\
 - c_1(\dot{x}_{m1} - \dot{x}_t) + fg &= 0
 \end{aligned}$$

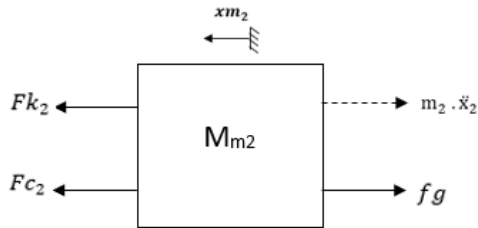
Percepatan

$$\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t} [-k_2(x_t - x_{m2}) - c_2(\dot{x}_{m2} - \dot{x}_t) + k_1(x_{m1} - x_t) + c_1(\dot{x}_{m1} - \dot{x}_t) - fg] \quad (3.3)$$

State Variable

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_t &= V_t \\
 \dot{V}_t &= \frac{1}{m_t} [-k_2(x_t - x_{m2}) - c_2(V_{m2} - V_t) + k_1(x_{m1} - x_t) + \\
 & c_1(V_{m1} - V_t) - fg] \quad (3.4)
 \end{aligned}$$

c. **Persamaan Matematis Massa Motorcar 2 (M_{m2})**



Gambar 3.10 Free Body Diagram Massa Motorcar 2 (M_{m2})

Berdasarkan FBD pada gambar 3.10 didapatkan persamaan matematis sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \sum F_y &= 0 \\
 N - W &= 0 \\
 N &= W
 \end{aligned}$$

$$+ \leftarrow \sum F_x = m_{m2} \cdot \ddot{x}_{m2}$$

$$Fk_2 + Fc_2 - m_{m2} \cdot \ddot{x}_{m2} - fg = 0$$

$$k_2(x_t - x_{m2}) + c_2(\dot{x}_t - \dot{x}_{m2}) - m_{m2} \cdot \ddot{x}_{m2} - fg = 0$$

$$m_t \cdot \ddot{x}_t + k_2(x_{m2} - x_t) + c_2(\dot{x}_{m2} - \dot{x}_t) + fg = 0$$

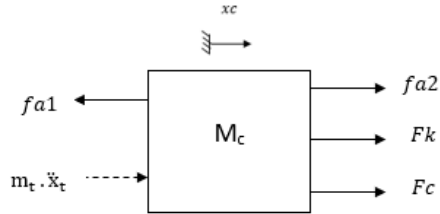
$$m_{m2} \cdot \ddot{x}_{m2} + k_2 \cdot x_{m2} - k_2 \cdot x_t + c_2 \cdot \dot{x}_{m2} - c_2 \cdot \dot{x}_t + fg = 0$$

Percepatan

$$\ddot{x}_{m2} = \frac{1}{m_{m2}} (k_2 \cdot x_t - k_2 \cdot x_{m2} + c_2 \cdot \dot{x}_t - c_2 \cdot \dot{x}_{m2} - fg) \quad (3.5)$$

State Variable

$$V\dot{m}_2 = \frac{1}{m_{m2}} (k_2 \cdot x_t - k_2 \cdot x_{m2} + c_2 \cdot V_t - c_2 \cdot V_{m2} - fg) \quad (3.6)$$

d. Persamaan Matematis Massa Coupler (Mc)**Gambar 3.11** Free Body Diagram Massa Coupler

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \sum F_y &= 0 \\
 N - W &= 0 \\
 N &= W
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 + \leftarrow \sum F_x &= m_c \cdot \ddot{x}_c \\
 -fa1 + fa2 + fk + fc &= m_c \cdot \ddot{x}_c \\
 -fa1 + fa2 + k \cdot x_c + c \cdot \dot{x}_c &= m_c \cdot \ddot{x}_c \\
 m_c \cdot \ddot{x}_c + fa1 - fa2 - k \cdot x_c - c \cdot \dot{x}_c &= 0
 \end{aligned}$$

Percepatan

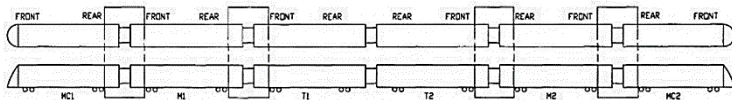
$$\ddot{x}_c = \frac{1}{m_c} (-fa1 + fa2 + k \cdot x_c + c \cdot \dot{x}_c) \quad (3.7)$$

State Variable

$$\dot{V}_c = \frac{1}{m_c} (-fa1 + fa2 + k \cdot x_c + c \cdot V_c) \quad (3.8)$$

e. Analisa Gaya pada Kereta *Light Rail Transit* (LRT)

Analisa gaya yang dilakukan berupa gaya tarik dan gaya tekan pada *coupler* yang dipengaruhi oleh *rolling resistance* kereta. Analisa gaya tersebut menggunakan susunan gerbong LRT Palembang yang diasumsikan setiap gerbong terisi penuh oleh orang dengan kapasitas 206 untuk jenis *motorcar* (MC) dan *trailer car* (T) dengan skema ditunjukkan pada gambar 3.12.



Gambar 3.12 Susunan Gerbong LRT Jabodetabek

➤ ***Rolling resistance***

Perhitungan *rolling resistance* antar gerbong adalah sebagai berikut :

- ***Rolling resistance motorcar pada kecepatan 40 km/jam :***

$$R = 1,5 + \frac{18N}{W} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000W}$$

Pada perhitungan *rolling resistance* dengan *Formula Davis* tahun 1992 *Canadian National Variation* digunakan beberapa konstanta pada tabel 2.12 dan 2.13 yang telah disesuaikan dengan kereta LRT. Pada kereta LRT *degree of streamlining* termasuk dalam kategori *Med 6* dimana untuk *motorcar* sebagai *leading equipment* menggunakan *C coefficient* sebesar 10. Selain itu, pada tabel 2.13 dapat dilihat bahwa kereta LRT termasuk dalam jenis kereta *Modern Lightweight Passenger* dengan *cross-sectional area* sebesar 110 *sqft*, sehingga perhitungan *R_r* didapatkan sebagai berikut :

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18.8}{39,0862 \text{ ton}} + 0,03 + \frac{10 \cdot 110 \text{ ft}^2 \cdot (24,8548 \text{ mph})^2}{10000 \cdot 39,0862 \text{ ton}}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{3,6842 \text{ lbm}}{\text{ton}} + 0,03 + 1,7386 \frac{\text{ft}^2 \cdot \text{mph}^2}{\text{ton}}$$

$$R_{rm} = 6,9528 \frac{\text{lbm}}{\text{ton}} \times 39,0862 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 271.7556 \text{ lbm} \times 32,8084 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$R_{rm} = 8915,867 \text{ lbf} = 39659,75 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan hasil perhitungan *rolling resistance* untuk *motorcar* yang ditunjukkan pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Hasil Perhitungan *Rolling resistance Motorcar*

Kecepatan (km/jam)	<i>Rolling resistance</i> <i>Motorcar</i> (N)
38,8	39073.69
40	39659.75
60	52056.25
80	69411.21
100	91724.73

- ***Rolling resistance trailer car* pada kecepatan 40 km/jam :**

$$R = 1,5 + \frac{18N}{W} + 0,03 + \frac{CaV^2}{10000W}$$

Pada perhitungan *rolling resistance* dengan *Formula Davis* tahun 1992 *Canadian National Variation* digunakan beberapa konstanta pada tabel 2.12 dan 2.13 yang telah disesuaikan dengan kereta LRT. Pada kereta LRT *degree of streamlining* termasuk dalam kategori *Med 6* dimana untuk *trailer* sebagai *trailing equipment* menggunakan *C coefficient* sebesar 2,6. Selain itu, pada tabel 2.13 dapat dilihat bahwa kereta LRT termasuk dalam jenis kereta *Modern Lightweight Passenger* dengan *cross-sectional area* sebesar 110 *sqft*, sehingga perhitungan *R_r* didapatkan sebagai berikut :

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{18.8}{40.9248 \text{ ton}} + 0,03 + \frac{2,6 \cdot 110 \text{ ft}^2 \cdot (24,8548 \text{ mph})^2}{10000 \cdot 40.9248 \text{ ton}}$$

$$R_{rm} = 1,5 + \frac{3,5186 \text{ lbm}}{\text{ton}} + 0,03 + 0,4317 \frac{\text{ft}^2 \cdot \text{mph}^2}{\text{ton}}$$

$$R_{rm} = 5,4803 \frac{\text{lbm}}{\text{ton}} \times 40.9248 \text{ ton}$$

$$R_{rm} = 224,2829 \text{ lbm} \times 32,8084 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$R_{rm} = 7358,363 \text{ lbf} = 32731,63 \text{ N}$$

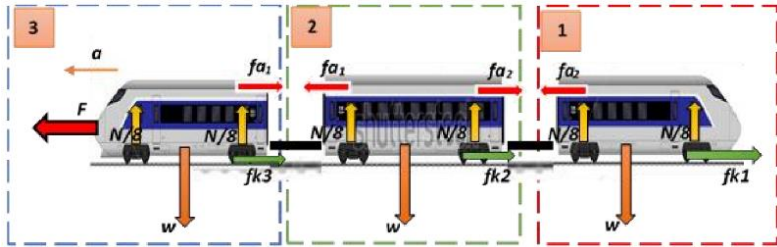
Sehingga didapatkan hasil perhitungan *rolling resistance* untuk *trailer car* yang ditunjukkan pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Hasil Perhitungan *Rolling resistance Trailer car*

Kecepatan (km/jam)	<i>Rolling resistance</i> <i>Trailer car</i> (N)
38,8	32579.26
40	32731.63
60	35954.72
80	40467.01
100	46268.5

➤ **Gaya – gaya akibat Pembebanan Tarik**

Gaya tarik pada *coupler* terjadi karena adanya percepatan saat kereta LRT melaju. Perhitungan gaya akibat beban tarik dilakukan pada kecepatan 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam dan 100 km/jam dengan nilai percepatan sebesar 1 m/s^2 . Didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :



Area 1

$$\begin{aligned}\sum F &= m_{motorcar} \cdot a \\ f_{a2} - Rr_{motorcar} &= m_{motorcar} \cdot a \\ f_{a2} &= m_{motorcar} \cdot a + Rr_{motorcar} \\ f_{a2} &= (39086,2 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}) + 39659,75 \text{ N} \\ f_{a2} &= 78745,95 \text{ N}\end{aligned}$$

Area 2

$$\begin{aligned}\sum F &= m_{trailer car} \cdot a \\ f_{a1} - f_{a2} - Rr_{trailer car} &= m_{trailer car} \cdot a \\ f_{a1} &= m_{trailer car} \cdot a + Rr_{trailer car} + f_{a2} \\ f_{a1} &= (40924,8 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}) + 32731,63 \text{ N} + 78745,95 \text{ N} \\ f_{a1} &= 152402,4 \text{ N}\end{aligned}$$

Area 3

$$\begin{aligned}\sum F &= m_{motorcar} \cdot a \\ F - f_{a1} - Rr_{motorcar} &= m_{motorcar} \cdot a \\ F &= m_{motorcar} \cdot a + f_{a1} + Rr_{motorcar} \\ F &= (39086,2 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}) + 152402,4 \text{ N} + 39659,75 \text{ N} \\ F &= 231148,3 \text{ N}\end{aligned}$$

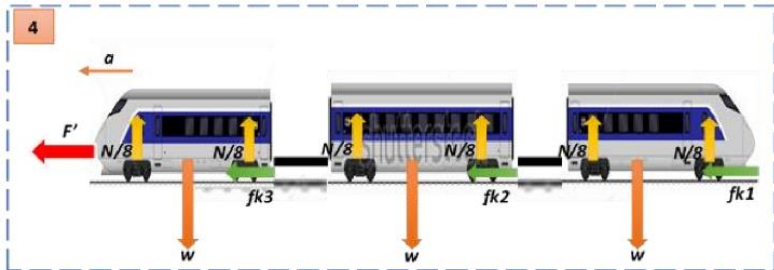
Sehingga hasil dari perhitungan gaya akibat beban tarik ditunjukkan pada Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Hasil Perhitungan Gaya Akibat Beban Tarik

Gaya (N)	Kecepatan (km/jam)			
	40	60	80	100
F	231148.3	259164.4	298386.6	348815.2
fa ₁	152402.4	168022	189889.2	218004.3
fa ₂	78745.95	91142.45	108497.4	130810.9

➤ **Gaya – gaya akibat Pembebanan Tekan**

Gaya tekan pada *coupler* terjadi karena adanya perlambatan saat kereta LRT melakukan pengereman. Perhitungan gaya akibat beban tekan dilakukan pada kecepatan 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam dan 100 km/jam dengan nilai perlambatan sebesar 1,34 m/s². Didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut :



$$\sum F = m_{motorcar} \cdot a$$

$$-F' + (2 \times Rr_{motorcar}) + Rr_{trailer} = m_{total} \cdot a$$

$$F' = (2 \times Rr_{motorcar}) + Rr_{trailer} - (m_{total} \cdot a)$$

$$F' = (2 \times 805,7726) \text{ N} + 515,3987 \text{ N} - (119097,2 \text{ kg} \cdot -1,34 \text{ m/s}^2)$$

$$F' = 161717,1919 \text{ N}$$

Sehingga hasil dari perhitungan gaya akibat beban tekan ditunjukkan pada Tabel 3.4.

Tabel 3.4 Hasil Perhitungan Gaya Akibat Beban Tekan

Kecepatan (km/jam)	Gaya Tekan (N)
40	161717,1919
60	162346,0863
80	163043,7975
100	163810,3435

➤ **Gaya - gaya saat Coupler akan Terpasang**

Gaya yang terjadi saat *coupler* akan terpasang berupa gaya tekan dari *motorcar* ke *trailer* dengan kecepatan maksimum sebesar 38,8 km/jam. Gaya tekan *coupler* didapatkan sebagai berikut :

Area 2

$$\sum F = m_{trailer} \cdot a$$

$$fa1 - Rr_{trailer} = m_{trailer} \cdot a$$

$$fa1 = m_{trailer} \cdot \left(\frac{Vt - Vo}{t} \right) + Rr_{trailer}$$

$$fa1 = (40924,8 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0 - 10,78 \frac{m}{s^2}}{60 \text{ s}} \right)) + 32579,26 \text{ N}$$

$$fa1 = 25226,4376 \text{ N}$$

Area 1

$$\sum F = m_{motorcar} \cdot a$$

$$F - Rr_{motorcar} - fa1 = m_{motorcar} \cdot a$$

$$F = m_{motorcar} \cdot \left(\frac{Vt - Vo}{t} \right) + Rr_{motorcar} + fa1$$

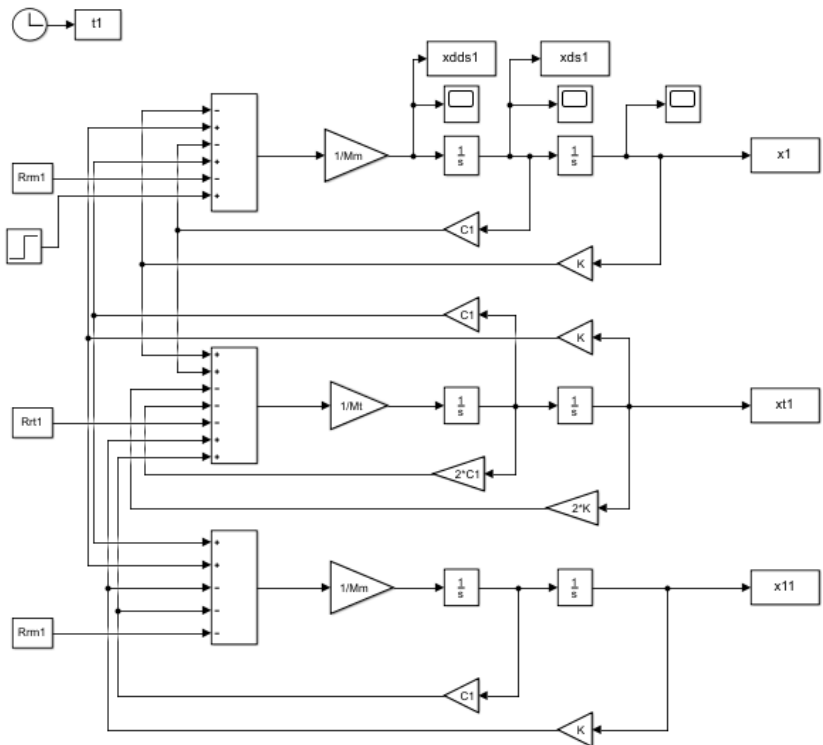
$$F = (39086,2 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0 - 10,78 \frac{m}{s^2}}{60 \text{ s}} \right)) + 39073,69 \text{ N} + 25226,4376 \text{ N}$$

$$F = 57277,64 \text{ N}$$

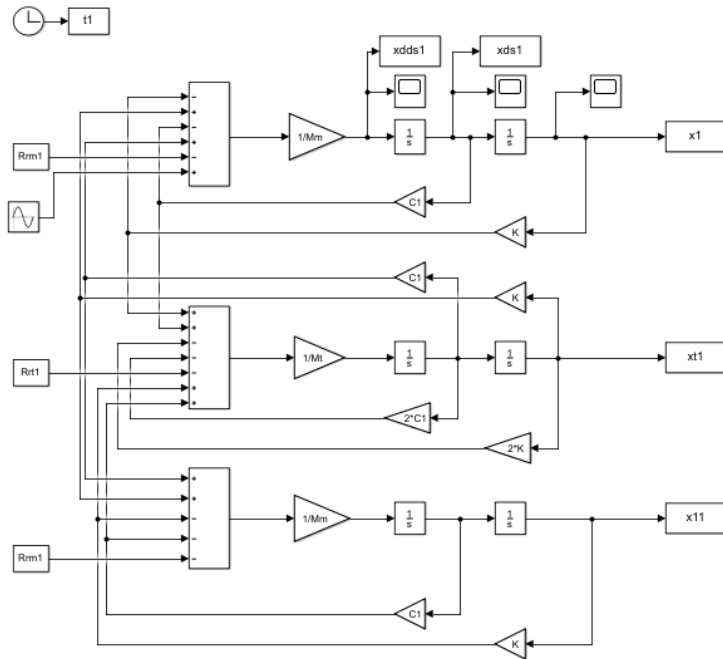
3.2.6 Pemodelan Simulasi *Simulink*

Hasil persamaan *state variable* dari pemodelan dinamis kemudian diubah ke dalam bentuk *block diagram* simulasi dengan

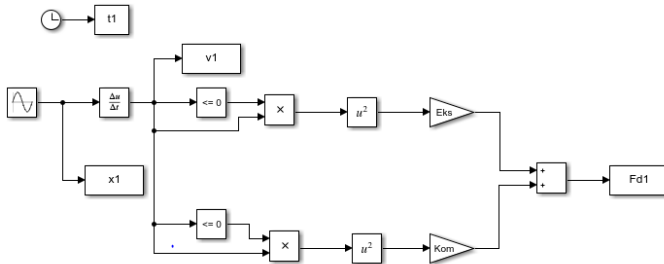
menggunakan *software MATLAB Simulink*. Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan penyelesaian persamaan matematis dari pemodelan sistem *shock absorber* yang dipasang pada *coupler* LRT. *Block diagram* pada *Simulink* berupa *block diagram* sistem *shock absorber* dengan *input sinusoidal*, *input step* dan gaya redam pada suspensi hidrolik yang dapat dilihat pada Gambar 3.13, Gambar 3.14 dan Gambar 3.15.



Gambar 3.13 *Block diagram* Sistem *Shock Absorber* Kereta LRT dengan *Input Step*



Gambar 3.14 Block diagram Sistem Shock Absorber Kereta LRT dengan Input Sinusoidal



Gambar 3.15 Block diagram Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik

3.2.7 Simulasi

Pada pemodelan sistem utama *coupler* dengan *shock absorber*, proses simulasi dimulai dengan variasi *input* kecepatan dan *output* yang diharapkan yaitu mendapatkan nilai kekakuan pegas dan konstanta redam pada sistem *shock absorber* yang optimal. *Input* yang digunakan pada simulasi tugas akhir ini berupa *input step* dan *input sinusoidal*. Parameter yang digunakan pada tugas akhir ini dapat dilihat pada Tabel 3.5, Tabel 3.6, Tabel 3.7 dan Tabel 3.8.

Tabel 3.5 Parameter Kereta LRT

Parameter	Unit	Nilai
Massa <i>motorcar</i> (penuh)	Mm (kg)	39086,2
Massa <i>trailer car</i> (penuh)	Mt (kg)	40124,8
Massa <i>coupler</i>	Mc (kg)	100
<i>Rolling resistance motorcar</i> ($v = 40\text{km/jam}$)	<i>Rrm1</i> (N)	39659.75
<i>Rolling resistance motorcar</i> ($v = 60\text{km/jam}$)	<i>Rrm2</i> (N)	52056.25
<i>Rolling resistance motorcar</i> ($v = 80\text{km/jam}$)	<i>Rrm3</i> (N)	69411.21
<i>Rolling resistance motorcar</i> ($v = 100\text{km/jam}$)	<i>Rrm4</i> (N)	91724.73
<i>Rolling resistance trailer car</i> ($v = 40\text{km/jam}$)	<i>Rrt1</i> (N)	32731.63
<i>Rolling resistance trailer car</i> ($v = 60\text{km/jam}$)	<i>Rrt2</i> (N)	35954.72
<i>Rolling resistance trailer car</i> ($v = 80\text{km/jam}$)	<i>Rrt3</i> (N)	40467.01
<i>Rolling resistance trailer car</i> ($v = 100\text{km/jam}$)	<i>Rrt4</i> (N)	46268.5
Percepatan	a (m/s^2)	1
Perlambatan	a (m/s^2)	1,3
Konstanta Redaman (<i>damper</i>), (parameter awal)	C (Ns/m)	15000

Tabel 3.6 Parameter Nilai Kekakuan Pegas

Kekakuan (<i>Stiffness</i>)	Nilai (N/m)
K_1	697
K_2	1163
K_3	1394,4
K_4	1626,8

Tabel 3.7 Parameter Konstanta Redam

Konstanta Redam	Nilai (Ns/m)
C_1	15000
C_2	37148
C_3	55723
C_4	92871

Tabel 3.8 Parameter Sistem Suspensi Hidrolik

Massa Jenis fluida (ρ)	Diameter <i>orifice</i> (Doe) (parameter awal)	Diameter piston (Dp)	Diameter piston rod (Dpr)	Frekuensi (Hz)
860 kg/m ³	0.001 m	0.05 m	0.0354 m	0.5 Hz
	0.002 m			1 Hz
	0.002155 m			1.5 Hz
	0.003 m			2 Hz

3.2.8 Analisa Hasil

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem kereta LRT dengan *input step*, hasil yang didapatkan berupa grafik karakteristik dinamis dari nilai kekakuan dan konstanta redaman dari sistem *shock absorber*. Sedangkan pada *input sinusoidal* dengan variasi nilai koefisien redaman, didapatkan grafik karakteristik dinamis yang berupa respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dialami oleh kereta terhadap waktu. Kemudian grafik karakteristik tersebut dianalisis dan diambil keputusan, kemudian nilai RMS percepatan yang telah

disimulasikan diplot pada grafik ketahanan dan kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis ketahanan kendaraan yang digunakan sebagai parameter pada penentuan diameter *orifice shock absorber* yang sesuai dengan nilai koefisien redaman yang baru. Diameter *orifice* tersebut divariasikan guna mendapatkan hasil yang ideal sehingga lebih mampu mengurangi getaran pada *carbody* kereta LRT akibat energi eksitasi dari beban *impact* saat kendaraan berjalan dengan kecepatan tinggi. Dengan gaya redam yang lebih baik maka getaran yang diterima oleh kendaraan juga sangat kecil. Selain itu hasil dari penelitian ini nantinya dapat dijadikan acuan untuk penelitian selanjutnya.

3.2.9 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan dibuat kesimpulan. Kesimpulan berupa pembahasan hasil yang menjawab rumusan masalah dan tujuan penelitian. Dari kesimpulan penelitian ini diharapkan dapat menjadi literatur dan referensi untuk penelitian yang serupa.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Pada tugas akhir ini, pemodelan yang didapatkan berupa respon dinamis dari sistem kereta *Light Rail Transit* dengan rangkaian *motorcar – trailer car – motorcar* (MC1-T-MC2) dengan penambahan *shock absorber* pada *coupler*. Respon dinamis pada sistem kereta yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dihasilkan oleh nilai pegas dan peredam pada sistem kereta LRT terhadap waktu. Respon dinamis pada sistem suspensi hidrolik yang dibahas pada bab ini adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam yang dihasilkan. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon gaya redam yang dihasilkan, nilai positif adalah nilai pada kondisi ekspansi dan nilai negatif adalah nilai pada kondisi kompresi.

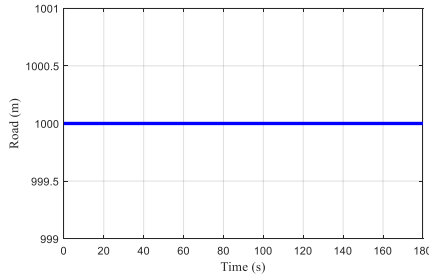
Hal yang pertama dilakukan dalam simulasi pada sistem kendaraan kereta api adalah pemilihan parameter seperti tercantum pada Tabel 3.1. *Input* yang digunakan yaitu *input step* dan *input sinusoidal* dengan kecepatan yang bervariasi. Dari *input* ini didapatkan respon dinamis dari sistem kendaraan kereta api. Kemudian respon dinamis tersebut dibandingkan dengan kriteria ketahanan kendaraan berdasarkan besar RMS (*Root Mean Square*) percepatan menurut ISO 2631. Konstanta redaman dengan respon yang paling baik digunakan pada simulasi selanjutnya.

Pada tahap selanjutnya adalah melakukan simulasi sistem suspensi hidrolik dengan variasi diameter berdasarkan nilai konstanta redaman yang telah didapatkan dari simulasi sistem kendaraan kereta api. Setelah itu, dipilih diameter *orifice* (Do) yang menghasilkan gaya redam terbaik. frekuensi yang digunakan divariasikan mulai dari 0,5 Hz sampai 2 Hz dengan kenaikan 0,5 Hz.

4.1 Respon Dinamis Kendaraan dengan *Input Step*

Respon sistem terhadap eksitasi *impuls* yang digunakan ini adalah *input step*. Besarnya *input step* yang digunakan pada

simulasi ini adalah 23 kN. *Input* tersebut disimulasikan dalam rentang waktu 180 detik (3 menit). Berikut merupakan gambar dari eksitasi *input step* yang dapat dilihat pada gambar 4.1.

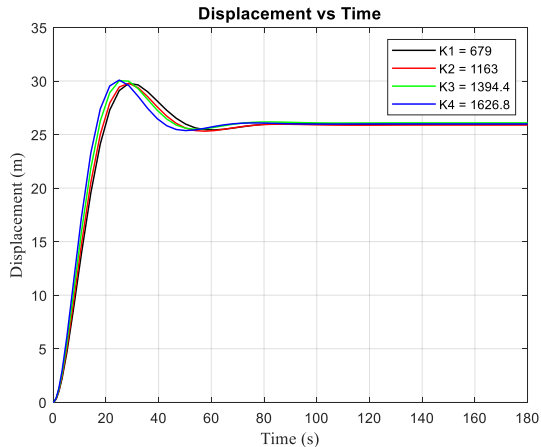


Gambar 4.1 Profil Eksitasi *Impuls*

Simulasi *input step* dilakukan dengan menggunakan parameter kereta *Light Rail Transit* (LRT) pada Tabel 3.5 dan parameter nilai kekakuan pegas pada Tabel 3.6. Respon kereta LRT akibat *input step* diatas dapat dilihat pada pembahasan berikut.

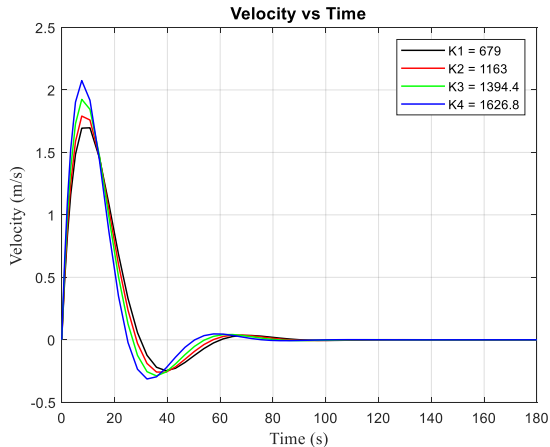
4.1.1 *Input Step* dengan Nilai Redaman Konstan

Simulasi *input step* dilakukan dengan memvariasikan nilai kekakuan pegas (*stiffness*) dan nilai redaman yang konstan. Dari simulasi *input step* ini didapatkan nilai kekakuan pegas (*stiffness*) yang optimal untuk sistem kereta LRT. Berikut merupakan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan sistem kereta LRT menggunakan *input step* dengan nilai redaman konstan.



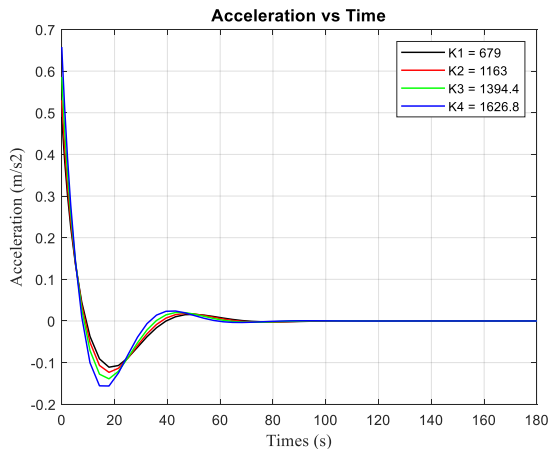
Gambar 4.2 Grafik Respon Perpindahan (*Displacement*) terhadap Waktu (*Time*) Kereta dengan *Input Step*

Pada gambar 4.2 merupakan grafik respon perpindahan dari sistem kendaraan kereta LRT. Dimana simulasi dilakukan dengan nilai redaman yang konstan dan diberi variasi pada nilai kekakuan pegas (*stiffness*). Respon perpindahan dengan nilai kekakuan sebesar 697 N/m memiliki *peak* sebesar 29,78 m pada *peak time* 28.68 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 107,9 detik dengan *percent overshoot* sebesar 14.368 %. Untuk respon perpindahan dengan nilai kekakuan sebesar 1163 N/m memiliki *peak* sebesar 29,79 m pada *peak time* 28,682 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 104,3 detik dengan *percent overshoot* sebesar 15,64 %. Selanjutnya respon perpindahan dengan nilai kekakuan sebesar 1394,4 N/m memiliki *peak* sebesar 30,02 m pada *peak time* 25,07 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 97,08 detik dengan *percent overshoot* sebesar 15,72 %. Sedangkan respon perpindahan dengan nilai kekakuan sebesar 1626,8 N/m memiliki *peak* sebesar 30,09 m pada *peak time* 25,09 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 89,88 detik dengan *percent overshoot* sebesar 15,69 %.



Gambar 4.3 Grafik Respon Kecepatan (*Velocity*) terhadap Waktu (*Time*) Kereta dengan *Input Step*

Pada gambar 4.3 merupakan grafik respon kecepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Respon kecepatan dengan nilai kekakuan sebesar 697 N/m memiliki *peak* sebesar 1,697 m/s pada *peak time* 10,63 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 118,7 detik dengan *percent overshoot* sebesar 38,4 %. Untuk respon kecepatan dengan nilai kekakuan sebesar 1163 N/m memiliki *peak* sebesar 1,791 m/s pada *peak time* 7,571 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 111,5 detik dengan *percent overshoot* sebesar 76,26 %. Selanjutnya respon kecepatan dengan nilai kekakuan sebesar 1394,4 N/m memiliki *peak* sebesar 1,925 m/s pada *peak time* 7,571 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 107,9 detik dengan *percent overshoot* sebesar 75,64 %. Sedangkan respon kecepatan dengan nilai kekakuan sebesar 1626,8 N/m memiliki *peak* sebesar 2,075 m/s pada *peak time* 7,571 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 93,48 detik dengan *percent overshoot* sebesar 120,22 %.



Gambar 4.4 Grafik Respon Percepatan (*Acceleration*) terhadap Waktu (*Time*) Kereta dengan *Input Step*

Pada gambar 4.4 merupakan grafik respon percepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Respon percepatan dengan nilai kekakuan sebesar 697 N/m memiliki *peak* sebesar 0,01587 m/s² pada *peak time* 50,28 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 129,5 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,62 %. Untuk respon percepatan dengan nilai kekakuan sebesar 1163 N/m memiliki *peak* sebesar 0,01798 m/s² pada *peak time* 46,68 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 100,7 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,617 %. Selanjutnya respon percepatan dengan nilai kekakuan sebesar 1394,4 N/m memiliki *peak* sebesar 0,0203 m/s² pada *peak time* 43,08 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 93,48 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,625 %. Sedangkan respon percepatan dengan nilai kekakuan sebesar 1626,8 N/m memiliki *peak* sebesar 0,0239 m/s² pada *peak time* 43,08 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 86,28 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,625 %.

Gambar 4.2, 4.3, dan 4.4 menunjukkan bahwa respon dari grafik merupakan respon *transient* dimana gerak respon memiliki

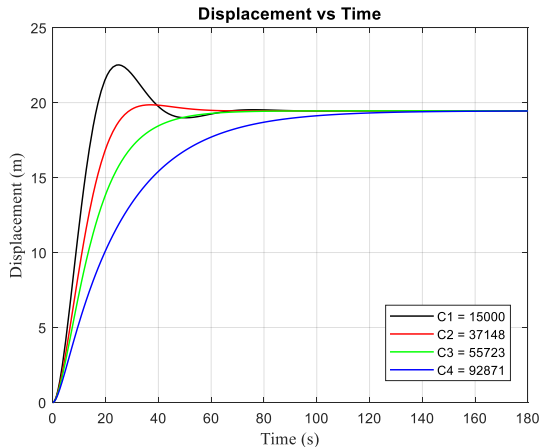
trendline yang meningkat drastis di awal dan kemudian menurun seiring berjalannya waktu. Keadaan tersebut disebabkan karena kendaraan diberi *input* berupa eksitasi yang bersifat *impulsif* serta dipengaruhi oleh redaman. Hal tersebut merupakan penyebab mengapa *trendline* yang terjadi pada respon kendaraan semakin mengecil setelah melalui eksitasi *input*. Dari hasil simulasi tersebut dapat diketahui bahwa pada sistem kereta LRT dengan nilai kekakuan tertinggi dapat mencapai *steady state* paling cepat. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan *damping ratio* yaitu $\zeta = \frac{c}{Cc}$

dimana Cc dirumuskan dengan $Cc = 2m\sqrt{\frac{k}{m}}$, sehingga nilai kekakuan pegas berbanding terbalik dengan nilai *damping ratio* (ζ). Semakin tinggi nilai kekakuan pegas semakin kecil pula *damping ratio* (ζ) yang dihasilkan. Nilai *damping ratio* (ζ) < 1 menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *underdamped*. Sedangkan nilai *damping ratio* (ζ) > 1 menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *overdamped* dimana kondisi tersebut tidak baik untuk sistem kendaraan, begitu pula dengan nilai *damping ratio* (ζ) = 0 menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *undamped*. Pada nilai $K = 697$ N/m didapatkan nilai *damping ratio* (ζ) sebesar 0,412, untuk nilai $K = 1163$ N/m didapatkan nilai *damping ratio* (ζ) sebesar 0,318, selanjutnya dengan nilai $K = 1394,4$ N/m didapatkan nilai *damping ratio* (ζ) sebesar 0,209 dan dengan nilai $K = 1626,8$ N/m didapatkan nilai *damping ratio* (ζ) sebesar 0,269. Sehingga dengan nilai kekakuan pegas tertinggi yaitu 1626,8 N/m memiliki *damping ratio* (ζ) paling rendah sebesar 0,269 yang mempengaruhi sistem agar lebih cepat mengalami *steady* dibanding variasi lainnya.

4.1.2 *Input Step* dengan Nilai Kekakuan Konstan

Pada simulasi sebelumnya, dipilih nilai kekakuan pegas yang paling optimal untuk sistem kereta LRT sebesar 1626,8 N/m. Dari simulasi *input step* ini didapatkan konstanta redaman yang optimal untuk sistem kereta LRT. Berikut merupakan respon perpindahan,

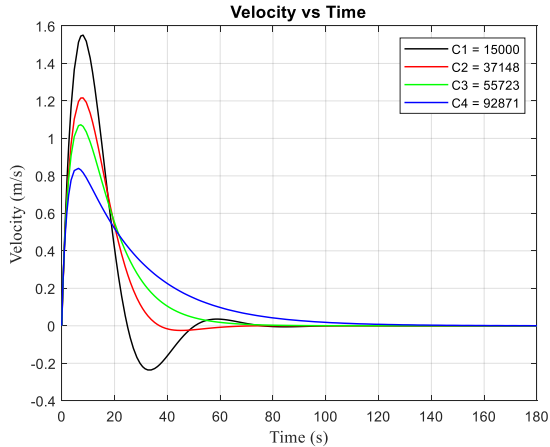
kecepatan, dan percepatan sistem kereta LRT menggunakan *input step* dengan nilai kekakuan pegas konstan.



Gambar 4.5 Grafik Respon Perpindahan (*Displacement*) terhadap Waktu (*Time*) Kereta dengan *Input Step*

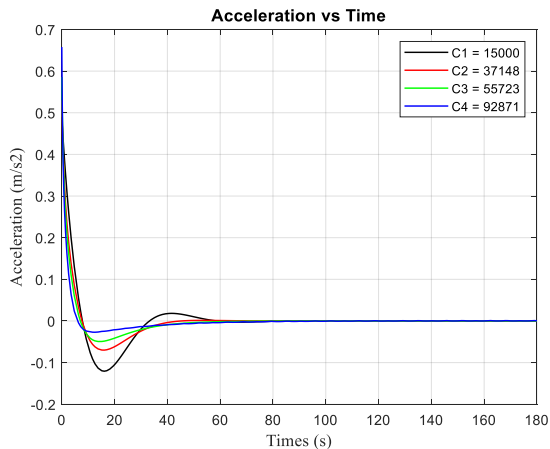
Pada gambar 4.5 merupakan grafik respon perpindahan dari sistem kendaraan kereta LRT. Respon perpindahan dengan konstanta redaman sebesar 15000 Ns/m memiliki *peak* sebesar 1198 m pada *peak time* 23,3 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 83,78 detik dengan *percent overshoot* sebesar 19,88 %. Untuk respon perpindahan dengan konstanta redaman sebesar 37148 Ns/m memiliki *peak* sebesar 1012 m pada *peak time* 39,876 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 90,54 detik dengan *percent overshoot* sebesar 17,531 %. Selanjutnya respon dengan konstanta redaman sebesar 55723 Ns/m memiliki *peak* sebesar 1000 m pada *peak time* 300 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 139 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,503 %. Sedangkan respon dengan konstanta redaman sebesar 92871 Ns/m memiliki *peak* sebesar 998,3 m pada *peak time*

298,857 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 166,8 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,503 %.



Gambar 4.6 Grafik Respon Kecepatan (*Velocity*) terhadap Waktu (*Time*) Kereta dengan *Input Step*

Pada gambar 4.6 merupakan grafik respon kecepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Respon kecepatan dengan konstanta redaman sebesar 15000 Ns/m memiliki *peak* sebesar 1,551 m/s pada *peak time* 8,075 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 80,43 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,581 %. Untuk respon kecepatan dengan konstanta redaman sebesar 37148 Ns/m memiliki *peak* sebesar 1,216 m/s pada *peak time* 8,08 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 99 detik dengan *percent overshoot* sebesar 1,563 %. Selanjutnya respon kecepatan dengan konstanta redaman sebesar 55723 Ns/m memiliki *peak* sebesar 1,073 m/s pada *peak time* 7,204 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 126,7 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,505 %. Sedangkan respon kecepatan dengan konstanta redaman sebesar 92871 Ns/m memiliki *peak* sebesar 0,8401 m/s pada *peak time* 6,333 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 150,1 detik dengan *percent overshoot* sebesar 84 %.



Gambar 4.7 Grafik Respon Percepatan (*Acceleration*) terhadap Waktu (*Time*) Kereta dengan *Input Step*

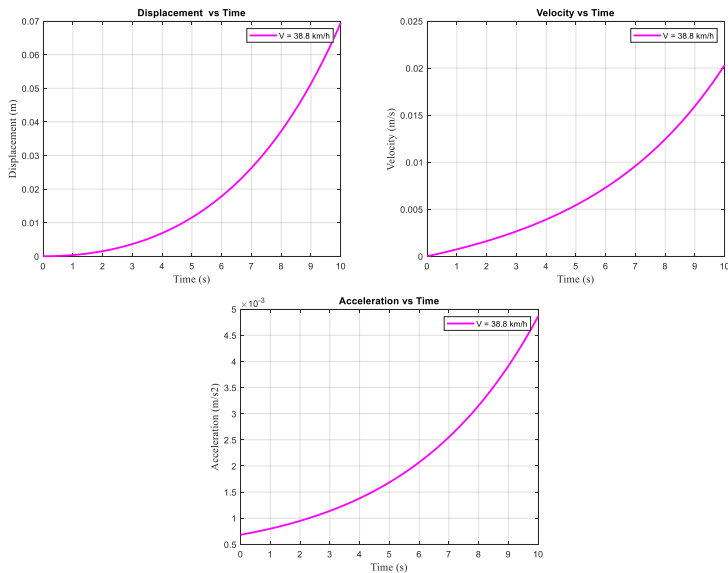
Pada gambar 4.7 merupakan grafik respon percepatan dari sistem kendaraan kereta LRT. Respon percepatan dengan konstanta redaman sebesar 15000 Ns/m memiliki *peak* sebesar $0,0183 \text{ m/s}^2$ pada *peak time* 41,59 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 62,85 detik dengan *percent overshoot* sebesar 1,518 %. Untuk respon percepatan dengan konstanta redaman sebesar 37148 Ns/m memiliki *peak* sebesar $0,0143 \text{ m/s}^2$ pada *peak time* 52,851 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 70,36 detik dengan *percent overshoot* sebesar 1,421%. Selanjutnya respon percepatan dengan konstanta redaman sebesar 55723 Ns/m memiliki *peak* sebesar $0,0056 \text{ m/s}^2$ pada *peak time* 60,8 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 95,98 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,677 %. Sedangkan respon percepatan dengan konstanta redaman sebesar 92871 Ns/m memiliki *peak* sebesar $0,0042 \text{ m/s}^2$ pada *peak time* 179,085 detik. Respon mencapai keadaan *steady state* setelah 103,6 detik dengan *percent overshoot* sebesar 0,19 %.

Gambar 4.5, 4.6, dan 4.7 menunjukkan bahwa respon dari grafik merupakan respon *transient* dimana gerak respon memiliki *trendline* yang meningkat drastis di awal dan kemudian menurun seiring berjalannya waktu. Keadaan tersebut disebabkan karena kendaraan diberi *input* berupa eksitasi yang bersifat *impulsif* serta dipengaruhi oleh redaman. Hal tersebut merupakan penyebab mengapa *trendline* yang terjadi pada respon kendaraan semakin mengecil setelah melalui eksitasi *input*. Dari hasil simulasi tersebut dapat diketahui bahwa pada sistem kereta LRT dengan konstanta redaman terendah dapat mencapai *steady state* paling cepat. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan *damping ratio* yaitu $\zeta = \frac{c}{c_c}$ dimana konstanta redaman berbanding lurus dengan nilai *damping ratio* (ζ). Jika nilai konstanta redaman kecil maka nilai *damping ratio* (ζ) juga kecil, dan begitu pula sebaliknya. Nilai *damping ratio* (ζ) < 1 menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *underdamped*. Sedangkan nilai *damping ratio* (ζ) > 1 menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *overdamped* dimana kondisi tersebut tidak baik untuk sistem kendaraan, begitu pula dengan nilai *damping ratio* (ζ) $= 0$ menunjukkan sistem kereta LRT dalam kondisi *undamped*. Pada sistem kereta LRT dengan konstanta redaman sebesar 15000 Ns/m memiliki *damping ratio* 0,269, untuk konstanta redaman 37148 Ns/m memiliki *damping ratio* sebesar 0,667, sedangkan konstanta redaman 55723 Ns/m memiliki *damping ratio* sebesar 1,008 dan pada konstanta redaman 92871 Ns/m memiliki *damping ratio* sebesar 1,668. Dari nilai *damping ratio* tersebut dipilih konstanta redaman yang optimal untuk sistem sebesar 15000 Ns/m karena memiliki nilai *damping ratio* yang paling rendah sehingga sistem cepat mengalami *steady* dibandingkan dengan variasi lainnya.

4.1.3 Gaya Redam Coupler

Pada simulasi sebelumnya, didapatkan nilai konstanta redam dan kekakuan pegas yang optimal untuk sistem kereta LRT sebesar 15000 Ns/m dan 1626,8 N. Dimana sistem tersebut berpengaruh

pada gaya redam yang dapat dihasilkan oleh sistem *coupler*. Pada simulasi *input step* ini, analisa dilakukan hanya pada sistem *coupler* dengan mempertimbangkan gaya-gaya yang terjadi saat *coupler* akan terpasang. Kecepatan maksimum *coupler* ketika akan terpasang sebesar 38,8 km/jam dengan waktu 60 detik. Respon dinamis *coupler* dengan input step dapat dilihat pada Gambar 4.8.



Gambar 4.8 Grafik Respon *Displacement*, *Velocity* dan *Acceleration* pada *Coupler* dengan *Input Step*

Gambar 4.8 merupakan grafik perpindahan, kecepatan dan percepatan pada coupler LRT. Pada grafik perpindahan didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0694 m. Pada grafik kecepatan didapatkan nilai kecepatan maksimum sebesar 0,0203 m/s. Pada grafik percepatan didapatkan percepatan maksimum sebesar 0,0048 m/s². Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Nilai Respon Dinamis *Coupler* LRT

Perpindahan maksimum (x)	Kecepatan Maksimum (\dot{x})	Percepatan Maksimum (\ddot{x})
0,0694 m	0,0203 m/s	0,0048 m/s ²

Dari tabel 4.1 dapat diketahui nilai kecepatan maksimum sistem *coupler* sebesar 0,0203 m/s, dimana nilai tersebut digunakan untuk menganalisa gaya redam yang dapat diserap oleh *coupler* saat akan *tercoupled* dengan sisi *coupler* lainnya dan perhitungan dilakukan menggunakan persamaan $Fd = c \cdot \dot{x}$ sebagai berikut :

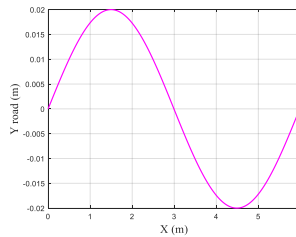
$$Fd = 15000 \frac{Ns}{m} \cdot 0,0203 \text{ m/s}$$

$$Fd = 304,5 \text{ N}$$

4.2 Respon Dinamis Kendaraan dengan *Input Sinusoidal* Variasi Kecepatan

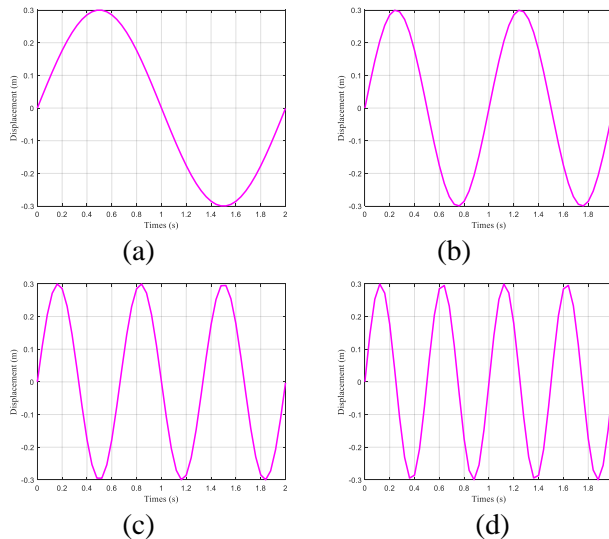
Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis kendaraan akibat beban harmonik serta melihat waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai kondisi *steady state*. Pada *input sinusoidal* ini digunakan empat macam kecepatan kendaraan (v) sebesar 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam, dan 100 km/jam yang melintasi sebuah jalan dengan gelombang sinus dengan amplitudo 0,3 m dan panjang gelombang (λ) 10 m. Eksitasi *sinusoidal* sendiri menggambarkan perpindahan maksimum pegas pada *coupler* kereta saat mulai melaju. Persamaan dari *input* tersebut dapat digunakan sebagai berikut :

$$y(t) = Y \sin \omega t \quad (4.1)$$



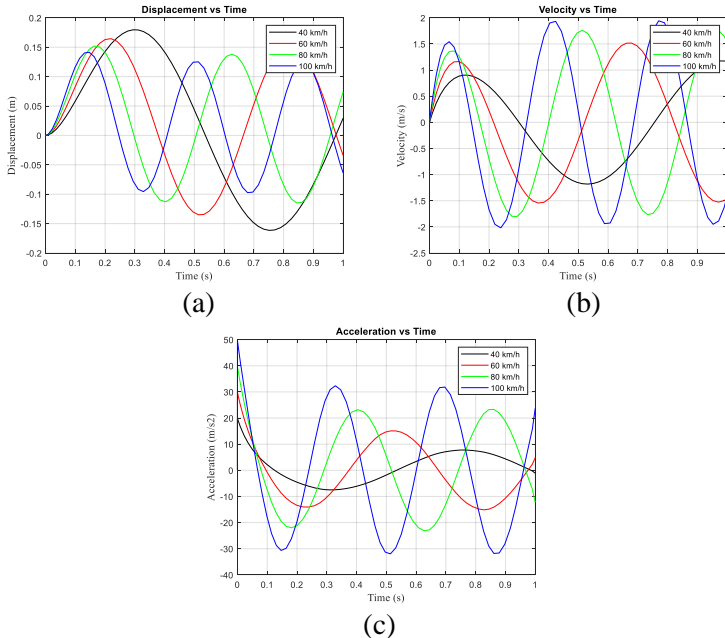
Gambar 4.9 Profil Eksitasi *Sinusoidal*

Perhitungan frekuensi operasi (ω) sebagai *input* dengan perhitungan $\omega = 2\pi f$ dimana $f = v/\lambda$, sehingga didapatkan frekuensi operasi *input* untuk kecepatan kendaraan 40 km/jam adalah $\omega = 6,9771$ rad/s, kecepatan kendaraan 60 km/jam adalah $\omega = 10,4688$ rad/s, kecepatan kendaraan 80 km/jam adalah $\omega = 13,9542$ rad/s dan kecepatan kendaraan 100 km/jam adalah $\omega = 17,4458$ rad/s.



Gambar 4.10 Sumber Eksitasi *Sinusoidal* pada Kecepatan (a) 40 km/jam, (b) 60 km/jam, (c) 80 km/ jam, (d) 100 km/ jam

Gambar 4.9 merupakan grafik sumber eksitasi *sinusoidal* dengan variasi kecepatan sebesar 40km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam, dan 100 km/jam. Respon dinamis kereta LRT akibat adanya *input sinusoidal* dapat dilihat pada Gambar 4.10.



Gambar 4.11 Respon Dinamis Kereta LRT Akibat Input *Sinusoidal* Variasi Kecepatan terhadap (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, dan (c) Percepatan

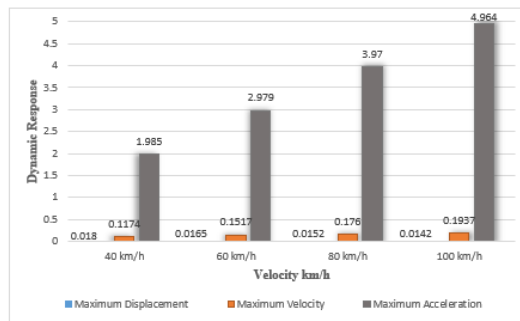
Gambar 4.11 merupakan grafik respon dinamis sistem kereta LRT dengan penambahan *shock absorber* terhadap perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Dari gambar 4.11, pada grafik perpindahan diperoleh nilai respon perpindahan terbesar ketika kecepatan kendaraan 40 km/jam yakni sebesar 0,018 m, jika dibandingkan ketika kecepatan kereta 60 km/jam, 80 km/jam dan 100 km/jam. Pada grafik kecepatan, nilai respon kecepatan terbesar diperoleh ketika kecepatan kendaraan 100 km/jam yakni sebesar

0,1937 m/s, jika dibandingkan ketika kecepatan kendaraan 40 km/jam, 60 km/jam dan 80 km/jam. Sedangkan pada grafik percepatan, nilai respon percepatan terbesar diperoleh ketika kecepatan kendaraan 100 km/jam yakni sebesar 4,969 m/s², jika dibandingkan ketika kecepatan kendaraan 40 km/jam, 60 km/jam dan 80 km/jam. Berikut tabel hasil simulasi pada sistem kereta LRT untuk perpindahan, kecepatan dan percepatan ditunjukkan pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Nilai Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan pada Sistem Kereta LRT

Kecepatan Kereta LRT	Perpindahan maksimum (m)	Kecepatan maksimum (m/s)	Percepatan maksimum (m/s ²)
40 km/jam	0.0180	0.1174	1.985
60 km/jam	0.0165	0.1517	2.979
80 km/jam	0.0152	0.1760	3.970
100 km/jam	0.0142	0.1937	4.964

Berdasarkan data pada Tabel 4.2 yang diperoleh, terlihat bahwa semakin tinggi kecepatan kereta, respon kecepatan dan percepatan juga akan semakin meningkat namun nilai perpindahan semakin kecil.



Gambar 4.12 Grafik Nilai Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan pada Sistem Kereta LRT

Gambar 4.12 menunjukkan untuk respon kecepatan, nilai terbesar diperoleh ketika kecepatan kendaraan 100 km/jam. Hal ini dikarenakan pada kecepatan kendaraan 100 km/jam, grafik paling mendekati titik frekuensi natural dimana dalam hal ini menyebabkan respon dinamis yang diperoleh semakin besar. Pada respon percepatan, nilai yang dihasilkan mengalami peningkatan seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan. Hal ini dikarenakan ketika kecepatan semakin tinggi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin tinggi sesuai dengan persamaan $F_d = c\dot{x}$ sehingga menyebabkan respon percepatan juga semakin tinggi.

4.3 Grafik *Root Mean Square* (RMS)

Pada simulasi ini digunakan standar kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis optimalisasi sistem kereta dalam ketahanan berkendara akibat eksitasi *sinusoidal* yang terjadi. Dengan menggunakan standar tersebut dapat diketahui lama ketahanan saat berkendara.

Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 10 km/jam hingga 100 km/jam dengan kenaikan setiap 10 km/jam. Dari kecepatan tersebut diperoleh nilai frekuensi dalam satuan Hz menggunakan persamaan $f = v/\lambda$, dengan mengasumsikan nilai λ (panjang jalan) sebesar 10 m. Setelah itu, nilai RMS percepatan yang telah disimulasikan diplot pada grafik kenyamanan ISO 2631.

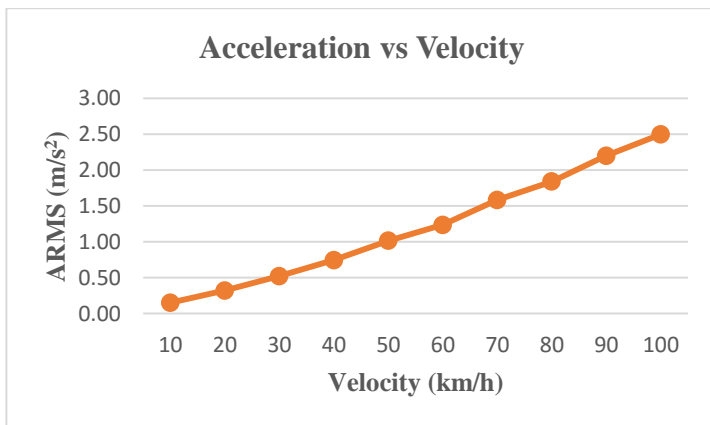
4.3.1 Perbandingan *Root Mean Square* (RMS) Percepatan Setiap Variasi Sistem Kereta *Light Rail Transit* (LRT)

Nilai *Root Mean Square* (RMS) percepatan sistem kereta LRT pada masing-masing variasi kecepatan menggunakan *software MATLAB* dapat dilihat pada Tabel 4.3.

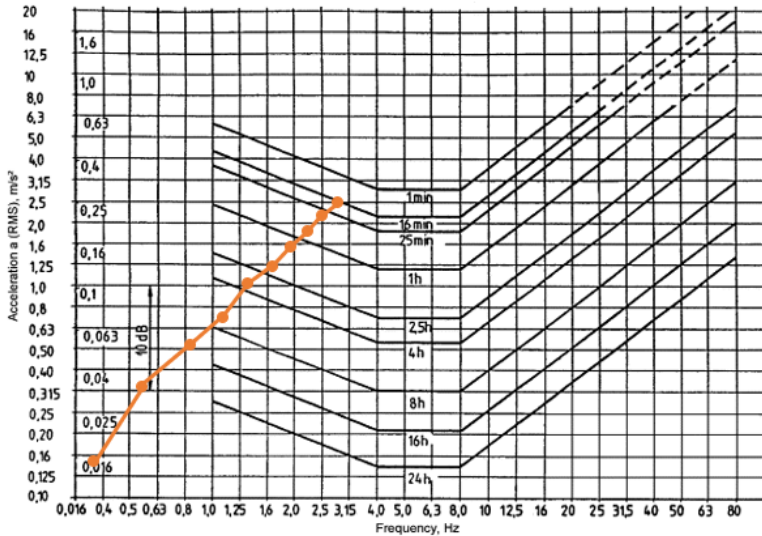
Tabel 4.3 Nilai RMS Percepatan dari Sistem Kereta LRT

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan (m/s^2)
10	0.28	0.1509
20	0.56	0.3204
30	0.83	0.5227
40	1.11	0.7442
50	1.39	1.0140
60	1.67	1.2360
70	1.94	1.5850
80	2.22	1.8400
90	2.50	2.2010
100	2.78	2.4980

Grafik nilai RMS percepatan dari respon kereta setiap variasi kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.13.

**Gambar 4.13** Grafik RMS Percepatan dari Respon Kereta LRT

Pada Gambar 4.13 dapat diketahui *plot* RMS percepatan kendaraan terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan berdasarkan ISO 2631.



Gambar 4.14 Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631

Pada gambar 4.14 dapat diketahui hasil plot RMS percepatan penumpang terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan penumpang berdasarkan grafik ISO 2631. Berdasarkan grafik tersebut, dapat dilihat untuk sistem *shock absorber* pada kecepatan 10 – 20 km/jam pengendara dapat bertahan selama lebih dari 24 jam. Untuk kecepatan kereta 30 km/jam pengendara dapat bertahan selama 8 – 16 jam dan pada kecepatan 40 km/jam pengendara dapat bertahan selama 4 – 8 jam. Selanjutnya untuk kecepatan 50 km/jam ketahanan pengendara semakin turun menjadi 2,5 - 4 jam. Saat kecepatan 60 – 70 km/jam ketahanan turun menjadi 1 – 2,5 jam. Pada kecepatan 80 - 90 km/jam pengendalian dapat bertahan selama 25 menit – 1 jam dan pada

kecepatan 100 km/jam ketahanan pengendara hanya sekitar 16 menit.

Dari analisis ketahanan kendaraan, dapat disimpulkan bahwa semakin bertambahnya kecepatan maka respon ketahanan kendaraan semakin menurun. Nilai respon ketahanan kendaraan ditunjukkan pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Perbandingan Nilai Ketahanan Kendaraan Setiap Variasi Kecepatan

Kecepatan Kereta LRT	Ketahanan Penumpang
10 km/jam	> 24 jam
20 km/jam	> 24 jam
30 km/jam	8 – 16 jam
40 km/jam	4 – 8 jam
50 km/jam	2,5 – 4 jam
60 km/jam	1 – 2,5 jam
70 km/jam	1 – 2,5 jam
80 km/jam	25 menit – 1 jam
90 km/jam	25 menit – 1 jam
100 km/jam	16 menit

4.3.2 Perbandingan *Root Mean Square* (RMS) Perpindahan Setiap Variasi Sistem Kereta *Light Rail Transit* (LRT)

Hasil dari simulasi yang telah dilakukan, didapatkan data rasio *Root Mean Square* (RMS) perpindahan penumpang pada sistem kereta LRT yang disimulasikan pada variasi kecepatan kendaraan sebesar 10 km/jam hingga 100 km/jam dengan kenaikan setiap 10 km/jam. Pada simulasi diasumsikan λ (panjang jalan) sebesar 10 m dan amplitudo (X) sebesar 0,03 m. Respon rasio RMS perpindahan sistem kereta LRT pada masing-masing kecepatan ditunjukkan pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Nilai RMS Perpindahan dari Sistem Kereta LRT

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	Rasio Perpindahan (Xrms/X)
10	0.28	0.0132
20	0.56	0.0126
30	0.83	0.0122
40	1.11	0.0111
50	1.39	0.0109
60	1.67	0.0099
70	1.94	0.0095
80	2.22	0.0086
90	2.50	0.0086
100	2.78	0.0080

Pada tabel 4.5 menunjukkan hasil simulasi untuk nilai rasio RMS perpindahan dari sistem kereta LRT. Dapat dilihat bahwa nilai rasio RMS semakin menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan. Pada kecepatan 10 km/jam memiliki nilai Xrms/X paling besar dibandingkan dengan variasi lainnya yaitu sebesar 0,0132 saat frekuensi 0,28 Hz. Sebaliknya untuk kecepatan 100 km/jam memiliki nilai Xrms/X paling rendah yaitu sebesar 0,008 saat frekuensi 2,78 Hz. Perhitungan nilai RMS perpindahan dituliskan sebagai berikut :

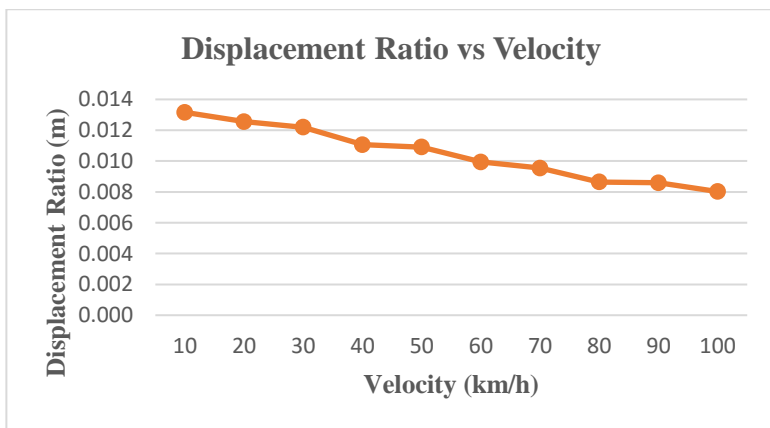
$$\frac{X_{RMS}}{X} = 0,0132$$

$$X_{RMS} = 0,0132X$$

$$X_{RMS} = 0,0132 \times (0,03 \text{ m})$$

$$X_{RMS} = 0,000396 \text{ m}$$

Hal ini menunjukkan bahwa nilai input *sinusoidal* sebesar 0,03 m dapat mentransmisikan perpindahan sebesar 0,000396 m ke bodi kereta dan penumpang ketika kecepatan mencapai 10 km/jam. Hasil yang didapatkan menunjukkan bahwa nilai respon perpindahan RMS bodi kereta sebesar 0,000396 m sangat kecil dan dapat dikatakan baik. Grafik perbandingan nilai rasio RMS perpindahan dari respon kendaraan setiap variasi kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.15.

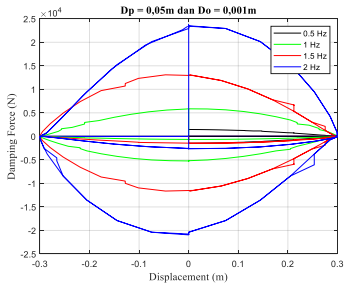


Gambar 4.15 Grafik Rasio RMS Perpindahan dari Respon Kereta *Light Rail Transit* (LRT)

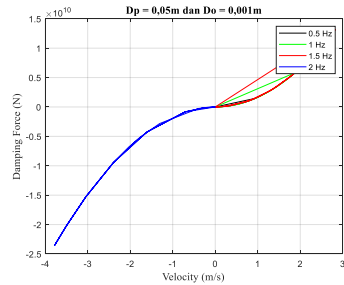
Dari Gambar 4.15 grafik rasio *Root Mean Square* (RMS) perpindahan terhadap variasi kecepatan kereta ditunjukkan dengan X_{rms} sebagai respon perpindahan RMS penumpang dan X menunjukkan amplitudo yang digunakan pada sistem kereta. Nilai RMS merupakan nilai efektif dari nilai yang divariasikan untuk setiap kecepatan kereta, maka nantinya menghasilkan nilai X_{rms}/X yang bervariasi pula. Dari grafik rasio RMS perpindahan dapat diketahui bahwa setiap variasi kecepatan memiliki *trendline* yang semakin menurun dengan semakin bertambahnya kecepatan kereta.

4.4 Respon Dinamis Sistem Suspensi Hidrolik

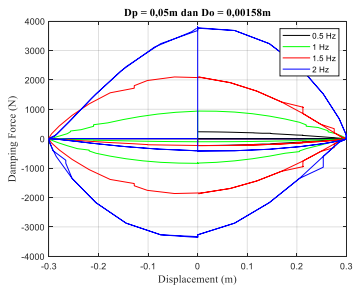
Setelah membahas hasil respon dari simulasi sistem kereta dengan nilai kekakuan pegas dan konstanta redam yang optimal, selanjutnya pembahasan mengenai respon dari simulasi sistem suspensi hidrolik untuk mendapatkan diameter *orifice* yang paling baik untuk diterapkan pada kereta LRT.



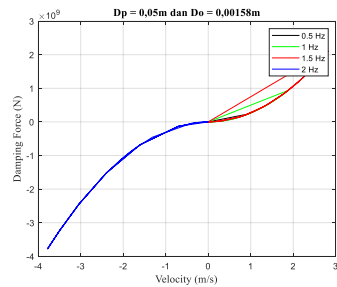
(a)



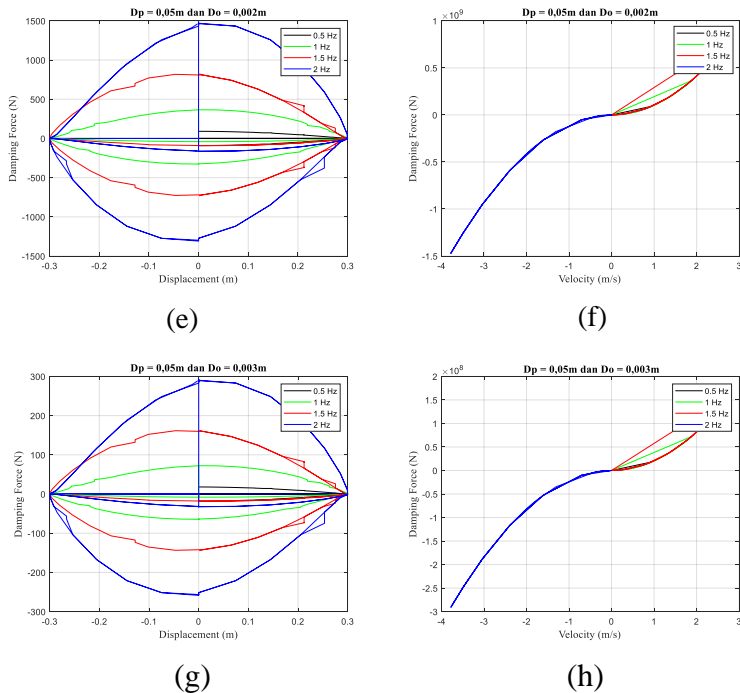
(b)



(c)



(d)



Gambar 4.16 Grafik Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi Hidrolik dengan Variasi Frekuensi

Gambar 4.16 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a - c - e - g) dan kecepatan (b - d - f - h) pada massa jenis minyak ($\rho=860\text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3\text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 1\text{-}3\text{ mm}$) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu sebesar 0,5 Hz; 1 Hz; 1,5 Hz; 2 Hz.

Dari gambar 4.16 grafik gaya redam terhadap kecepatan menghasilkan nilai gaya redam pada tiap frekuensi yang berbeda. Nilai gaya redam terkecil diperoleh pada variasi $D_o = 3\text{ mm}$ saat frekuensi 0,5 Hz yaitu sebesar 16,02 N saat siklus kompresi dan 2,012 N saat siklus ekspansi. Sedangkan nilai gaya redam terbesar diperoleh pada variasi $D_o = 1\text{ mm}$ saat frekuensi 2 Hz yaitu sebesar

20790 N saat siklus kompresi dan 2606 N saat siklus ekspansi. Dengan persamaan $Fd = c\ddot{x}$, maka seiring dengan bertambahnya kecepatan *shock absorber* maka gaya redam yang dihasilkan akan semakin besar.

Pada gambar 4.16 grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a - c - e - g) bernilai positif bahwa saat piston mulai berkompresi pada perpindahan -0,3 m, gaya redam yang dihasilkan sebesar 0 N. Gaya redam terus meningkat dan mencapai nilai maksimum pada perpindahan sebesar 0 m yang menandakan bahwa piston berada pada titik tengah tabung suspensi hidrolik. Selanjutnya, gaya redam akan terus menurun hingga bernilai 0 N pada perpindahan maksimum sebesar 0,3 m. Untuk siklus kompresi ditunjukkan dengan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a - c - e - g) bernilai negatif, dimana saat piston mulai berekspansi pada perpindahan sebesar 3,0 menghasilkan gaya redam sebesar 0 N dan akan terus menurun hingga mencapai gaya redam minimum pada perpindahan sebesar 0 m. Kemudian gaya redam akan terus meningkat hingga mencapai 0 N pada perpindahan sebesar -0,3 m.

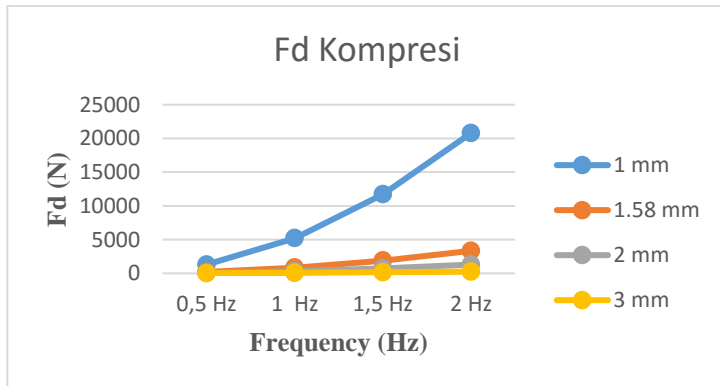
Dari variasi diameter *orifice* juga didapatkan data nilai gaya redam siklus kompresi dan ekspansi dari sistem suspensi hidrolik pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter *Orifice* ($D_o = 1-3$ mm)

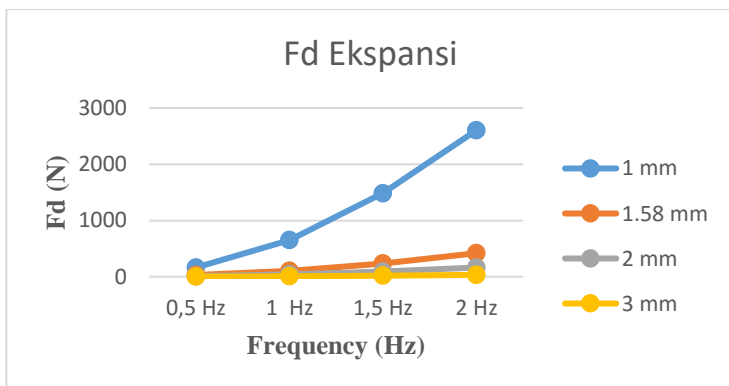
Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam							
	0,5 Hz		1 Hz		1,5 Hz		2 Hz	
	Kompresi	Eksnansi	Kompresi	Eksnansi	Kompresi	Eksnansi	Kompresi	Eksnansi
1 mm	1301	163	5201	651,8	11700	1486	20790	2606
1,58 mm	208,7	29,47	834,6	104,6	1877	235,18	3337	418,1
2 mm	81,28	10,19	325,1	40,74	731,3	91,64	1300	162,9
3 mm	16,02	2,012	64,21	8,046	144,4	18,1	256,7	32,17

Berdasarkan Tabel 4.6 dapat dikatakan bahwa besar atau kecilnya nilai gaya redam kompresi dan ekspansi dipengaruhi oleh ukuran dari diameter *orifice* dan frekuensi yang digunakan pada suspensi hidrolik. Terlihat bahwa nilai gaya redam kompresi lebih besar dibanding gaya redam ekspansi. *Trendline* dari setiap variasi

diameter *orifice* (D_o) dapat dilihat pada Gambar 4.17 untuk siklus kompresi dan Gambar 4.18 untuk siklus ekspansi.



Gambar 4.17 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter *Orifice* ($D_o = 1-3$ mm)



Gambar 4.18 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Hidrolik pada Masing-Masing Diameter *Orifice* ($D_o = 1-3$ mm)

Pada gambar 4.17 dan gambar 4.18 menunjukkan *trendline* respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan. Terlihat bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Pada grafik tersebut juga dapat dilihat bahwa semakin kecil diameter *orifice* (D_o) yang digunakan, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan $f = \frac{v}{\lambda}$, bahwa frekuensi (f) berbanding lurus dengan kecepatan (v), dan kecepatan (x) juga berbanding lurus dengan gaya redam (F_d) yaitu teori pada persamaan $F_d = cx$. Dengan rumusan gaya redam (F_d), didapatkan nilai konstanta redam yang ditunjukkan pada Tabel 4.7.

Tabel 4.7 Nilai Konstanta Redam Sistem Suspensi Hidrolik

Diameter <i>Orifice</i> (m)	Konstanta Redaman (Ns/m)
0,001	2324013,7
0,00158	15000
0,002	10519,6
0,003	2863,3

Berdasarkan Tabel 4.7 diameter 0,00158 m sesuai dengan konstanta redaman yaitu sebesar Ns/m. Oleh karena itu, diameter *orifice* tersebut dapat dipasangkan pada sistem kereta LRT.

4.5 Perancangan Pegas Suspensi Hidrolik

Dari hasil simulasi yang dilakukan didapatkan nilai kekakuan pegas sebesar 1626,8 N/m dan konstanta redam sebesar 15000 Ns/m. Selanjutnya data tersebut dapat digunakan untuk melakukan perhitungan spesifikasi pegas *shock absorber* yang direncanakan dilakukan berdasarkan teori *Helical Compression Deutschman* (1975) dalam buku “*Machine Design Theory and Practice*” dengan data yang diketahui sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Shear modulus baja (G)} &= 8 \times 10^{10} \text{ N/m}^2 \\ \text{Konstanta pegas (k)} &= 1626,8 \text{ N/m} \\ \text{Panjang pegas (l)} &= 0,5 \text{ m} \end{aligned}$$

Jari-jari relatif (R) = 0,06 m

Berdasarkan spesifikasi diatas, maka dapat ditentukan jumlah lilitan pegas yang sesuai (N_a).

$$l = 2\pi R N_a$$

$$N_a = \frac{l}{2\pi R}$$

$$N_a = \frac{0,5 \text{ m}}{2 \times 3,14 \times 0,06 \text{ m}}$$

$$N_a = 1,33 \approx 1$$

Untuk pegas jenis *squared end*, maka jumlah total lilitan = $N_a + 1,5 = 2,5$ lilitan. Kemudian perhitungan untuk mengetahui diameter kawat dalam yang dibutuhkan (d) untuk pegas *absorber* dengan menggunakan persamaan berikut :

$$N_a = \frac{G d^4}{8kR^3}$$

$$d^4 = \frac{N_a \cdot 8 \cdot kR^3}{G}$$

$$= \frac{1 \times 64 \times 1626,8 \text{ N/m} \times (0,06 \text{ m})^3}{8 \times 10^{10} \text{ N/m}^2} = 0,00409 \text{ m}$$

Dari nilai diameter kawat (d) tersebut dapat diketahui nilai jari-jari luar (Rl) dan jari-jari dalam (Rd) melalui persamaan jari-jari relatif, dimana jari-jari luar (Rl) didapatkan melalui penjumlahan jari-jari dalam (Rd) dengan jari-jari kawat (Rk) yang dituliskan sebagai berikut :

$$R_{\text{relatif}} = \frac{R_{\text{luar}} + R_{\text{dalam}}}{2}$$

$$R_{\text{relatif}} = \frac{(R_{\text{dalam}} + R_{\text{kawat}}) + R_{\text{dalam}}}{2}$$

$$= \frac{2R_{\text{dalam}} + R_{\text{kawat}}}{2}$$

$$0,06 \text{ m} = \frac{2R_{\text{dalam}} + 0,00409 \text{ m}}{2}$$

$$2R_{dalam} = 0,116 \text{ m}$$

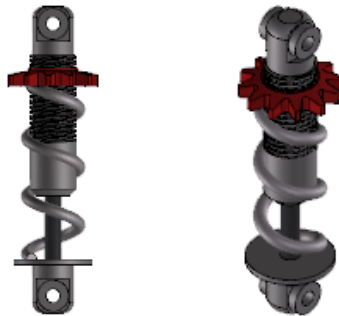
$$R_{dalam} = 0,058 \text{ m} = 58 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} R_{luar} &= (R_{dalam} + R_{kawat}) \\ &= (0,058 \text{ m} + 0,00409 \text{ m}) \\ &= 0,06209 \text{ m} \approx 62,09 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga hasil spesifikasi pegas *shock absorber* ditunjukkan pada Tabel 4.8 dan telah dibuat pemodelan 3D dengan *software Solidwork* yang dapat dilihat pada Gambar 4.1.

Tabel 4.8 Parameter Perancangan Sistem *Absorber*

Dimensi	Simbol	Nilai	Satuan
<i>Shear modulus</i> baja	G	$8 \cdot 10^{10}$	N/m^2
Kekakuan pegas	K	1626,8	N/m
Panjang pegas	l	0,5	m
Diameter kawat	d	4,09	mm
Jari – jari luar pegas	Rl	62,09	mm
Jari – jari dalam pegas	Rd	58	mm
Jari – jari relatif pegas	R	60	mm



Gambar 4.19 Pemodelan 3D *Shock Absorber*

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis respon dinamis pada sistem kereta *Light Rail Transit* (LRT) dengan penambahan *Shock absorber* dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Berdasarkan hasil simulasi *input step*, nilai kekakuan pegas yang dipilih sebesar 1626,8 N/m dan untuk konstanta redaman yang dipilih sebesar 15000 Ns/m. Nilai tersebut dipilih karena memiliki *damping ratio* yang paling kecil diantara variasi lainnya sehingga mempengaruhi sistem untuk lebih cepat stabil.
2. Respon dinamis kereta *Light Rail Transit* (LRT) dengan penambahan *shock absorber*, didapatkan respon respon perpindahan dengan nilai yang paling besar pada kecepatan 40 km/jam sebesar 0,018 m dan nilai paling kecil sebesar 0,0142 m pada kecepatan 100 km/jam. Untuk respon kecepatan nilai paling kecil sebesar 0,1174 m/s pada kecepatan 40 km/jam dan nilai paling besar pada kecepatan 100 km/jam sebesar 0,1937 m/s. Pada respon percepatan nilai yang paling kecil pada kecepatan 40 km/jam sebesar 1,985 m/s² dan nilai paling besar pada kecepatan 100 km/jam sebesar 4,964 m/s². Dari hasil respon dinamis juga didapatkan bahwa dengan semakin meningkatnya kecepatan kereta maka ketahanan penumpang akan semakin menurun.
3. Rancangan *shock absorber* dilakukan dengan variasi diameter *orifice* dimana didapatkan hasil bahwa semakin kecil diameter *orifice* yang digunakan pada sistem suspensi hidrolis, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Diameter *orifice* 1,58 mm cocok untuk dipasangkan pada sistem suspensi kereta dengan penggunaan konstanta redam 15000 Ns/m. Pegas yang dipasangkan memiliki nilai kekakuan sebesar 1626,8 N/m dengan jari-jari luar sebesar 62,09 mm, diameter kawat sebesar

4,09 mm, panjangnya sebesar 0,5 m dengan lilitan total sebanyak 2,5 lilitan.

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut :

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba menguji eksperimen sistem suspensi hidrolik dan sistem kereta *Light Rail Transit* (LRT) pada jenis variasi lainnya untuk memvalidasi simulasi dari hasil matematis pemodelan.

DAFTAR PUSTAKA

- Aida, T. 2015. *History and Future Prospect of Rolling Stock Parts*. Japan: Japan Steel Works.
- David, Ady Theo. 2019. *Prototyping Coupler LRT Skala Laboratorium*. Tugas Akhir ITS
- Deutschschman, AD dkk. 1975. *Machine Design*. New York: Collier Macmillan Publishers.
- Jones, A. R. 2016. *Development of Crash Energy Management System for Passenger Cars Fitted with AAR type Couplers*. Germany: RTSA.
- Lundberg, J. 2015. *Measurements of friction coefficients between rails lubricated with a friction modifier and the wheels of an IORE locomotives during real working conditions*. Wear.
- Rao, S. S. 2011. *Mechanical Vibration Fifth Edition*. Amerika: Prentice Hall.
- Scharfenberg, V. 2014. *Connect and Protect : Coupler and Front End Systems*. German: GmbH&Co. KG.
- Serajian, R., & Mohammadi, S. (n.d.). *Effects of the change in autocoupler parameters on in-train longitudinal forces during brake application*. Iran : Iran University.
- Shif2Rail. 2017. *Development of Functional Requirements for Sustainable and Attractive European Rail Freight*. Washington, United State.
- Standarization, E. 2010. *Railways Applications-Structural Requirements of railway vehicle bodies*. London.

- Syaifudin, A., & Priyambodo, A. M. 2018. **Perancangan Coupler untuk LRT di Indonesia**. Jurnal Teknik ITS Vol.7, No.2, 6.
- System, S. 2016. *Voith Turbo Scharfenberg*. German: GmbH&Co. KG.
- Tianwei, Q. 2015. *Influence of Coupler and Buffer on Dynamics Performance of Heavy Haul Locomotive*. The Open Mechanical Engineering Journal, 2015, 9, 1033-1038.
- Transit Cooperative Research Program. 2012. *Track Design Handbook for Light Rail Transit*. Washington, United State.
- Valentino, J. 2015. **Analisa Resistance Tractive Effort dan Gaya Sentrifugal pada Kereta Api Taksaka di Tikungan Karangkidul**. Jurnal Teknik Mesin Untirta.
- Walpole, S. (2012). *The weight of nations : An estimation of adult human biomass*. BMC Public Health.
- W. J., Davis. 1926. *The Application of the Davis Formula to set Default Train Resistance in Open Rails*. Newcastle : Coals.
- Wang, W. L., Yu, D. S., Huang, Y., Zhou, Z., & Xu, R. 2014. *A locomotive's dynamic response to in-service parameter variations of its hydraulic yaw damper*. Springer: Science - Business Media Dordrecht.
- Zahro, Dian. 2017. **Analisa Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Reaman terhadap Respon Dinamis Suspensi Primer dan Perancangan Ulang Diameter Orifice pada Shock Absorber Kereta Api Tipe Ekonomi**. Tugas Akhir ITS.

LAMPIRAN A : M-file dan Block Diagram

➤ M-file Sistem Kereta *Light Rail Transit* (LRT)

```
1 - clear all
2 - clc
3 - % Fix Data TA
4 - % Kereta LRT dengan Absorber pada Coupler
5 - % Variasi C dengan K konstan pada input 1000meter
6
7 - % Massa LRT
8 - Mm = 39086.2; % Kg (Massa motorcar)
9 - Mt = 40924.8; % Kg (Massa trailercar)
10 - M = 119097.2; % Kg (Massa total)
11
12 - % Nilai K dan C
13 - K = 1626.8; % N/m konstanta kekakuan pegas
14 - C1 = 7500; % Ns/m konstanta peredam 1
15 - C2 = 18574; % Ns/m konstanta peredam 2
16 - C3 = 27861.5; % Ns/m konstanta peredam 3
17 - C4 = 46435.5; % Ns/m konstanta peredam 4
18
19 - % Gaya tarik dan tekan pada LRT
20 - Fta1 = 121853.041; % N (Gaya tarik 60km/h)
21 - Fta2 = 122550.7495; % N (Gaya tarik 80km/h)
22 - Fta3 = 123317.2955; % N (Gaya tarik 100km/h)
23 - Fte1 = 162346.0863; % N (Gaya tekan 60km/h)
24 - Fte2 = 163043.7975; % N (Gaya tekan 80km/h)
25 - Fte3 = 163810.3435; % N (Gaya tekan 100km/h)
26
27 - % Gaya tarik-meanarik antar gerbong
28 - fa1 = 91784.618; % N (Gaya tarik-menarik 60km/h)
29 - fa2 = 44837.734; % N (Gaya tarik-menarik 60km/h)
30
31 - % Gaya gesek dan Rolling resistance pada LRT
32 - Rrm1 = 1077.5218; % N (rolling resistance motor 60km/h)
33 - Rrm2 = 1380.1840; % N (rolling resistance motor 80km/h)
34 - Rrm3 = 1713.7595; % N (rolling resistance motor 100km/h)
35 - Rrt1 = 600.7947; % N (rolling resistance trailer 60km/h)
36 - Rrt2 = 693.1815; % N (rolling resistance trailer 80km/h)
37 - Rrt3 = 792.5765; % N (rolling resistance trailer 100km/h)
38 - fg1 = 5751.53433; % N (gaya gesek motorcar)
39 - fg2 = 6022.08432; % N (gaya gesek trailercar)
40
41 - % Percepatan, kecepatan, dan lamda
42 - a = 1; % m/s^2 (percepatan)
43 - a1 = 1.34; % m/s^2 (perlambatan)
44 - v1 = 16.67; % m/s (60km/h)
45 - v2 = 22.22; % m/s (80km/h)
46 - v3 = 27.78; % m/s (100km/h)
47 - lamda = 10; % m (panjang gelombang)
48 - phi = 3.14; % konstanta
```

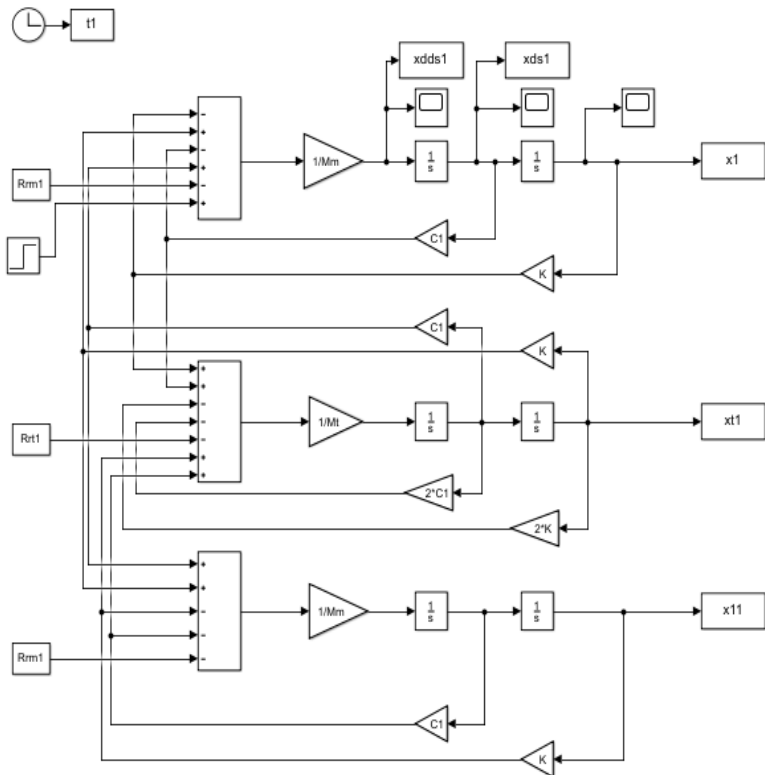


```

49
50 % Frekuensi natural
51 w1 = 2*3.14*v1/lamda; % w pada 60km/h
52 w2 = 2*3.14*v2/lamda; % w pada 80km/h
53 w3 = 2*3.14*v3/lamda; % w pada 100km/h
54
55 sim('PR2')
56 % simulasi
57
58 figure (1)
59 plot (t1,x1,'black');hold on;
60 plot (t2,x2,'red');hold on;
61 plot (t3,x3,'green');hold on;
62 plot (t4,x4,'blue');hold on;
63 xlabel ('Time (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
64 ylabel ('Displacement (m)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
65 legend ('C1 = 15000','C2 = 37148','C3 = 55723','C4 = 92871');
66 title ('Displacement vs Time','FontSize',12);
67 grid on;
68
69 figure (2)
70 plot (t1,xds1,'black');hold on;
71 plot (t2,xds2,'red');hold on;
72 plot (t3,xds3,'green');hold on;
73 plot (t4,xds4,'blue');hold on;
74 xlabel ('Time (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
75 ylabel ('Velocity (m/s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
76 legend ('C1 = 15000','C2 = 37148','C3 = 55723','C4 = 92871');
77 title ('Velocity vs Time','FontSize',12);
78 grid on;
79
80 figure (3)
81 plot (t1,xdds1,'black');hold on;
82 plot (t2,xdds2,'red');hold on;
83 plot (t3,xdds3,'green');hold on;
84 plot (t4,xdds4,'blue');hold on;
85 xlabel ('Times (s)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
86 ylabel ('Acceleration (m/s2)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
87 legend ('C1 = 15000','C2 = 37148','C3 = 55723','C4 = 92871');
88 title ('Acceleration vs Time','FontSize',12);
89 grid on;
90

```

➤ **Block diagram Sistem Kereta Light Rail Transit (LRT)**



➤ M-file Sistem Suspensi Hidrolis Kereta *Light Rail Transit* (LRT)

```

1 - clear all
2 - clc
3
4     % Fix Data IA
5     % Kereta LRT dengan Absorber pada Coupler
6
7     % Massa LRT
8 - Mm = 39086.2; % Kg (Massa motorcar)
9 - Mt = 40924.8; % Kg (Massa trailer car)
10 - M = 119097.2; % Kg (Massa total)
11
12     % Nilai pegas dan konstanta redaman
13 - K = 1626.8; % N/m (konstanta kekakuan pegas)
14 - C1 = 15000; % Ns/m (konstanta peredam 1)
15 - C2 = 37148; % Ns/m (konstanta peredam 2)
16 - C3 = 55723; % Ns/m (konstanta peredam 3)
17 - C4 = 92871; % Ns/m (konstanta peredam 4)
18
19     % Parameter lain
20 - a = 1; % m/s^2 (percepatan)
21 - a1 = 1.34; % m/s^2 (perlambatan)
22 - vp = 0.01667; % m/s (kecepatan piston)
23 - v1 = 11.11; % m/s (40km/jam)
24 - v2 = 16.67; % m/s (60km/jam)
25 - v3 = 22.22; % m/s (80km/jam)
26 - v4 = 27.78; % m/s (100km/jam)
27 - phi = 3.14; % konstanta
28 - rho = 860; % kg/m3 (densitas minyak)
29
30     % Frekuensi dan frekuensi natural
31 - f1 = 0.5; % Hz (frekuensi 1)
32 - f2 = 1; % Hz (frekuensi 2)
33 - f3 = 1.5; % Hz (frekuensi 3)
34 - f4 = 2; % Hz (frekuensi 4)
35 - w1 = 2*phi*f1; % rad/sec (w pada 40km/jam)
36 - w2 = 2*phi*f2; % rad/sec (w pada 60km/jam)
37 - w3 = 2*phi*f3; % rad/sec (w pada 80km/jam)
38 - w4 = 2*phi*f4; % rad/sec (w pada 100km/jam)
39
40     % Diameter dan Luasan
41 - Do = 0.003; % m (d orifice)
42 - Dp = 0.05; % m (d piston)
43 - Dpr = 0.0354; % m (d piston rod)
44 - Aoe = phi*(Do/2)^2; % m2 (A orifice ekspansi)
45 - Aok = phi*(Do/2)^2; % m2 (A orifice kompresi)
46 - Ap = phi*(Dp/2)^2; % m2 (A piston)
47 - Apr = phi*(Dpr/2)^2; % m2 (A piston rod)

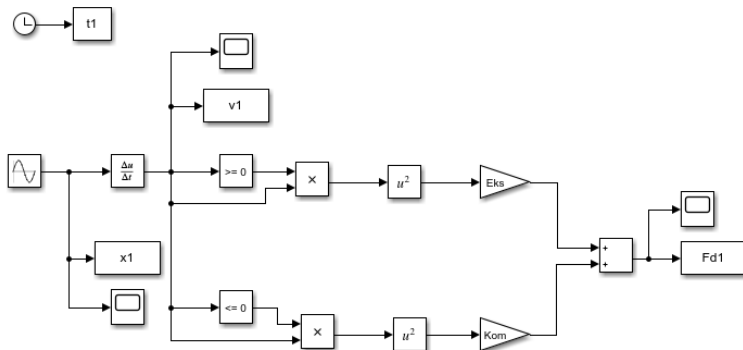
```

```

48
49 % Ekspansi
50 Eks = 0.5*rho*(Ap-Apr)*(((Ap-Apr/Ace)^2)-1)*vp^2;
51
52 % Kompresi
53 Kom = 0.5*rho*Ap*(((Ap/Aok)^2)-1)*vp^2;
54
55 sim('Simulasi_Fdx')
56 % simulasi
57
58 figure (1)
59 plot (x1,Fd1,'black');hold on;
60 plot (x2,Fd2,'green');hold on;
61 plot (x3,Fd3,'red');hold on;
62 plot (x4,Fd4,'blue');hold on;
63 plot (x11,Fd11,'black');hold on;
64 plot (x22,Fd22,'green');hold on;
65 plot (x33,Fd33,'red');hold on;
66 plot (x44,Fd44,'blue');hold on;
67 xlabel ('Displacement (m)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
68 ylabel ('Damping Force (N)','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
69 legend ('0.5 Hz','1 Hz','1.5 Hz','2 Hz');
70 title ('Dp = 0,05m dan Do = 0,003m','FontSize',12,'Fontname','Times New Roman');
71 grid on,

```

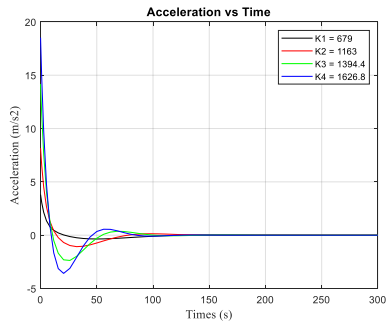
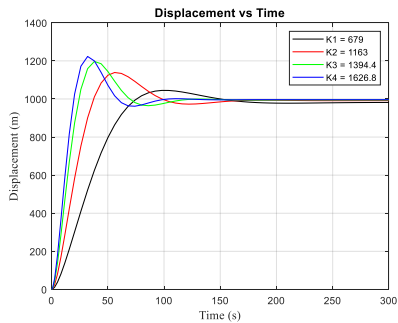
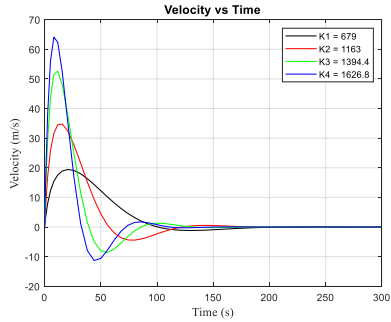
➤ *Block diagram* Sistem Suspensi Hidrolik Kereta *Light Rail Transit* (LRT)



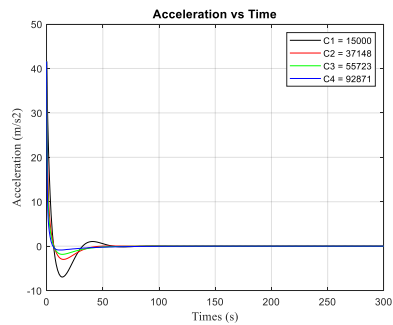
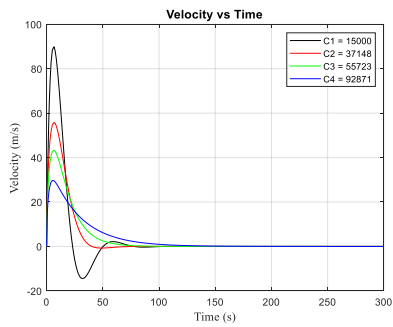
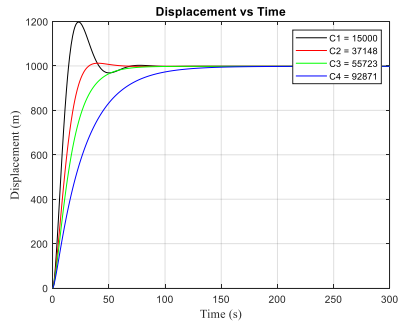
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN B : Grafik Hasil Simulasi *Simulink*

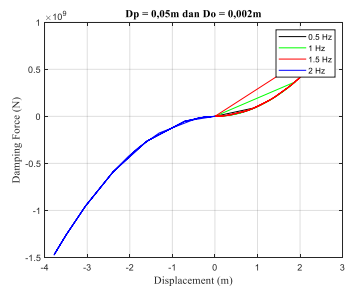
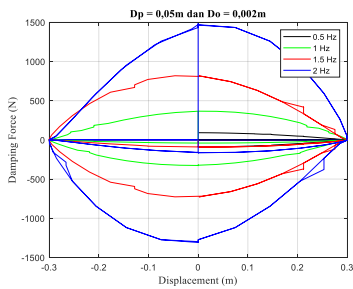
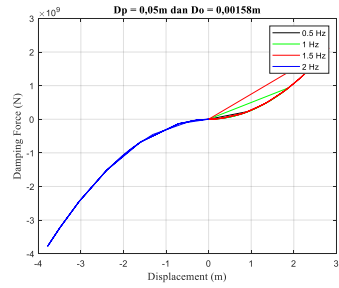
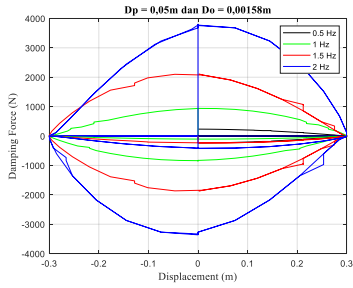
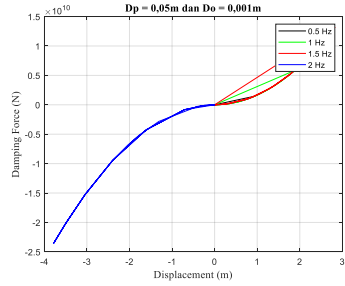
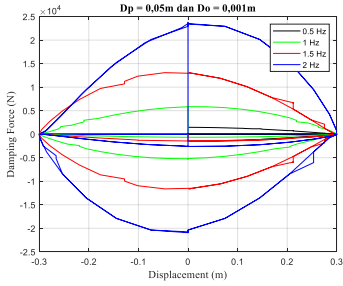
➤ Hasil Simulasi Input Step dengan Konstanta Redam Konstan

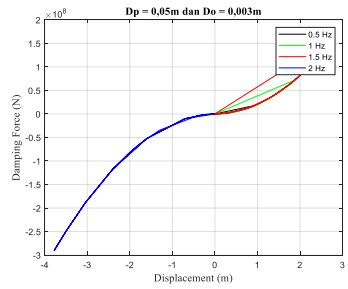
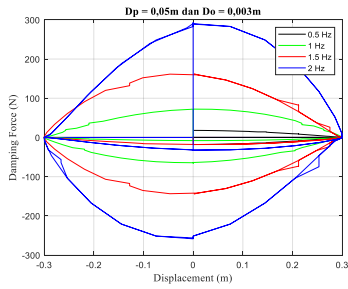


➤ Hasil Simulasi Input Step dengan Nilai Kekakuan Pegas Konstan

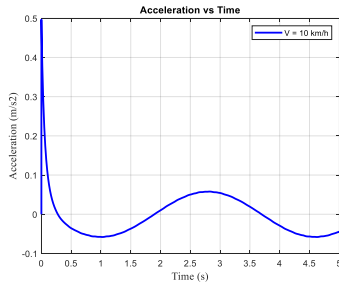
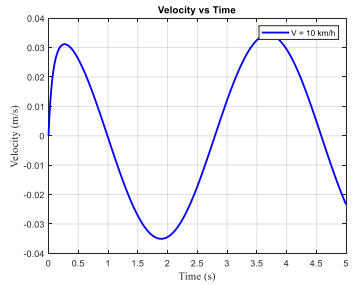
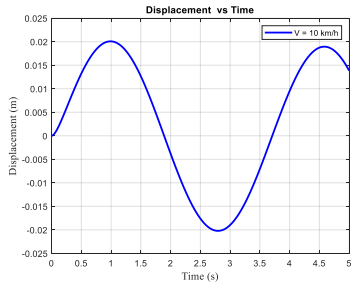


➤ Hasil Simulasi Sistem Suspensi Hidrolik

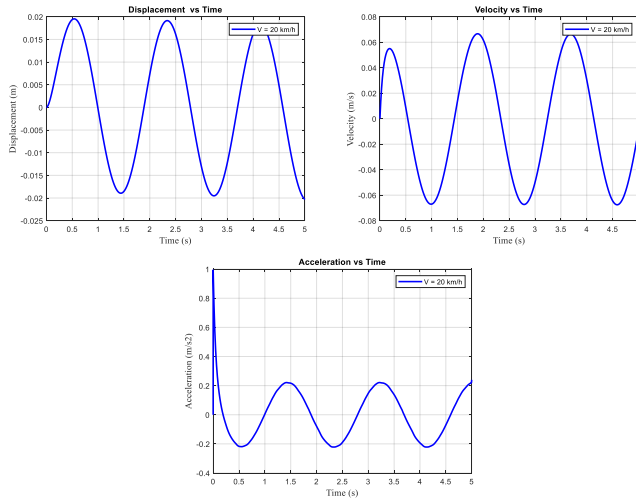




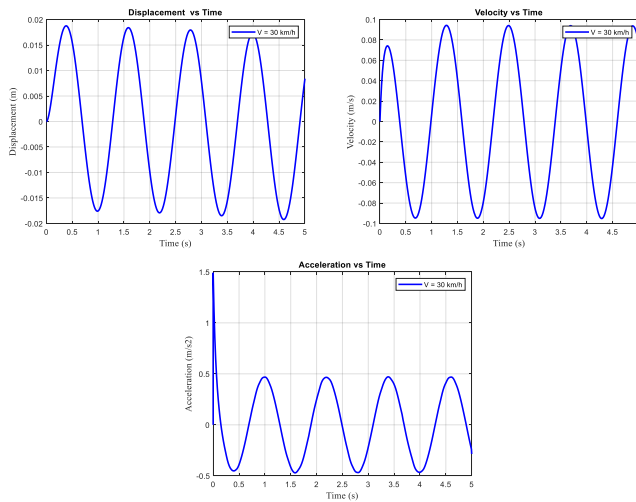
➤ **Hasil Simulasi Sinusoidal dengan Kecepatan 10 km/jam**



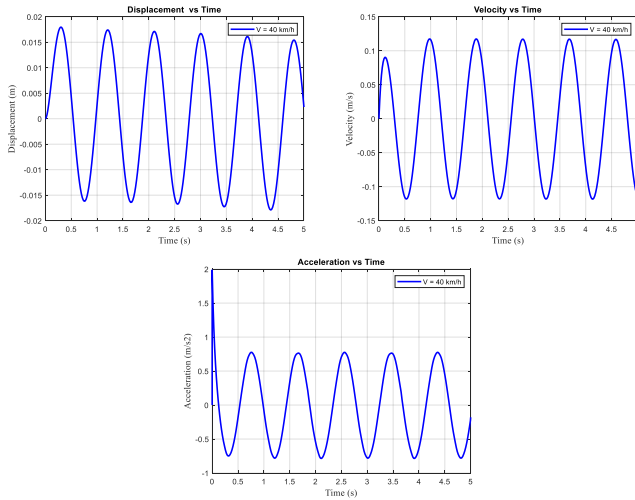
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 20 km/jam



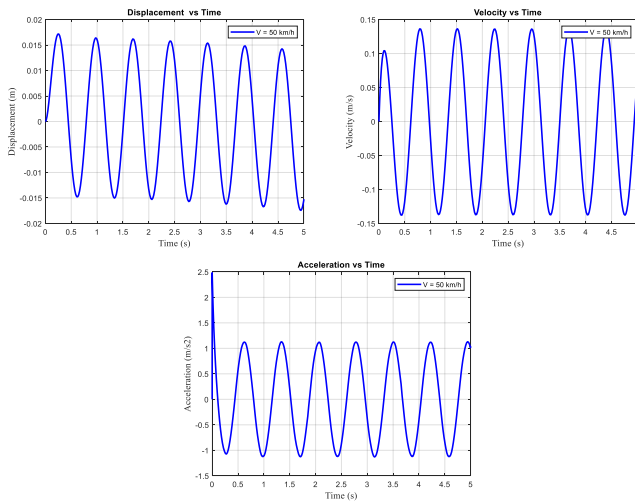
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 30 km/jam



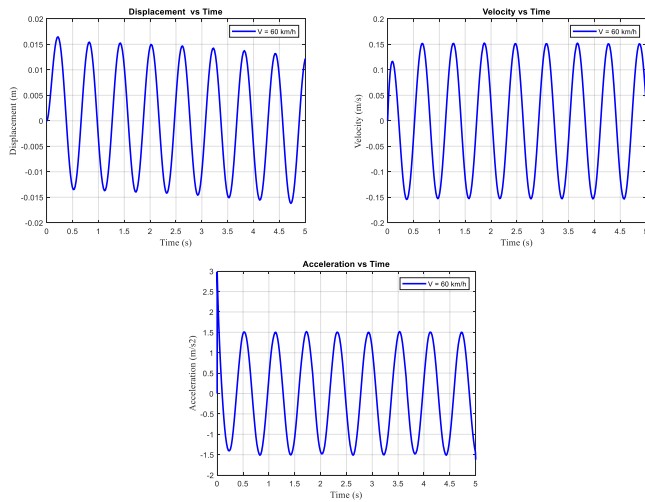
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 40 km/jam



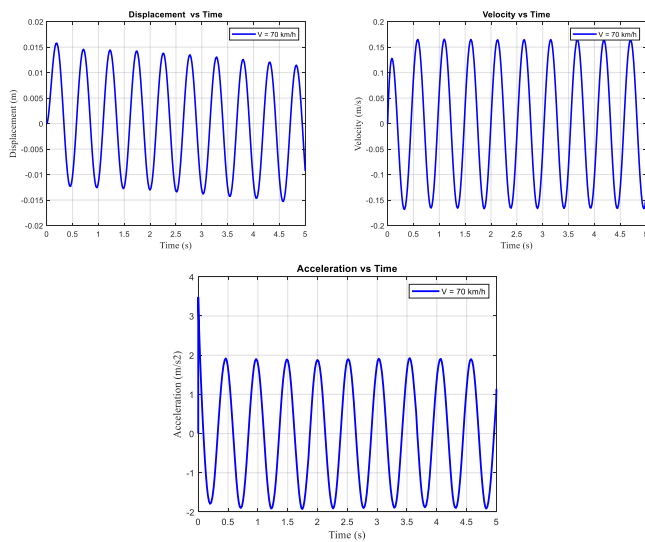
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 50 km/jam



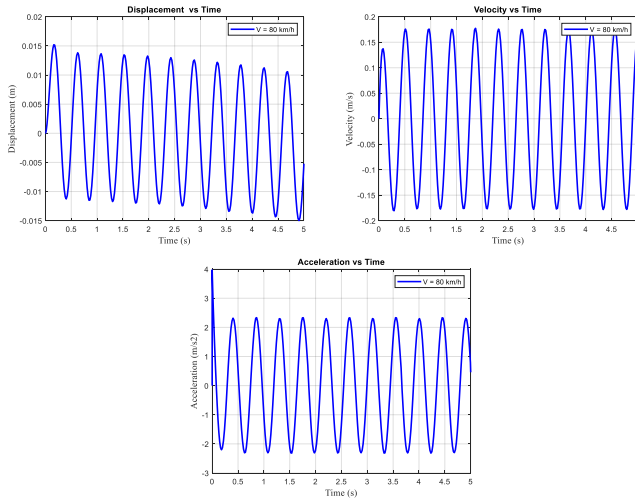
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 60 km/jam



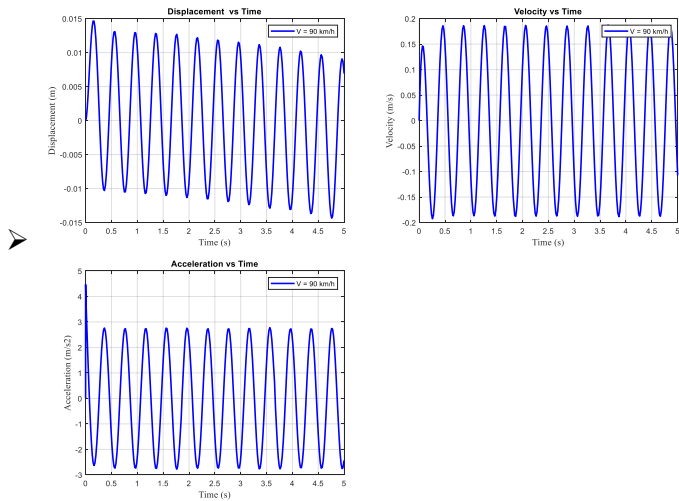
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 70 km/jam



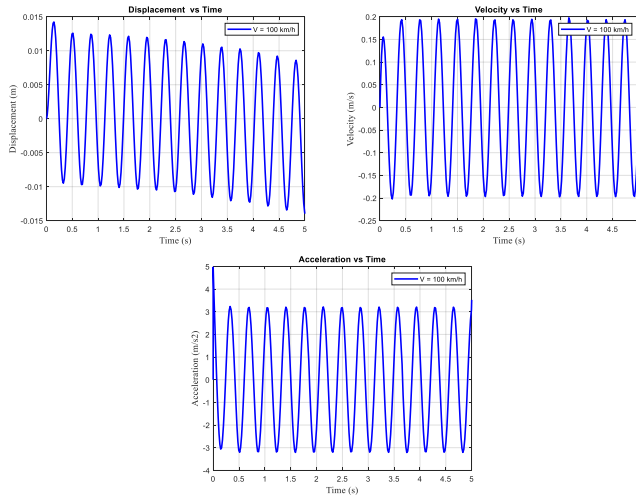
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 80 km/jam



➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 90 km/jam



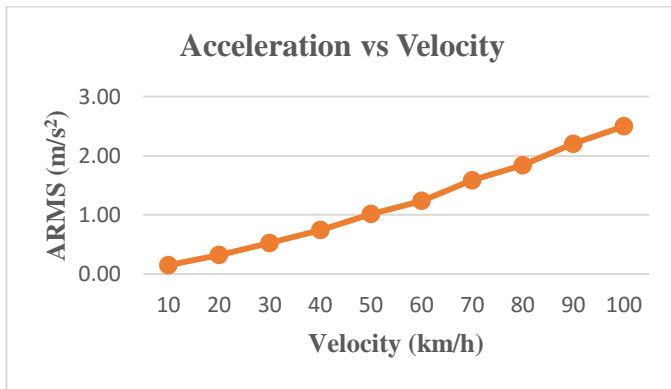
➤ Hasil Simulasi *Sinusoidal* dengan Kecepatan 100 km/jam



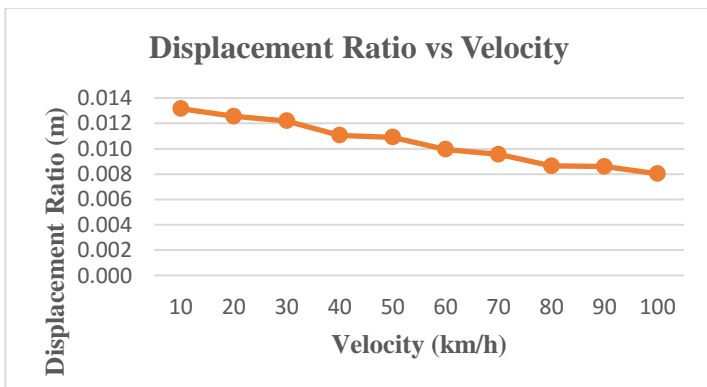
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN C : Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631

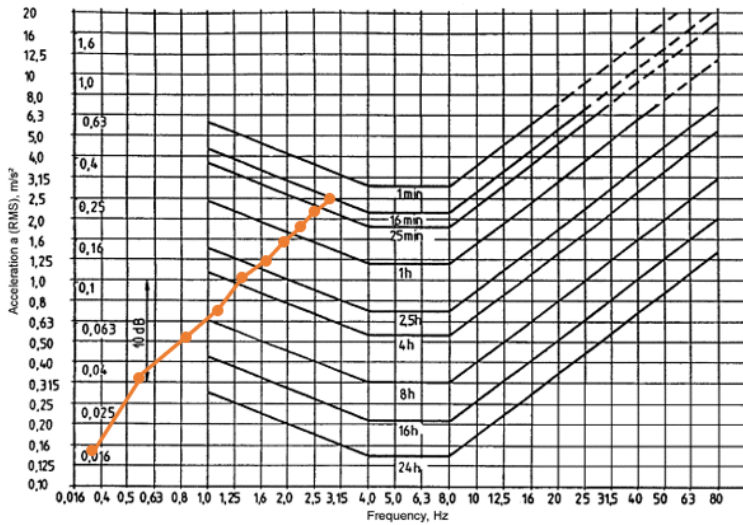
- **Grafik Perbandingan *Root Mean Square (RMS)* Percepatan**



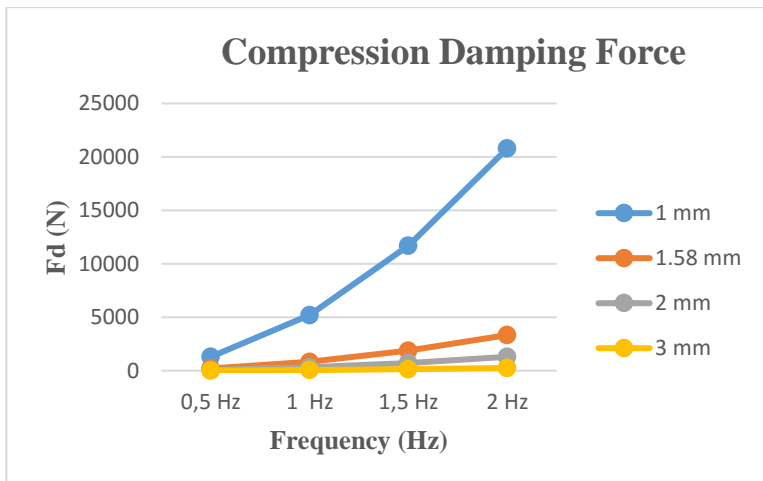
- **Grafik Perbandingan *Root Mean Square (RMS)* Perpindahan**



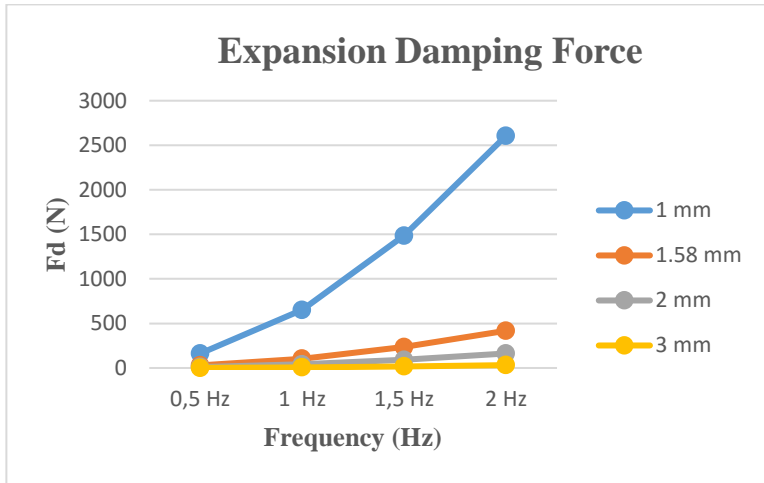
➤ **Grafik Ketahanan Kendaraan Berdasarkan ISO 2631**



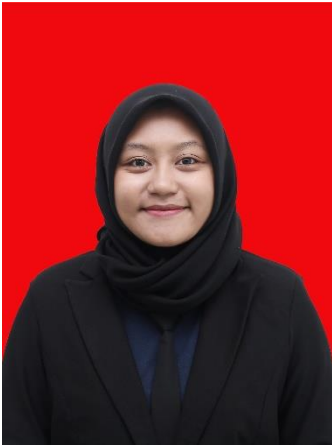
➤ **Grafik Gaya Redam Kompresi**



➤ **Grafik Gaya Redam Ekspansi**



BIODATA PENULIS



Tamara Indah dilahirkan di Malang pada tanggal 22 Juli 1997 dari orang tua bernama Bapak Benny Teguh dan Ibu Sawiningsih. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK Mutiara Harapan pada tahun 2001 - 2003. Selanjutnya, penulis melanjutkan jenjang pendidikan di SD Mutiara Harapan, Lawang pada tahun 2003 - 2009. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 1 Singosari pada tahun 2009 - 2012.

Kemudian melanjutkan pendidikan di SMAN 1 Lawang pada tahun 2012 - 2015. Penulis melanjutkan pendidikan jenjang Sarjana di Departemen Teknik Mesin ITS melalui jalur SNMPTN pada tahun 2015. Selama perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi. Penulis pernah aktif dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif sebagai Anggota Mesin ITS Autosport pada tahun 2016 - 2017. Kemudian penulis menjadi Staff Ahli HRD Mesin ITS Autosport tahun 2017 - 2018. Motto hidup penulis adalah “selalu berbuatlah baik, karena kebaikan mungkin akan datang dari arah yang tidak kita duga” yang menjadikan penulis selalu berbuat baik meskipun sering mengalami kesulitan. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi Penulis melalui email tamara.indah7@gmail.com.

