



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

**REDESIGN SISTEM PEREDAM SEKUNDER DAN
ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
REDAM TERHADAP RESPON DINAMIS KERETA API
PENUMPANG EKONOMI (K3)**

**DEWANI INTAN ASMARANI PERMANA
NRP 2113 100 063**

**Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.**

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



TUGAS AKHIR – TM141585

***REDESIGN* SISTEM PEREDAM SEKUNDER DAN
ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
REDAM TERHADAP RESPON DINAMIS KERETA
API PENUMPANG EKONOMI (K3)**

DEWANI INTAN ASMARANI PERMANA
NRP. 2113 100 063

Dosen Pembimbing:
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

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



FINAL PROJECT – TM141585

**REDESIGN OF SECONDARY DAMPING SYSTEM
AND THE INFLUENCE OF DAMPING COEFFICIENT
VALUE VARIATION TO THE DYNAMIC
RESPONSES OF ECONOMY PASSENGER TRAIN
(K3) ANALYSIS**

DEWANI INTAN ASMARANI PERMANA
NRP. 2113 100 063

Advisory Lecturer
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2018

**REDESIGN SISTEM PEREDAM SEKUNDER DAN
ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
REDAM TERHADAP RESPON DINAMIS KERETA API
PENUMPANG EKONOMI (K3)**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

DEWANI INTAN ASMARANI PERMANA
NRP. 2113 100 063

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Moch. Solichin, S.T., M.T. (Penguji II)
NIP. 198908172015041003
4. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. (Penguji III)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA

NOVEMBER, 2017

**REDESIGN SISTEM PEREDAM SEKUNDER DAN
ANALISIS PENGARUH VARIASI NILAI KOEFISIEN
REDAM TERHADAP RESPON DINAMIS KERETA
API PENUMPANG EKONOMI (K3)**

Nama : Dewani Intan Asmarani Permana
NRP : 2113 100 063
Jurusan / Fakultas : Teknik Mesin / FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.

ABSTRAK

Kereta api merupakan salah satu alternatif jasa angkutan umum darat yang masih sangat diminati. Terbukti dari data Badan Pusat Statistik yang menyebutkan bahwa pada tahun 2015, kereta api di Indonesia telah mengangkut sebanyak 891 juta penumpang setiap harinya. Hal ini menuntut perkeretaapian di Indonesia untuk meningkatkan kualitas dari kereta api. Kereta api hendaknya memiliki tingkat kenyamanan yang tinggi bagi para penumpang. Medan yang dilalui oleh kereta api akan menimbulkan getaran yang menyebabkan para penumpang merasa kurang nyaman. Untuk itu perlu adanya pengembangan sistem suspensi sekunder kereta api untuk mencapai respon yang diinginkan, yaitu kenyamanan bagi penumpang kereta dengan kondisi medan yang bervariasi maupun saat terjadi perubahan kecepatan dan perubahan massa muatan.

Dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan simulasi dari perubahan parameter yang ada pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan memvariasikan nilai koefisien redaman terhadap respon dinamisnya dan memodifikasi

diameter orifice berdasarkan gaya redam sistem suspensi sekunder kereta api terhadap displacement maupun kecepatan. Simulasi dilakukan dengan menggunakan software Matlab dan input yang digunakan yakni berupa input sinusoidal dengan variasi frekuensi antara 0,5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan setiap 0,5 Hz. Parameter yang digunakan pada penelitian ini diperoleh dari pengambilan data di PT. INKA antara lain yaitu massa carbody 10000 kg, massa bogie 1500 kg, diameter orifice sebelum modifikasi 0,2 cm, diameter piston 5 cm, dan diameter piston rod 3,54 cm.

Dari hasil simulasi didapatkan bahwa nilai konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m memiliki respon yang paling baik, yaitu pada kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam. Hal ini ditinjau dari respon perpindahan, kecepatan, maupun percepatan yang dialami oleh sistem suspensi sekunder kereta api. Berdasarkan RMS perpindahan, RMS percepatan, maupun bode diagram dari sistem kendaraan dengan variasi konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m juga merupakan yang paling baik jika dibandingkan dengan konstanta redaman lainnya. Pada sistem suspensi sekunder, perubahan variasi diameter orifice mempengaruhi besarnya gaya redam. Variasi diameter paling kecil menghasilkan nilai gaya redam yang paling besar. Selain itu, variasi diameter sebesar 2,356 mm merupakan nilai yang paling sesuai untuk dipasangkan pada sistem kendaraan kereta api dengan konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m.

Kata kunci: *bogie, sistem suspensi sekunder, diameter orifice, koefisien redam*

REDESIGN OF SECONDARY DAMPING SYSTEM AND THE INFLUENCE OF DAMPING COEFFICIENT VALUE VARIATION TO THE DYNAMIC RESPONSES OF ECONOMY PASSENGER TRAIN (K3) ANALYSIS

Name : Dewani Intan Asmarani Permana
NRP : 2113 100 063
Department : Mechanical Engineering FTI – ITS
Advisory Lecturer : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.

ABSTRACT

Train is one of the alternative land transportation service which is still in great demand. As evidenced by the data of Badan Pusat Statistik which mentions that in 2015, the train in Indonesia have brought 891 million passenger each day. This demanded the railway in Indonesia to improve the quality of trains. Trains should have a high level of comfort for the passengers. The terrain that the train passes will cause a vibration that causes passengers to feel uncomfortable. Therefore, we need the development of the train's secondary suspension system to achieve the desired response, ie comfort for train passenger with varying terrain conditions as well as velocity changes and mass load changes.

In this final project, we have modeled and simulated the change of parameters that existed in quarter railway system by varying the damping coefficient value to the dynamic responses. And modify the orifice diameter based on the damping force of the secondary suspension system of the train against the displacement and the velocity. The simulation is done by using Matlab software

and the input that used in this simulation is sinusoidal input with the frequency variation between 0,5 Hz to 2 Hz. Parameters that used in this final project were obtain from data collection at PT. INKA among others, the mass of carbody 10000 kg, the mass of bogie 1500 kg, the orifice diameter before modification 0,2 cm, the piston diameter 5 cm, and the piston rod diameter 3,54 cm.

From the simulation results obtained that the value of damping coefficient of 40700 Ns/m has the best response that is at the velocity of 50 km/h to 100 km/h. In terms of the response of velocities, displacements, and accelerations that experienced by the secondary suspension system. Based on RMS displacements, RMS accelerations, and the bode diagram of the vehicle system with variation of damping coefficient of 40700 Ns/m is also the best when compared with other damping coefficients. In the secondary suspension system, changes in orifice diameter variations affect the magnitude of the damping force. The smallest diameter variation generates the damping force value most. Furthermore, the diameter variation of 2,356 mm is the most appropriate value to be attached to the railway vehicle system with a damping coefficient of 40700 Ns/m.

Keywords: *bogie, secondary suspension system, diameter orifice, damping coefficient*

KATA PENGANTAR

Bismillahirrahmanirrahiim.

Puji syukur kehadiran Allah SWT, karena atas segala limpahan Rahmat-Nya, penulis dapat menyelesaikan penulisan Tugas Akhir yang berjudul: “**Redesign Sistem Peredam Sekunder dan Analisis Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Redam Terhadap Respon Dinamis Kereta Api Penumpang Ekonomi (K3)**” dengan baik. Tugas Akhir ini disusun guna untuk memenuhi syarat kelulusan pendidikan Strata-1 di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Tentunya penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Tidak lupa, pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. **Ibu Endah Kusmiati**, sebagai ibu dari penulis yang telah sangat sabar menjadi ibu sekaligus Superhero bagi keluarga kecil penulis, ibu yang sangat luar biasa, sangat kuat, segala-galanya. Serta **Bapak Maryanto (Alm.)**, sebagai bapak dari penulis, yang walaupun belum sempat penulis balas seluruh kasih sayang serta jasa beliau. Penulis amat sangat bersyukur dan berterimakasih atas segala doa yang telah dipanjatkan hingga penulis dapat menyelesaikan studinya hingga tahap ini;
2. **Berlian Bregas Arya Kamajaya**, sebagai adik dari penulis, yang sangat sayang kepada penulis, dan selalu menjadi alasan penulis untuk pulang ke rumah karena merindukan bau badan khasnya serta tawa candanya yang menggemaskan;
3. **Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.** yang telah memberikan bimbingan dan arahan hingga terciptanya Tugas Akhir ini;
4. **Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T., Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., Bapak Moch. Solichin, S.T., M.T.**, selaku dosen penguji seminar proposal maupun sidang Tugas Akhir;

5. **Dian Riyana Zahro**, sebagai sahabat penulis since maba, yang sudah sangat setia, sabar, dan memahami segala kekurangan penulis selama menjalani masa perkuliahan di Teknik Mesin ITS;
6. **Roni Yandaka**, sebagai sahabat lelaki yang selalu ada di saat penulis membutuhkan, namun penulis sendiri tidak, mohon maaf. Serta **Canny Cado Dwi Putri Ayu**, sebagai sahabat yang pernah sedekat nadi, namun di akhir masa perkuliahan sedikit kendur, penulis juga mohon maaf;
7. **The Shining Hublu (Dwi Eliani, Bayu Adhi Saputro, dan Qorry Angga Ramadhany)**, sebagai partner organisasi serta jalan-jalan ter-‘budal-tok’ selama masa perkuliahan penulis;
8. **Diah Utari**, sebagai adik kesayangan yang sudah seperti konco bagi penulis, dengan segala drama kehidupan percintaan yang hampir sama dengan penulis;
9. Segenap tim magang sekaligus kerja praktik, mulai dari **#TIMSUSIAIR (Bima Adisetya Putra dan Diastanto Eka Destia Rahman)**, **#TIMINKA (Muhammad Nur Arifin dan Ramadhani Ayu Setia Ningrum)**, dan **#TIMBAMBANGS (Ayzam Sunainah dan Intan Kumala Bestari)** atas segala kebahagiaan bersama, perjalanan bersama, serta drama-drama ‘laporan-tak-kunjung-usai’ bersama yang telah terpatri dalam kenangan penulis;
10. **Alvibrionasis Aseptis Dheninta**, sebagai partner kehidupan akhir kampus, yang telah sangat sabar menunggu segala *delay* yang dilakukan oleh penulis;
11. Seluruh **Arek Vibrasi Lawas (Sarah-Bohay, Ami, Fiky, Devi, Abiyyu, Wisnu, Arif-Keputih, Mas Adit, Mas Imam, dan Mas Merza)**, juga **Arek Vibrasi #117 (Alan, Didi, Wulan, Kang Hilman)**, yang telah mengukir cerita-cerita indah bersama penulis di akhir masa perkuliahan yang penuh lika-liku serta drama ini;
12. **Para warga Lab. Kompur (terutama Mas Hashfi, Lana, Amalia Dwi Utami, dan khususnya Mas Yoga)**, serta warga **Lab. Otomotif, khususnya Alawi a.k.a Kimin**, yang telah

bersukarela dibuat berisik markasnya oleh penulis, karena ‘nggak ada gua, nggak rame’;

13. **Faqri Fahrozi Husein, Arum Kismawardani, dan Amelia Savitri**, sebagai sahabat semenjak penulis duduk di bangku sekolah.
14. **M56**, angkatan paling warna-warni, yang namanya tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu, sebagai keluarga pertama dalam perjalanan penulis mengarungi bangku perkuliahan;
15. **Begals, Bengkelers Tiga Belas**, angkatan bengkel ter-ngawur, ter-unik, dan ter-budaltok;
16. **Seluruh Bengkelers**, yang telah memberikan banyak pembelajaran hidup yang sangat berguna untuk kehidupan pasca kampus;
17. Dan **dia yang selalu penulis semogakan**, sebagai inspirasi refleksi kehidupan penulis, semoga di masa depan tidak hanya menjadi semoga.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Struktur Kereta Api.....	5
2.1.1 Komponen Sprung Mass.....	5
2.1.2 Komponen Unsprung Mass.....	8
2.2 Sistem Suspensi Kereta.....	9
2.3 Sistem Suspensi Hidraulik.....	11
2.4 <i>Motion of Base</i>	15
2.5 Transmibilitas Perpindahan (<i>Displacement Transmibility</i>)	16
2.6 Persamaan pada Mekanisme Hidraulik.....	17
2.6.1 Persamaan Konservasi Massa	17
2.6.2 Persamaan Momentum Fluida	17
2.6.3 Hukum Bernoulli	18
2.6.4 Hukum Pascal	19
2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara.....	19
2.8 Penelitian Terdahulu.....	21

2.8.1	Dinamika Gerak pada <i>Bogie</i> dan Gerbong Kereta Api.....	21
2.8.2	Optimisasi Sistem Suspensi Vertikal pada Perilaku Jalan Kereta Api.....	22
2.8.3	Respon Dinamis Sistem Suspensi <i>Hydro-Pneumatic</i> pada Mobil	23
2.8.4	Respon Gaya Redam Terhadap Kenyamanan Berkendara	26
2.8.5	Respon Dinamis Sistem Suspensi Variasi <i>Orifice Shock Absorber</i>	27

BAB III METODOLOGI

3.1	Metode Penelitian	31
3.2	Tahap Studi Literatur	33
3.3	Pemodelan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman pada Suspensi Sekunder	34
3.3.1	Pemodelan Fisik Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Sebelum Modifikasi dan dengan Variasi Nilai Koefisien Redam pada Suspensi Sekunder	34
3.3.2	Pembuatan Blok Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Sebelum Modifikasi dan dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	37
3.3.3	Analisis Grafik Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Sebelum Modifikasi dan dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	39
3.4	Analisis Nilai Koefisien Redaman yang Sesuai Standar Kenyamanan Berdasarkan ISO 2631	40
3.5	Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter <i>Orifice</i> Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	40
3.5.1	Pemodelan Fisik dan Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter <i>Orifice</i> Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	40

3.5.2	Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter <i>Orifice</i> Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman..	43
3.5.3	Analisis Grafik Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter <i>Orifice</i> Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman.....	44

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1	Pemodelan Sistem Seperempat Kereta Api dan Sistem Suspensi.....	45
4.1.1	Pemodelan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe K3	45
4.1.2	Pemodelan Dinamis dan Gaya Redam Sistem Suspensi Sekunder	49
4.2	Diagram Blok	53
4.2.1	Input yang Digunakan.....	53
4.2.2	Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api.....	54
4.2.3	Diagram Blok Sistem Suspensi Sekunder.....	56
4.3	Analisis Pemodelan	57
4.3.1	Respon Dinamis Kendaraan dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api K3.....	58
4.3.1.1	Kecepatan 20 Km/jam	59
4.3.1.2	Kecepatan 40 Km/jam	62
4.3.1.3	Kecepatan 60 Km/jam	65
4.3.1.4	Kecepatan 80 Km/jam	68
4.3.1.5	Kecepatan 90 Km/jam	71
4.3.2	Perbandingan RMS (<i>Root Mean Square</i>) Percepatan pada Sistem Seperempat Kendaraan	74
4.3.3	Perbandingan RMS Perpindahan Setiap Variasi Sistem Suspensi Seperempat Kendaraan	78
4.3.4	Bode Diagram	81
4.3.5	Respon Dinamis Sistem Suspensi Sekunder	83

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan	89
-----	------------------	----

5.2 Saran	90
DAFTAR PUSTAKA.....	91
BIODATA PENULIS	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Komponen Kereta Api ^[3]	5
Gambar 2.2	Kereta penumpang dan gerbong barang ^[4]	6
Gambar 2.3	Bogie TB-398 ^[4]	7
Gambar 2.4	Dimensi Utama <i>Bogie</i> ^[3]	7
Gambar 2.5	Perangkat roda pada kereta ^[4]	9
Gambar 2.6	Suspensi Pegas ^[4]	10
Gambar 2.7	Suspensi Karet ^[4]	10
Gambar 2.8	Suspensi Udara ^[4]	11
Gambar 2.9	Siklus kompresi dan ekspansi	12
Gambar 2.10	Siklus kompresi pada shock absorber	13
Gambar 2.11	Siklus ekspansi pada shock absorber	14
Gambar 2.12	Base Excitation	15
Gambar 2.13	Grafik Variasi Td dan ϕ terhadap $r^{[6]}$	17
Gambar 2.14	Penerapan hukum bernouli pada penampang	18
Gambar 2.15	Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima	20
Gambar 2.16	Pemodelan ¼ model kereta api	21
Gambar 2.17	Model Mekanik Kendaraan	22
Gambar 2.18	Damping Ratio dari Suspensi Primer : —, 120 km/h, ---, 180 km/h, - · -, 240 km/h	22
Gambar 2.19	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860$ kg/m ³), diameter piston ($D_p = 3$ cm) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm) dengan variasi frekuensi ..	25
Gambar 2.20	Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap gaya redam maksimum yang dihasilkan dari sistem suspensi <i>hydro-pneumatic</i> dengan massa jenis minyak ($\rho=860$ kg/m ³) dan diameter piston ($D_p = 3$ cm) pada masing-masing diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm)	26
Gambar 2.21	Stokastik Fd-displacement dan Fd-velocity dari suspensi sekunder peredam hidrolik vertikal (dari hasil simulasi)	26

Gambar 2.22	Grafik respon gaya terhadap (a) perpindahan (b) kecepatan pada sistem suspensi sebelum modifikasi	28
Gambar 2.23	Grafik respon gaya terhadap (a) perpindahan (b) kecepatan pada sistem suspensi variable orifice ..	29
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	32
Gambar 3.2	Pemodelan (a) fisik dan (b) dinamis seperempat kendaraan dari kereta api penumpang ekonomi (K3)	35
Gambar 3.3	Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Seperempat Kendaraan.....	36
Gambar 3.4	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink MATLAB dari sistem seperempat kendaraan kereta api.....	38
Gambar 3.5	Pemodelan fisik sistem suspensi sekunder kereta api (a) Cross-Sectional (b) Ketika Ekspansi (c) Ketika Kompresi	41
Gambar 3.6	Pemodelan dinamis untuk sistem suspensi sekunder pada kereta api (a) Siklus Kompresi dan (b) Siklus Ekspansi	41
Gambar 3.7	Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Suspensi Sekunder.....	42
Gambar 3.8	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink MATLAB dari sistem suspensi sekunder kereta api dengan modifikasi diameter orifice berdasarkan variasi nilai koefisien redaman.....	43
Gambar 4.1	Pemodelan Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api K3	45
Gambar 4.2	<i>Free Body Diagram</i> Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api	46
Gambar 4.3	<i>Free Body Diagram</i> pada massa <i>carbody</i>	46
Gambar 4.4	<i>Free Body Diagram</i> pada massa <i>bogie</i>	46
Gambar 4.5	Model dinamis shock absorber konvensional saat (a) kompresi (b) ekspansi.....	50

Gambar 4.6	Profil jalan dengan input sinusoidal pada kecepatan 20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam	54
Gambar 4.7	Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api K3	56
Gambar 4.8	Diagram Blok Sistem Suspensi Sekunder	57
Gambar 4.9	Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam).....	60
Gambar 4.10	Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam).....	63
Gambar 4.11	Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam).....	66
Gambar 4.12	Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam).....	71
Gambar 4.13	Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=90$ km/jam).....	72
Gambar 4.14	Perbandingan RMS Percepatan dari Respon Berkendara dengan menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan.....	75
Gambar 4.15	Grafik Ketahanan Berkendara Berdasarkan ISO 2631	76
Gambar 4.16	Perbandingan RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan dengan Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan.....	80
Gambar 4.17	Bode Diagram dari Sistem Seperempat Kendaraan	81
Gambar 4.18	Masing-Masing Frekuensi Natural pada koefisien redaman sebesar 40700 Ns/m.....	82
Gambar 4.19	Grafik Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi dengan Variasi Frekuensi	85

Gambar 4.20	Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Sekunder pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3$ mm)	87
Gambar 4.21	Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Sekunder pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3$ mm)	87

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Reaksi kenyamanan terhadap percepatan –ISO 2631 20	
Tabel 2.2	Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$)	25
Tabel 2.3	Parameter dan variasi sistem suspensi sebelum modifikasi.....	28
Tabel 2.4	Perbandingan gaya redam pada shock absorber motor Honda Beat 2009 sebelum dan setelah dimodifikasi.	30
Tabel 3.1	Parameter pada sistem seperempat kendaraan kereta api	39
Tabel 3.2	Parameter pada sistem suspensi sekunder kereta api K3	44
Tabel 4.1	Parameter pada sistem seperempat kendaraan kereta api	55
Tabel 4.2	Parameter pada sistem suspensi sekunder kereta api K3	57
Tabel 4.3	Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 20 km/jam	61
Tabel 4.4	Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 40 km/jam	64
Tabel 4.5	Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 60 km/jam	67
Tabel 4.6	Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 80 km/jam	70
Tabel 4.7	Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 90 km/jam	73
Tabel 4.8	Nilai percepatan RMS dari sistem seperempat kendaran kereta api	74
Tabel 4.9	Perbandingan Nilai Ketahanan Berkendara Setiap Variasi Konstanta Redaman	78
Tabel 4.10	Nilai RMS Perpindahan dari Sistem Seperempat Kendaraan.....	79

Tabel 4.11 Nilai amplitudo berdasarkan frekuensi natural pada masing-masing variasi nilai koefisien redaman.....	83
Tabel 4.12 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3\text{mm}$).....	86
Tabel 4.13 Nilai Konstanta Redaman pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3\text{mm}$).....	88

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Era globalisasi semakin menuntut manusia untuk bergerak lebih cepat. Oleh karena itu, kehidupan manusia di zaman modern ini tidak pernah lepas akan kebutuhan jasa transportasi. Dalam bidangnya, transportasi terbagi menjadi tiga bagian, yakni darat, laut, dan udara. Indonesia merupakan salah satu negara dengan penduduk terpadat di dunia. Tidak heran jika kebutuhan akan jasa penyedia angkutan di Indonesia juga semakin besar, terutama jasa angkutan umum. Kereta api merupakan salah satu alternatif jasa angkutan umum darat yang masih sangat diminati. Terbukti dari data Badan Pusat Statistik yang menyebutkan bahwa pada tahun 2015, kereta api di Indonesia telah mengangkut sebanyak 891 juta penumpang setiap harinya^[1]. Jumlah ini merupakan peningkatan dari tahun-tahun sebelumnya. Hal ini menuntut perkeretaapian di Indonesia untuk meningkatkan kualitas dari kereta api.

Sebagai transportasi massal dengan durasi perjalanan relatif panjang, kereta api hendaknya memiliki tingkat kenyamanan yang tinggi bagi para penumpang. Medan yang dilalui oleh kereta api akan menimbulkan getaran yang menyebabkan para penumpang merasa kurang nyaman. Pada kereta penumpang, getaran tersebut diredam oleh sistem suspensi yang terdiri dari suspensi primer dan suspensi sekunder. Suspensi tersebut berada pada unit *bogie* yang terletak di bagian bawah kereta (*carbody*). Suspensi primer berfungsi sebagai pengaruh tingkat kemandapan pada kereta api yang menghubungkan roda dengan *bogie frame*, sedangkan suspensi sekunder berfungsi sebagai pengaruh tingkat kenyamanan pada kereta api yang menghubungkan *bogie frame* dengan badan kereta. Kriteria getaran yang dapat diterima oleh penumpang kendaraan telah tercantum dalam ISO 2631^[2]. Demi memenuhi kriteria yang telah ditetapkan pada ISO 2631, perlu adanya pengembangan sistem suspensi sekunder kereta api untuk mencapai respon yang diinginkan, yaitu kenyamanan bagi

penumpang kereta dengan kondisi medan yang bervariasi maupun saat terjadi perubahan kecepatan dan perubahan massa muatan.

Salah satu cara untuk meningkatkan performa pada sistem suspensi sekunder kereta api yakni dengan memodifikasi nilai koefisien redaman pada sistem suspensi sekunder kereta api. Nilai koefisien redaman didapatkan dari hasil pemodelan dinamis sistem $\frac{1}{4}$ kendaraan kereta api lalu disimulasikan dengan Simulink. Grafik yang diperoleh dari hasil simulasi akan dianalisis hingga mendapatkan nilai koefisien redaman yang paling efektif ditinjau dari segi kenyamanan. Berdasarkan nilai koefisien redaman tersebut kemudian akan dirancang dimensi yang sesuai sehingga memenuhi kebutuhan.

1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan yang terdapat pada penulisan ini antara lain:

1. Bagaimana model dinamis dari sistem suspensi kereta api?
2. Bagaimana respon dinamis dari sistem kereta api akibat perubahan nilai koefisien redaman pada sistem suspensi sekunder kereta api?
3. Bagaimana pengaruh perubahan parameter sistem suspensi sekunder terhadap respon dinamis kereta api?
4. Bagaimana rancangan dimensi sistem peredam sekunder yang ideal untuk kereta api?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan ini antara lain:

1. Membuat model dinamis dari sistem kereta api.
2. Menganalisis respon dinamis dari sistem kereta api akibat perubahan nilai koefisien redaman pada sistem suspensi sekunder kereta api.
3. Mengetahui pengaruh perubahan parameter sistem suspensi sekunder terhadap respon kereta api.
4. Menentukan rancangan dimensi sistem peredam sekunder yang ideal untuk kereta api.

1.4 Batasan Masalah

Adapun beberapa batasan masalah yang diambil antara lain:

1. Kecepatan kereta bernilai konstan.
2. Pemodelan sistem suspensi pada *bogie* kereta api hanya menggunakan seperempat kendaraan.
3. Kereta yang dimodelkan adalah kereta penumpang tipe K3 (Kereta Ekonomi).
4. Massa yang digunakan adalah massa kereta kosong ditambah dengan massa penumpang dalam keadaan kursi terisi penuh.
5. Fluida kerja minyak pada silinder hidrolik diasumsikan *incompressible flow*.
6. Profil jalan kereta api dimodelkan sebagai *input sinusoidal*.

1.5 Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan ini antara lain:

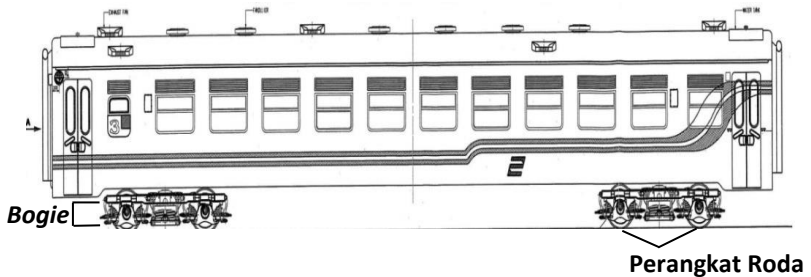
1. Mengetahui hasil analisis dari pemodelan dan penganalisisan yang dilakukan sehingga dapat dijadikan data acuan atau data pertimbangan untuk pengembangan selanjutnya.
2. Memberikan informasi pengaruh perubahan parameter dimensi dan posisi terhadap gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* pada kereta api K3.
3. Memberikan informasi mengenai analisis respon dinamis dari sistem kereta api akibat perubahan nilai koefisien redaman dan nilai koefisien pegas pada sistem suspensi sekunder kereta api.
4. Memberikan informasi mengenai perubahan rancangan dimensi sistem peredam sekunder yang ideal untuk kereta api.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II DASAR TEORI

2.1. Struktur Kereta Api

Kereta api tersusun atas *carbody*, *bogie*, dan perangkat roda yang terhubung oleh sistem suspensi. Secara umum struktur kereta api dapat dilihat pada gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Komponen Kereta Api^[3]

Sprung mass adalah seluruh beban pada suspensi, atau dengan kata lain, seluruh massa yang terletak di atas suspensi. Pada kereta api, komponen yang termasuk *sprung mass* yaitu *carbody* dan *bogie*. Sedangkan *unsprung mass* adalah seluruh beban pada roda dan ikut bergerak naik turun sesuai kontur yang dilalui oleh kendaraan, atau dengan kata lain seluruh massa yang terletak di bawah suspensi. Pada kereta api, komponen yang termasuk *unsprung mass* yaitu perangkat roda.

2.1.1 Komponen Sprung Mass

➤ *Carbody*

Carbody merupakan komponen dari kereta api yang digunakan untuk mengangkut muatan. Bentuk-bentuk dari *carbody* sendiri memiliki berbagai macam, bergantung dari muatan yang diangkut.

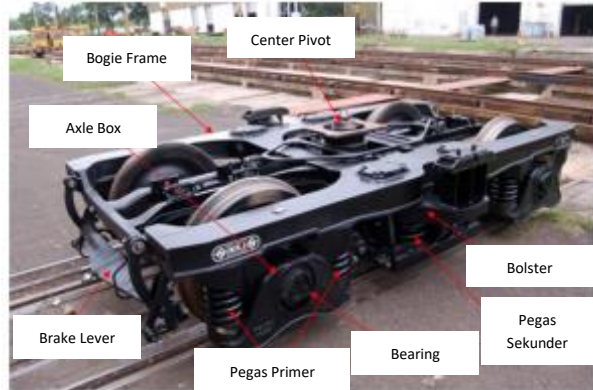


Gambar 2. 2 Kereta penumpang dan gerbong barang^[4]

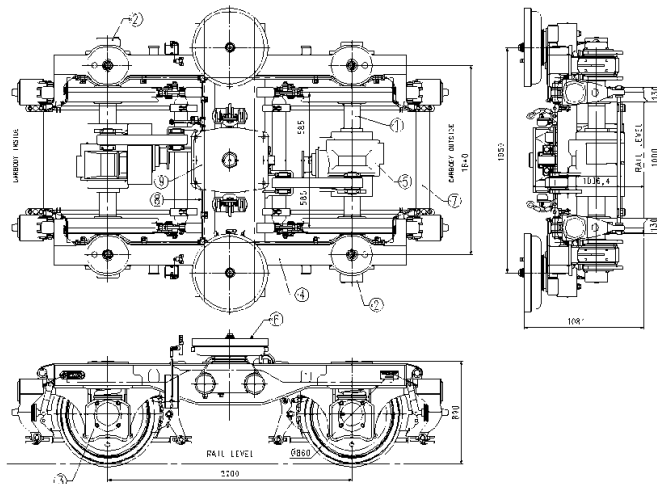
Seperti yang terlihat pada gambar di atas, *carbody* untuk kereta barang tidak memerlukan sistem pengondisian udara seperti kereta penumpang. *Carbody* pada kereta penumpang terdiri dari empat bagian utama, yakni *underframe*, *sidewall*, *endwall*, dan *roof*. Keempat bagian ini dihubungkan dengan cara pengelasan. *Carbody* merupakan komponen dengan presentase massa terbesar pada kereta. Massa kosong dari *carbody* mencapai 34,9 ton.

➤ *Bogie*

Bogie merupakan komponen penghubung antara *carbody* dengan perangkat roda yang digabungkan oleh rangka yang dilengkapi dengan sistem suspensi, pengereman, dengan atau tanpa peralatan penggerak dan anti selip, serta keseluruhan berfungsi sebagai pendukung rangka dasar dari *carbody*. Fungsi utama *bogie* yakni menghasilkan fleksibilitas kereta terhadap rel sehingga roda dapat tetap mengikuti arah rel saat melewati tikungan. Selain itu, *bogie* juga dapat meredam efek yang diakibatkan oleh rel yang bergelombang naik turun. *Bogie* berperan penting dalam kestabilan dan kenyamanan kereta.



Gambar 2. 3 Bogie TB-398^[4]



Gambar 2. 4 Dimensi Utama Bogie^[3]

DATA TEKNIS

Kecepatan maksimum	:	100 km / jam
Lebar sepur	:	1.067 mm
Panjang kereta	:	20.920 mm
Lebar kereta	:	2.990 mm

Tinggi kereta	:	3.810 mm
Jarak antar pusat <i>bogie</i>	:	14.000 mm
Jarak antar pusat roda pada satu <i>bogie</i>	:	2.200 mm
<i>Bogie</i>	:	TB-398

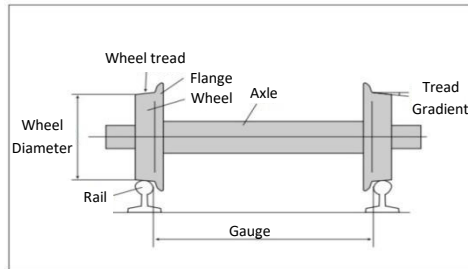
Pada kereta penumpang, *bogie* di ciptakan selain untuk keamanan, juga untuk meningkatkan kenyamanan. Sehingga *bogie* terdiri dari 2 sistem pemegasan, pegas primer merupakan pegas yang menghubungkan antara roda dengan *bogie frame*, sedangkan Pegas Sekunder menghubungkan antara *bogie frame* dengan badan kereta. Pegas primer dan sekunder dapat bermacam tipenya. Di Indonesia, Pegas primer menggunakan pegas ulir biasa atau bisa juga menggunakan pegas karet yang biasa disebut sebagai *Conical Rubber Bounded*. Sedangkan untuk pegas sekunder menggunakan pegas ulir atau menggunakan pegas udara yang ditampung dalam wadah karet berbentuk bundar seperti ban mobil.

2.1.2 Komponen Unsprung Mass

➤ Perangkat roda

Perangkat roda merupakan komponen yang berkontak langsung dengan rel,. Seluruh ketidakrataan rel akan diteruskan oleh perangkat roda karena elastisitas perangkat roda pada rel sangat menentukan kestabilan kereta api. Perangkat roda dilengkapi flens dengan geometri tertentu untuk menjaga roda tetap di atas rel.

Perangkat roda terdiri dari *wheel* dan *axel*, dengan roda yang terbuat dari *solid forged type*. Diameter roda pada kondisi baru adalah 860 mm dan pada kondisi aus (*worn*) adalah minimum 780 mm. Ketebalan roda adalah 130 mm.



Gambar 2. 5 Perangkat roda pada kereta^[4]

2.2 Sistem Suspensi Kereta

Pada awal perkembangan perkeretaapian, diketahui bahwa diperlukan adanya sistem yang dapat memberikan efek nyaman dan dapat meredam getaran di antara *carbody* dan roda saat kereta bergerak sepanjang rel. Maka dari itu, digunakan sistem suspensi untuk memberikan redaman pada guncangan yang dialami kereta sehingga memberikan kenyamanan bagi penumpang. Sistem suspensi pada kereta api terbagi menjadi dua, yakni suspensi primer dan sekunder. Suspensi primer merupakan suspensi yang menghubungkan antara roda dengan *bogie*, sedangkan suspensi sekunder merupakan suspensi yang menghubungkan antara *bogie* dengan *carbody*.

Sistem suspensi kereta api penumpang yang digunakan di Indonesia pada umumnya ada 3, antara lain sistem suspensi pegas (*spring suspension*), karet (*rubber bonded suspension*), dan udara (*air suspension*)^[5].

➤ Suspensi Pegas (*Spring Suspension*)

Suspensi pegas terbuat dari baja, terdiri dari dua jenis yakni *leaf spring* dan *coil spring*. Pada umumnya, kereta penumpang menggunakan jenis *coil spring*, karena dirasa memiliki tingkat kenyamanan yang relatif tinggi. Jika satu kereta (*carbody*) memiliki dua *bogie*, maka masing – masing *bogie* akan menahan setengah berat kereta. Dan jika satu *bogie* memiliki dua *axle*,

maka setiap *axle* akan menahan seperempat beban kereta. Dan jika pada satu *axle* terdapat empat *spring hanger*, berarti masing – masing *spring hanger* akan menahan beban 1/16 dari berat kereta.



Gambar 2. 6 Suspensi Pegas^[4]

➤ Suspensi Karet (*Rubber Bonded Suspension*)

Suspensi pegas (steel spring) memiliki stabilitas yang baik dan cukup *reliable*, akan tetapi cukup berat dan memerlukan maintenance yang teratur karena sifatnya yang bisa berkarat. Disisi lain, sudah ditemukan karet yang cukup kuat dan mampu memberikan fungsi yang sama dengan steel spring. Untuk itu, pada abad ke 19 suspensi karet mulai dipakai dikombinasikan dengan suspensi pegas. Baru pada tahun 1950an, beberapa kereta mulai memakai suspensi karet penuh, baik pada suspensi primer maupun sekundernya.



Gambar 2. 7 Suspensi Karet^[4]

➤ Suspensi Udara (*Air Suspension*)

Suspensi udara pertama kali muncul pada 1960 dan saat ini telah menjadi standart untuk kereta penumpang. Suspensi udara biasanya hanya dipakai pada suspensi skunder, sedangkan suspensi primer memakai spring atau karet. Kelebihan dari suspensi ini adalah, mampu mendeteksi beban di kereta dan mampu menyesuaikan tingkat suspensi yang diperlukan. Ketika penumpang banyak, maka operating lever akan mendeteksi dan selanjutnya supply udara pada kantong udara (air bag) di suspensi ditambah, dan sebaliknya ketika jumlah penumpang sedikit, udara yang ada di kantong suspensi dibuang. Dengan demikian, suspensi udara mampu mempertahankan tinggi kereta terhadap permukaan rel hampir konstan ketika terjadi perubahan jumlah beban/ penumpang di kereta. Disini dikatakan hampir konstan, karena suspensi primer yang terbuat dari spring atau karet akan tetap terpengaruh ketika terjadi perubahan beban di kereta. Selain itu, pada sistem suspensi udara juga dilengkapi suspensi karet atau spring untuk kondisi emergensi misalnya ketika kantong udara suspensi bocor atau kerusakan lainnya. Suspensi udara umumnya dipakai pada *bogie* bosterless.

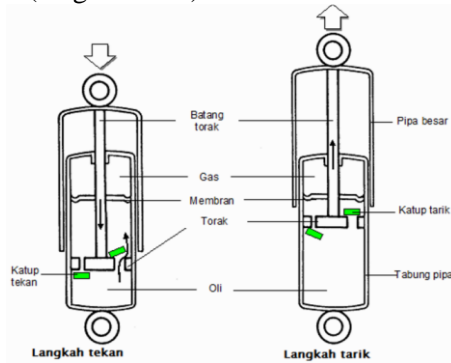


Gambar 2. 8 Suspensi Udara^[4]

2.3 Sistem Suspensi Hidraulik

Shock *absorber* merupakan komponen penting dalam sistem suspensi yang berguna untuk meredam gaya osilasi dari pegas.

Shock absorber memperlambat dan mengurangi besarnya getaran dengan mengubah energi kinetik dari gerakan naik turun menjadi energi panas yang dapat dihamburkan melalui cairan hidrolik. Sistem suspensi ini bekerja dalam dua siklus, yaitu siklus kompresi dan siklus ekspansi. Proses siklus kompresi (langkah tekan) dan siklus ekspansi (langkah tarik).



Gambar 2. 9 Siklus kompresi dan ekspansi

➤ Siklus Kompresi

Gaya osilasi dari pegas suspensi menekan *shock absorber* sehingga terjadi siklus kompresi, yaitu saat piston bergerak ke bawah menekan fluida hidrolik di ruang bawah piston. Fluida hidrolik ini akan naik ke ruang atas piston melalui lubang kecil (*orifice*) yang ada pada piston (terdapat dua jenis *orifice* pada piston, satu *orifice* akan terbuka saat kompresi sedangkan *orifice* yang lain akan menutup), sementara lubang *orifice* yang lain akan tertutup karena katup yang menutup saluran tersebut. Penutupan katup ini disebabkan karena mekanisme katup yang berupa membran (plat tipis) dipasang di bawah piston, sehingga ketika fluida hidrolik berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh fluida yang berakibat menutupnya saluran *orifice*.

Jadi fluida hidrolik menuju ruang di atas piston melalui lubang yang besar pada piston, sedangkan fluida hidrolik tidak bisa keluar melalui saluran *orifice* pada piston. Pada saat ini *shock absorber* tidak melakukan peredaman terhadap gaya osilasi dari

pegas suspensi karena fluida hidrolik dapat naik ke ruang atas piston dengan sangat mudah.

Gaya redam saat siklus kompresi pada *shock absorber* hidrolik dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolik dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa sebagai berikut :

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

dimana,

$$A_2 = \frac{1}{4} \pi d_2^2 \quad (2.2)$$

Keterangan :

ρ	: massa jenis fluida (kg/m^3)
A_2	: luas area kompresi (m^2)
A_{tube}	: luas <i>tube</i> (m^2)
V_2	: kecepatan aliran kompresi (m/s)
d_2	: diameter piston (m)



Gambar 2. 10 Siklus kompresi pada shock absorber

➤ Siklus Ekspansi

Saat siklus ekspansi piston akan bergerak dari bawah naik ke atas menyebabkan fluida hidrolik yang sudah berada di atas menjadi tertekan sehingga fluida ini mendorong katup pada saluran *orifice* untuk membuka dan fluida hidrolik akan turun ke bawah piston melalui saluran *orifice*. Pada saat ini katup pada lubang besar di piston akan tertutup karena terletak di atas piston. Fluida

hidrolik akan menekan katup lubang besar, piston bergerak ke bawah mengakibatkan katup tertutup. Pada saat ini fluida *shock absorber* hanya dapat turun melalui *orifice* kecil, karena saluran yang kecil membuat fluida hidrolik tidak cepat turun ke bawah, saat itulah *shock absorber* melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi.

Gaya redam saat siklus ekspansi pada *shock absorber* hidrolik dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolik dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa sebagai berikut :

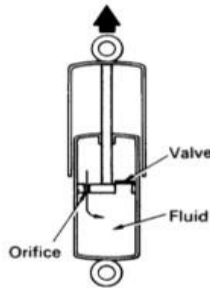
$$F_d = \frac{\rho}{2} A_1 v_1^2 \left(\left(\frac{1}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.3)$$

dimana,

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi (d_2^2 - d_1^2) \quad (2.4)$$

Keterangan :

- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- A_1 : luas area ekspansi (m^2)
- A_{tube} : luas *tube* (m^2)
- V_1 : kecepatan aliran ekspansi (m/s)
- d_1 : diameter *piston rod* (m)



Gambar 2. 11 Siklus ekspansi pada shock absorber

2.4 Motion of Base

Suatu waktu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.21(a). Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Maka perpanjangan dari pegas adalah $(x-y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung damper adalah $(\dot{x}-\dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.21(b), didapatkan persamaan gerak:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x}-\dot{y}) + k(x-y) = 0 \quad (2.5)$$

Jika $y(t) = Y \sin \omega t$, persamaan (2.5) menjadi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t = A \sin(\omega t - \alpha)$$

Dimana $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ dan $\alpha = \tan^{-1} \left[-\frac{c\omega}{k} \right]$.

Ini menunjukkan bahwa pemberian eksitasi ke *base* setara dengan memberikan gaya harmonik sebesar A ke massa. Sehingga respon steady state dari massa, $x_p(t)$, dapat dinyatakan sebagai:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.6)$$

Dimana $\phi_1 = \tan^{-1} \left[\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right]$



Gambar 2. 12 Base Excitation

Menggunakan identitas trigonometri, persamaan (2.6) dapat ditulis secara lebih mudah sebagai:

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.7)$$

Dimana X dan ϕ ditentukan oleh:

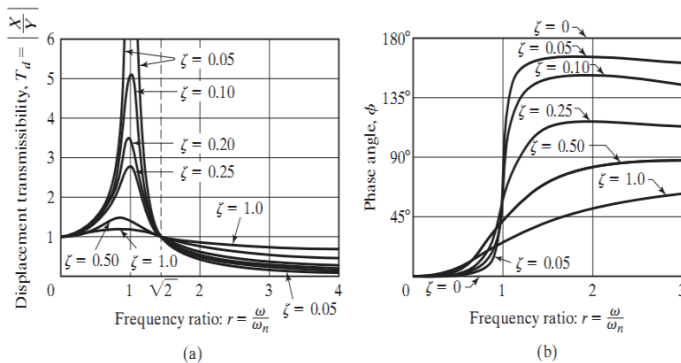
$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

dan

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] \quad (2.9)$$

2.5 Transmibilitas Perpindahan (*Displacement Transmissibility*)

Rasio dari amplitudo respon $X_p(t)$ terhadap *base motion* $y(t)$, yaitu X/Y , disebut dengan *displacement transmissibility*. *Displacement transmissibility* adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara^[6]. Grafik transmibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.13. di bawah ini.



Gambar 2. 13 Grafik Variasi T_d dan ϕ terhadap r ^[6]

Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.13 a, yaitu:

1. $T_d = 1$ saat $r = 0$ dan mendekati 1 untuk nilai r yang sangat kecil
2. Untuk sistem yang tak teredam ($\zeta = 0$), T_d menuju tak hingga saat $r = 1$ (resonansi)
3. Nilai $T_d < 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
4. Nilai $T_d = 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin besar T_d -nya. Sebaliknya, untuk $r > \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin kecil T_d -nya
6. Nilai dari T_d mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ pada saat $r = r_m < 1$. Perumusan r_m dapat ditulis sebagai berikut:

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} [\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1]^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

2.6 Persamaan pada Mekanisme Hidraulik

2.6.1 Persamaan Konservasi Massa

Hukum kekekalan/konservasi massa atau dikenal juga sebagai hukum Lomonosov-Lavoisier adalah suatu hukum yang menyatakan massa dari suatu sistem tertutup akan konstan meskipun terjadi berbagai macam proses di dalam sistem tersebut (dalam sistem tertutup Massa zat sebelum dan sesudah reaksi adalah sama (tetap/konstan)). Hukum kekekalan massa dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho V dA = 0 \quad (2.14)$$

Dengan asumsi aliran pada *Control Volume shock absorber* adalah $dV = 0$, maka persamaan akan menjadi:

$$\int_C \rho dA = 0 \quad (2.15)$$

2.6.2 Persamaan Momentum Fluida

Momentum suatu partikel atau benda adalah perkalian massa (m) dengan kecepatan (v). Partikel-partikel aliran fluida mempunyai momentum. Oleh karena kecepatan aliran berubah

baik dalam besarnya maupun arahnya, maka momentum partikel-partikel fluida juga akan berubah. Menurut hukum Newton II, diperlukan gaya untuk menghasilkan perubahan tersebut yang sebanding dengan besarnya kecepatan perubahan momentum. Perubahan momentum fluida setiap satuan waktu dapat ditulis dengan persamaan:

$$F_s + F_B = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} u_{xyz} \rho dV + \int_{CS} u_{xyz} \rho V dA \quad (2.16)$$

Dimana :

F_s = Gaya yang diterima oleh sudu

F_B = Gaya akibat berat fluida

u = vektor kecepatan arah sumbu x

V = Kecepatan fluida relatif terhadap kecepatan sudu

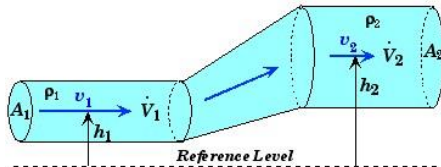
ρ = Massa jenis fluida A =

Luas aliran Fluida

2.6.3 Hukum Bernoulli

Hukum Bernoulli menyatakan bahwa tekanan dari fluida yang bergerak seperti udara berkurang ketika fluida tersebut bergerak lebih cepat. Hukum Bernoulli ditemukan oleh Daniel Bernoulli, seorang matematikawan Swiss yang menemukannya pada tahun 1700. Bernoulli menggunakan dasar matematika untuk merumuskan hukumnya. Berikut ialah rumus dasar dari hukum Bernoulli:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \rho_1 g h_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 + \rho_2 g h_2$$



Gambar 2. 14 Penerapan hukum bernoulli pada penampang

Jika losses juga diperhitungkan maka persamaan di atas menjadi:

$$\frac{P_1}{\rho} + \alpha \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{P_2}{\rho} + \alpha \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + h_T \quad (2.17)$$

Keterangan:

P = Tekanan (Pa)

V = Kecepatan (m/s)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)

h = Ketinggian (m)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

h_T = Head loss total.

2.6.4 Hukum Pascal

Sistem hidrolik menggunakan prinsip Pascal (1653) yang menyatakan bahwa tekanan yang bekerja pada setiap bagian gas atau fluida pada ruang tertutup akan merambat kebagian lain dalam ruangan tertutup ini dengan kekuatan yang sama, secara matematis dinyatakan:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.18)$$

Keterangan:

P = Tekanan (Pa)

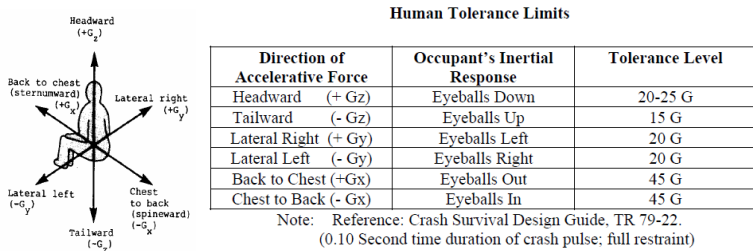
F = Gaya yang bekerja (N)

A = Luas penampang yang menerima tekanan (m^2)

2.7 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara

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 2.18. 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 bodi kendaraan terhadap *impact*. Jika pada saat kendaraan mengalami *impact* dimana pengemudi atau penumpang mendapat percepatan atau perlambatan melebihi yang mampu didukung oleh badan, maka akan dapat membahayakan pengemudi dan penumpang kendaraan tersebut.



Gambar 2. 15 Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima

Untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan pada tabel berikut:

Tabel 2. 1 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 nyaman
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

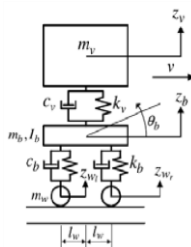
Selain berdasarkan kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan kenyamanan. Ditinjau dari segi keamanan, suspensi dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin.

2.8 Penelitian Terdahulu

2.8.1 Dinamika Gerak pada *Bogie* dan Gerbong Kereta Api

Penelitian oleh mahasiswa jurusan Teknik Mesin ITS yang berhubungan kereta api dilakukan oleh Yohanes Dhani Kristianto. Pada tahun 2012 Yohanes Dhani melakukan penelitian tugas akhir yang berjudul “*Pemodelan dan Analisa Dinamika (Energi Terdisipasi) Pada Gerak Vertikal antara Suspensi Bogie dan Suspensi Gerbong Kereta Api*”. Pada penelitian tersebut sebuah kereta api dimodelkan dalam $\frac{1}{4}$ model (gambar 2.8) dan disimulasikan dengan program simulink serta dianalisis pergerakan vertikan antara *bogie* dan gerbong^[7]. Sedangkan analisa dilakukan untuk menurunkan rumus sebelum dibawa ke dalam program simulink untuk mengetahui respon gerak perpindahan, kecepatan dan percepatannya yang kemudian digunakan untuk menghitung berapa potensi energi yang bisa dibangkitkan.

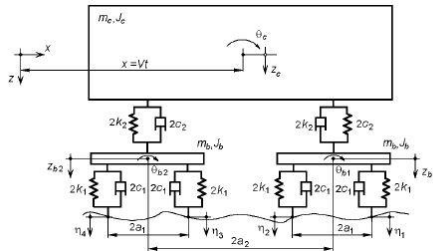
Setelah pemodelan dan analisa disimulasikan ke dalam program Simulink dihasilkan respon gerak kecepatan antara suspensi gerbong dan *bogie* kereta api baik pada eksitasi *bump* dengan amplitudo 5 cm maupun sinusoidal dengan variasi amplitudo 5 cm dan 10 cm pada variasi kecepatan 50 km/jam dan 100 km/jam. Potensi energi yang terbangkitkan terbagi menjadi dua, besar rata-rata minimal daya yang mampu terbangkitkan sebesar 48,742 watt dan besar rata-rata maksimal yang mampu terbangkitkan sebesar 4.188,037 watt.



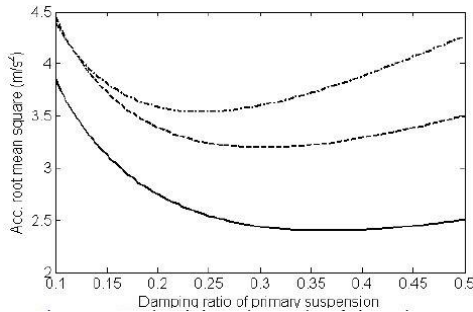
Gambar 2. 16 Pemodelan $\frac{1}{4}$ model kereta api

2.8.2 Optimisasi Sistem Suspensi Vertikal pada Perilaku Jalan Kereta Api

Pada tahun 2012, Tome X melakukan penelitian yang berjudul “*Vertical Suspension Damping Optimization On The Running Behaviour Criterion Of The Railway Vehicle*”^[11]. Dalam penelitiannya, Tome X memodelkan sistem setengah kendaraan kereta api seperti terlihat pada Gambar 2.19.



Gambar 2. 17 Model Mekanik Kendaraan



Gambar 2. 18 Damping Ratio dari Suspensi Primer : — , 120 km/h, ----, 180 km/h, - · - · , 240 km/h

Tome X melakukan pengujian dengan metode untuk mengoptimalkan sistem suspensi vertikal dari kereta api dengan meminimalisasi standar akselerasi dari bogie dan carbody dengan mempertimbangkan lintasan yang acak. Pada Gambar 2.20 terlihat bahwa pengujian dilakukan variasi kecepatan yang memperoleh

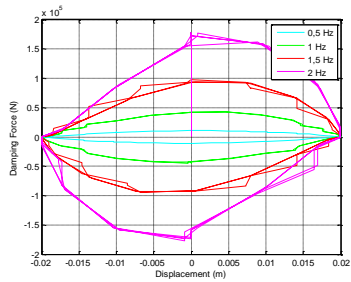
hasil bahwa semakin besar damping ratio, maka semakin kecil nilai percepatannya. Nilai RMS dari kendaraan untuk *damping ratio* berkisar 0.01 sampai 0.5. Hasil dari pengujian ini bermanfaat untuk meningkatkan desain kendaraan juga untuk meningkatkan keamanan dan kenyamanan dari kereta api. Respon frekuensi dari kendaraan dianggap mempengaruhi dari *wheelbase* dan *bogie*.

2.8.3 Respon Dinamis Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* pada mobil

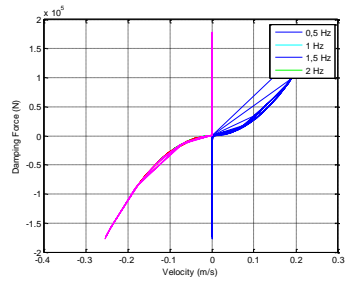
Pada tahun 2016 dilakukan penelitian mengenai suspensi *hydro-pneumatic* oleh Istina Rahmawati dan telah dimuat dengan judul “Permodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil”. Melalui model matematis dan permodelan pada software Matlab, penelitian ini menjelaskan dan membahas karakteristik dari sistem suspensi *hydro-pneumatic shock absorber* pada mobil dengan perubahan parameter. Input yang digunakan pada tugas akhir ini adalah input sinusoidal dan bump modified^[8].

Dari sistem suspensi hydro-pneumatic didapatkan hasil bahwa semakin kecil diameter *orifice* (D_0) maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar tekanan awal gas (p_0), maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar volume awal gas (V_0) yang digunakan, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin kecil. Pada sistem seperempat kendaraan mobil dengan penggunaan sistem suspensi *hydro-pneumatic* untuk input bump modified dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang berturut-turut mencapai kondisi *steady state* kurang dari 2 detik dan 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 3 detik. Dari kedua jenis variasi jenis gas dan tekanan awal gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila dibandingkan dengan standar ISO 2631 dan mencapai

ketahanan lebih dari 24 jam. Untuk gaya tekan ban (*road holding*) untuk variasi jenis gas maupun tekanan gas bernilai positif, sehingga ban dalam posisi aman, yaitu masih menapak jalan.

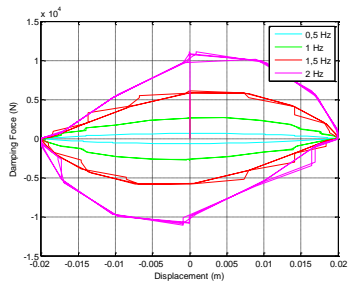


(a)



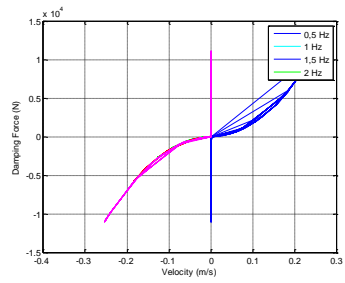
(b)

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



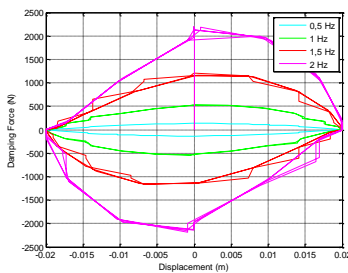
(c)

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



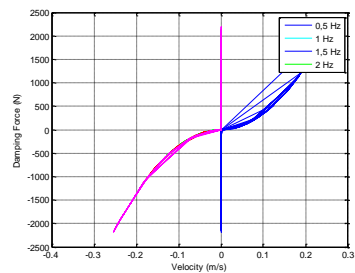
(d)

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



(e)

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

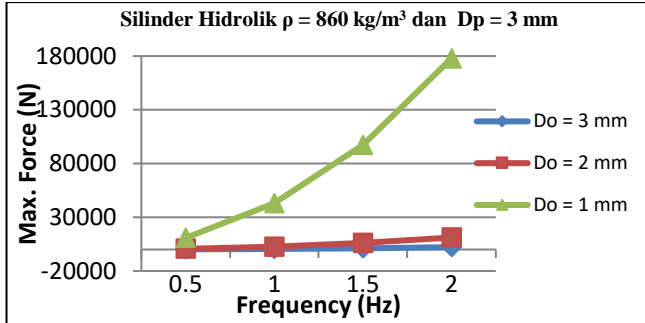


(f)

Gambar 2. 19 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 1-3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi

Tabel 2. 2 Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter *orifice* ($D_o = 1-3 \text{ mm}$)

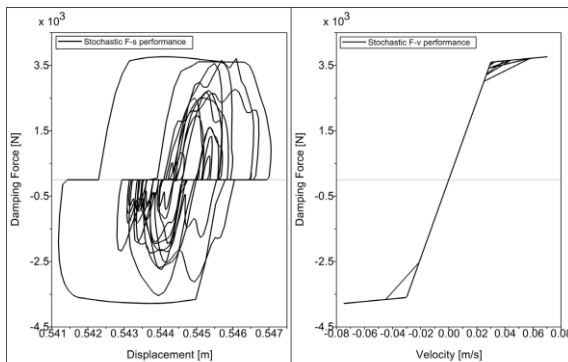
Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam			
	0,5 Hz	1 Hz	1,5 Hz	2 Hz
1 mm	10799 N	43198 N	97195 N	177880 N
2 mm	674,9667 N	2699,9 N	6074,7 N	11117 N
3 mm	133,3258 N	533,3032 N	1199,9 N	2196 N



Gambar 2. 20 Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap gaya redam maksimum yang dihasilkan dari sistem suspensi *hydro-pneumatic* dengan massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter *orifice* ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$)

2.8.4 Respon Gaya Redam Terhadap Kenyamanan Berkendara

Pada tahun 2016, W.L. Wang, Z.R. Zhou, D.S. Yu c, Q.H. Qin, dan S. Iwnicki melakukan penelitian yang berjudul “*Rail vehicle dynamic response to a nonlinear physical ‘in-service’ model of its secondary suspension hydraulic dampers*”^[9].



Gambar 2. 21 Stokastik F_d -displacement dan F_d -velocity dari suspensi sekunder peredam hidrolik vertikal (dari hasil simulasi)

Pada gambar 2.20 di atas, menunjukkan stokastik (pengulangan) karakteristik redaman dari suspensi sekunder peredam hidrolik vertikal pada simulasi kendaraan dinamis pada *tangent track*. Jarak antara peredam dengan dudukannya diasumsikan 1 mm. Evaluasi kenyamanan pada kendaraan rel atau kereta api berdasarkan *Sperling Index* (pendekatan yang digunakan di Cina), menyatakan bahwa kenyamanan W_z :

$$W_z = 7.08 \sqrt[10]{\sum_{i=1}^n A_i F(f_i) / f_i} \quad (2.14)$$

Dengan A_i adalah amplitudo percepatan getaran bodi kendaraan ke- i frekuensi f_i dan $F(f_i)$ adalah faktor koreksi ke- i frekuensi f_i . Berdasarkan penelitiannya, didapatkan bahwa kereta api akan mencapai kenyamanan yang sangat baik ketika W_z kurang dari 2,75, kenyamanan yang baik ketika W_z antara 2,75 dan 3,10, dan kenyamanan berkendara yang berkualitas ketika W_z antara 3,10 dan 3,45.

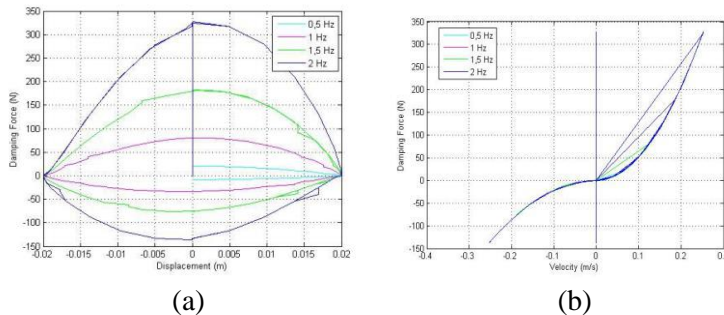
2.8.5 Respon Dinamis Sistem Suspensi Variasi Orifice Shock Absorber

Pada tahun 2017, Ayu Aulia Hakim mahasiswa S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melakukan penelitian yang berjudul “*Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Variable Orifice Sistem Suspensi Hidrolik Terhadap Gaya Redam yang Dihasilkan dan Respon Dinamis Penumpang Pada Sepeda Motor Honda Beat 2009*” dengan input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan input bump^[10]. Parameter dan variasi yang digunakan untuk menjalankan simulasi pada sistem suspensi sebelum modifikasi tercantum pada tabel 2.3.

Tabel 2. 3 Parameter dan variasi sistem suspensi sebelum modifikasi

Massa jenis minyak (ρ)	Diameter <i>orifice</i> ekspansi (D_e)	Diameter <i>orifice</i> kompresi (D_k)	Diameter piston (D_p)	Diameter piston rod (D_{pr})	Frekuensi
860 kg/m^3	0,0019 m	0,0019 m	0,01616 m	0,0081 m	0.5 Hz
					1 Hz
					1.5 Hz
					2 Hz

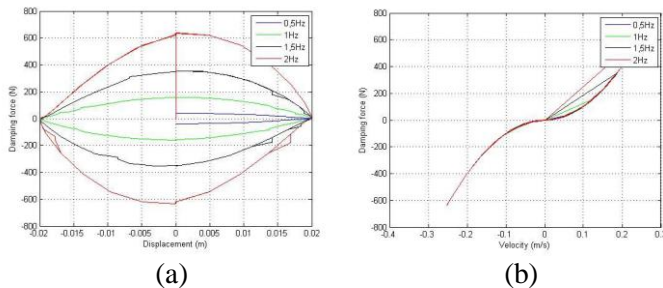
Didapatkan grafik respon gaya redam terhadap (a) perpindahan dan (b) kecepatan pada sistem suspensi sebelum modifikasi dengan variasi frekuensi 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz. Dari grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dapat dilihat bahwa semakin besar frekuensi maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan.



Gambar 2. 22 Grafik respon gaya terhadap (a) perpindahan (b) kecepatan pada sistem suspensi sebelum modifikasi

Setelah dimodifikasi, Ayu Aulia menentukan dimensi *variable orifice* dengan menggunakan formulasi pada *Ms. Excel*, dan luas total kedua *variable orifice* maksimal sama dengan total luasan sistem suspensi sebelum modifikasi, dan diperoleh lebar *orifice* (b) sebesar 0,002834 m dan panjang *orifice* (H) sebesar 0,003 m. Dengan variasi frekuensi yang diberikan sama, yakni 0,5

Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, 2 Hz, diperoleh grafik respon gaya redam terhadap perpindahan yang memiliki *trendline* sama seperti sebelum dimodifikasi. Semakin besar frekuensi maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi.



Gambar 2. 23 Grafik respon gaya terhadap (a) perpindahan (b) kecepatan pada sistem suspensi variable orifice

Besarnya gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi baik sebelum maupun setelah dimodifikasi diperoleh dengan cara simulasi pada *Simulink Matlab*. Keempat grafik tersebut menunjukkan bahwa gaya redam yang bernilai positif merupakan proses ekspansi, sedangkan yang bernilai negatif merupakan proses kompresi. Selain itu, didapatkan pula gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi modifikasi *variable orifice* memiliki nilai yang lebih besar jika dibandingkan yang belum dimodifikasi. Hal ini menunjukkan bahwa hasil modifikasi *shock absorber* lebih baik dari sebelum modifikasi. Perbandingan gaya redam sebelum dan setelah modifikasi dapat dilihat pada tabel 2.4.

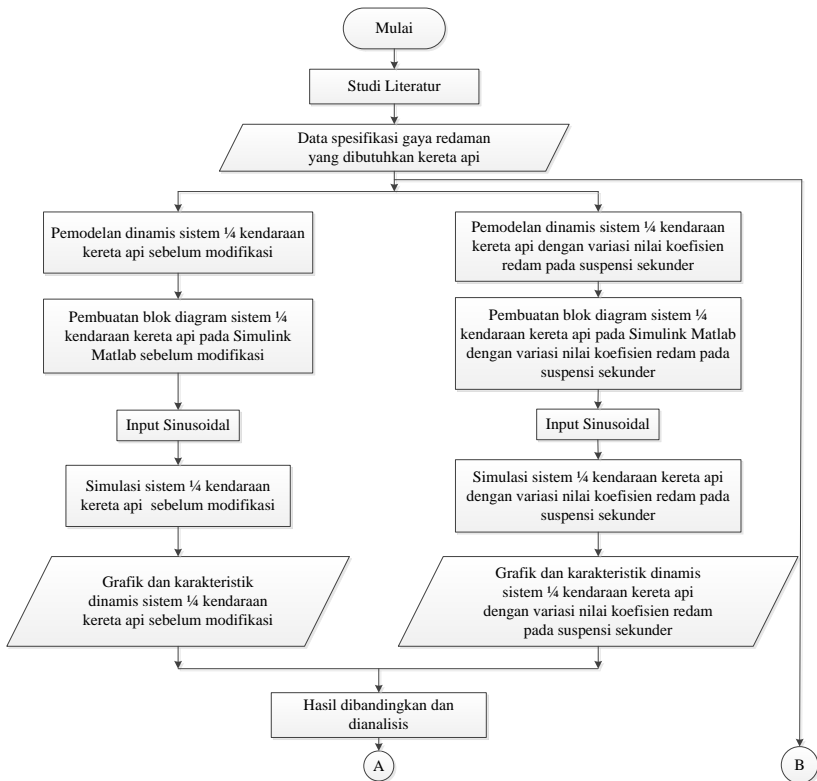
Tabel 2. 4 Perbandingan gaya redam pada shock absorber motor Honda Beat 2009 sebelum dan setelah dimodifikasi

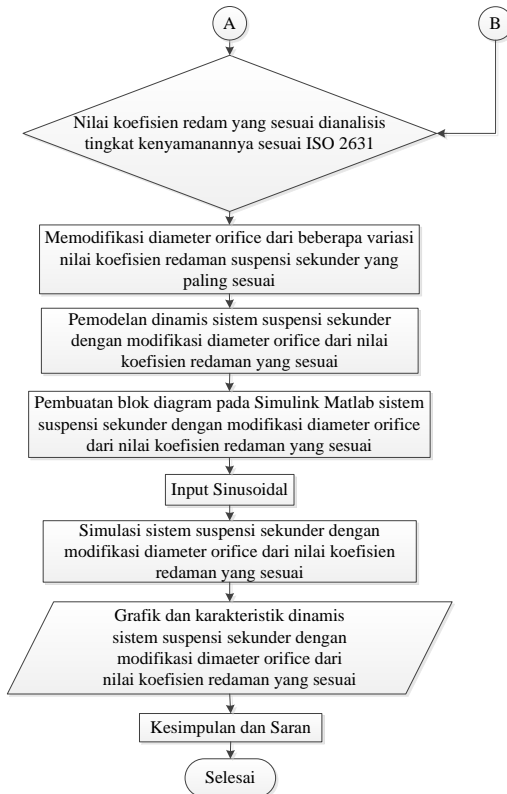
Frekuensi (Hz)	Gaya Redam Sebelum Modifikasi (N)		Gaya Redam Setelah Modifikasi (N)	
	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi	Kompresi
0,5	8,4979	20,2443	39,3181	39,4782
1	34,4029	80,9770	162,5621	157,9134
1,5	76,4584	182,1983	342,5247	355,3055
2	136,3821	327,8174	649,0688	650,2498

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui perbandingan respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan dan percepatan sistem suspensi sekunder kereta api ekonomi (K3) melalui modifikasi diameter orifice dari variasi nilai koefisien redaman yang sesuai. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur dan studi lapangan mengenai sistem suspensi pada kereta api penumpang ekonomi (K3). Langkah selanjutnya yaitu pemodelan fisik dan matematis menggunakan persamaan gerak dari sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redam pada suspensi sekunder. Kemudian membuat blok diagram pada MATLAB Simulink dengan *input* sinusoidal. Dari Simulink tersebut, didapatkan grafik respon dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api dengan variasi nilai koefisien

redam pada suspensi sekunder. Grafik tersebut ditinjau berdasarkan perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Grafik yang didapatkan setelah modifikasi ini dibandingkan dengan sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi, kemudian dipilih nilai koefisien redam yang paling sesuai untuk dianalisis tingkat kenyamanannya dengan menggunakan grafik ketahanan pengendara sesuai standar ISO 2631. Untuk selanjutnya, nilai koefisien redaman yang paling sesuai tersebut menjadi acuan untuk memodifikasi diameter *orifice* pada sistem suspensi sekunder kereta dengan menggunakan langkah yang sama, yakni dengan membuat model dinamis dari sistem suspensi sekunder dengan modifikasi diameter *orifice* tersebut. Selanjutnya membuat blok diagram pada Simulink MATLAB dari sistem suspensi sekunder tersebut dengan diberi *input* sinusoidal. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik gaya redam berdasarkan perpindahan dan kecepatan. Selanjutnya, dari grafik gaya redam tersebut diamati variasi diameter *orifice* mana yang paling sesuai dengan yang dibutuhkan. Langkah terakhir adalah membuat kesimpulan berdasarkan hasil tersebut dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan beberapa referensi untuk menunjang analisis dari sistem suspensi sekunder kereta api dengan variasi nilai koefisien redaman. Karena itu dilakukan studi literatur untuk menambah pengetahuan dan dasar-dasar mengenai permasalahan yang akan dibahas pada tugas akhir ini. Materi dari studi literatur yang menunjang dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah mekanika getaran, permodelan dan analisis sistem dinamis, serta pembuatan blok diagram dengan menggunakan *software* Simulink MATLAB. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan untuk penelitian ini adalah penentuan nilai parameter dari sistem suspensi sekunder kereta api yang digunakan dalam permodelan dan simulasi dari sistem. Nilai dari parameter yang diperlukan pada

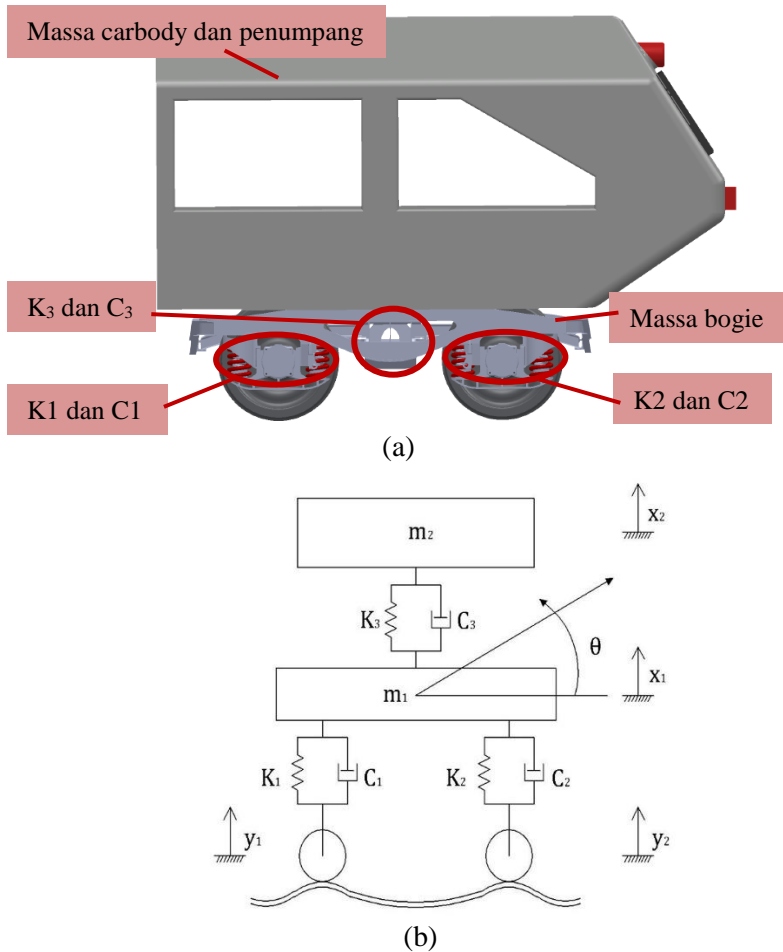
sistem berupa data teknis dari sistem suspensi yang meliputi dimensi, massa kereta api saat kosong dan saat dikendarai oleh penumpang dalam keadaan kursi terisi penuh.

Referensi untuk studi literatur didapatkan dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, dan penelitian-penelitian terdahulu yang berhubungan dengan permasalahan yang akan dibahas. Sedangkan untuk studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan dimensi pada kereta api yang didapat dari hasil pengambilan data di PT. INKA oleh kelompok terkait.

3.3 Pemodelan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman pada Suspensi Sekunder

3.3.1 Pemodelan Fisik Seperempat Kendaraan Kereta Api Sebelum Modifikasi dan dengan Variasi Nilai Koefisien Redam pada Suspensi Sekunder

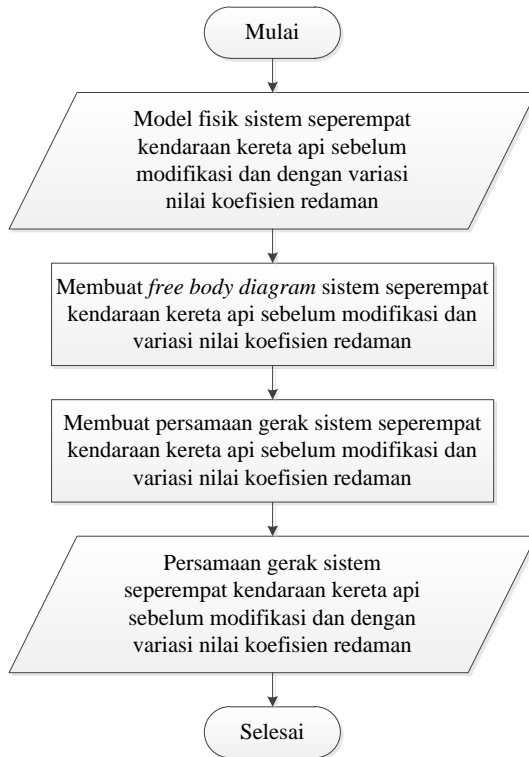
Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah model seperempat kendaraan untuk kereta api dengan tiga *degree of freedom* (DOF). Pemodelan sistem ini ditunjukkan dengan gambar 3.2 di bawah yang meliputi M_2 adalah massa kereta api dalam kondisi *full load* dan M_1 adalah massa bogie. Sedangkan K_1 adalah konstanta kekakuan sistem suspensi primer roda depan, K_2 adalah konstanta kekakuan sistem suspensi primer roda belakang, K_3 adalah konstanta kekakuan sistem suspensi sekunder, C_1 adalah konstanta redaman sistem suspensi primer roda depan, C_2 adalah konstanta redaman suspensi primer roda belakang, dan C_3 adalah konstanta redaman sistem suspensi sekunder.



Gambar 3. 2 Pemodelan (a) fisik dan (b) dinamis seperempat kendaraan dari kereta api penumpang ekonomi (K3)

Persamaan gerak dari sistem terlebih dahulu diturunkan dengan membangun *free body diagram* dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan *free body diagram* gambar 3.3, komponen gaya yang sejenis akan dijumlahkan

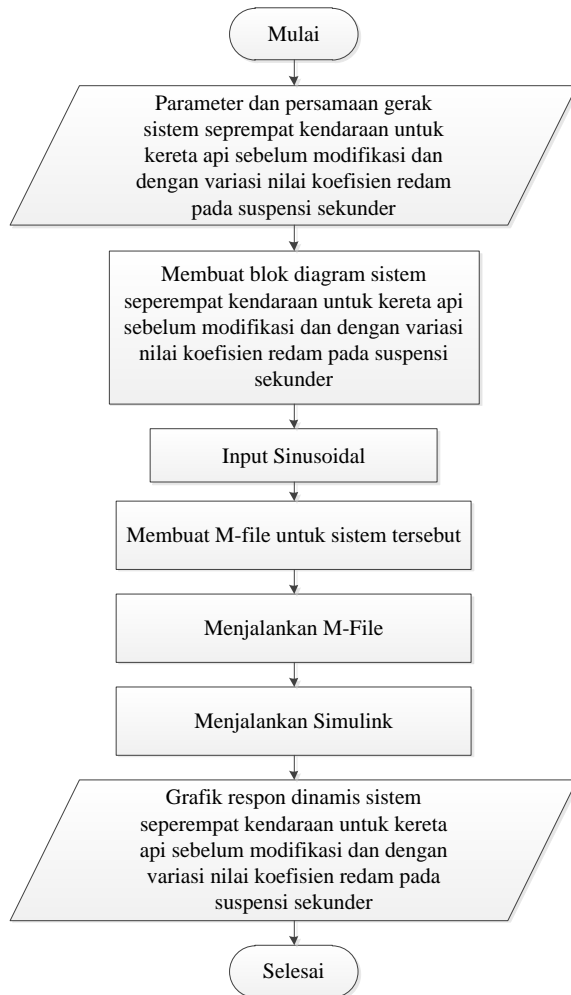
dengan menggunakan hukum newton. Setelah didapatkan persamaan gerak untuk masing-masing kondisi, persamaan tersebut diubah dalam bentuk persamaan *state variable* dengan cara merubah persamaan ke bentuk persamaan differensial ordo satu.



Gambar 3. 3 Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Seperempat Kendaraan

3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Sebelum Modifikasi dan dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem seperempat kendaraan, selanjutnya membuat blok diagram simulasi untuk sistem seperempat kendaraan kereta api pada *software* Simulink MATLAB. *Input* yang digunakan adalah *input* sinusoidal. Setelah melakukan simulasi, hasil yang keluar berupa grafik karakteristik dinamis sistem seperempat kendaraan untuk kedua sistem suspensi. Langkah yang digunakan untuk *input* sinusoidal dengan menggunakan nilai amplitudo sebesar 0,02 m dan variasi frekuensi antara 0,5 – 2,5 Hz dengan variasi nilai antara lain, 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, 2 Hz, dan 2,5 Hz. Diagram alir pembuatan blok diagram setengah kendaraan dapat dilihat pada gambar 3.4.



Gambar 3. 4 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink MATLAB dari sistem seprempat kendaraan kereta api

Parameter yang digunakan pada sistem seperempat kendaraan kereta api antara lain:

Tabel 3. 1 Parameter pada sistem seperempat kendaraan kereta api

Parameter	Simbol	Nilai
Massa <i>carbody</i>	M_2	10000 kg
Massa <i>bogie</i>	M_1	1500 kg
Koefisien pegas suspensi primer	K_1 & K_2	750000 N/m
Koefisien redaman suspensi primer	C_1 & C_2	15000 Ns/m
Koefisien kekakuan suspensi sekunder	K_3	400000 N/m
Koefisien redaman suspensi sekunder	C_3	80000 Ns/m

3.3.3 Analisis Grafik Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Sebelum Modifikasi dan dengan Variasi Nilai Koefisien Redaman

Dari simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redaman diperoleh grafik respon dinamis dari perpindahan, kecepatan, dan percepatan berdasarkan waktu dari *input sinusoidal* yang digunakan.

Respon dinamis dari sistem suspensi sekunder asli kereta api dibandingkan dengan respon dinamis pada sistem suspensi sekunder dengan variasi nilai koefisien redaman. Sistem suspensi dengan variasi nilai koefisien redaman akan memiliki gaya redam yang lebih baik. Setelah itu, dari hasil yang diperoleh, dilakukan perancangan ulang diameter *orifice* sistem suspensi sekunder kereta api berdasarkan variasi nilai koefisien redaman yang paling sesuai.

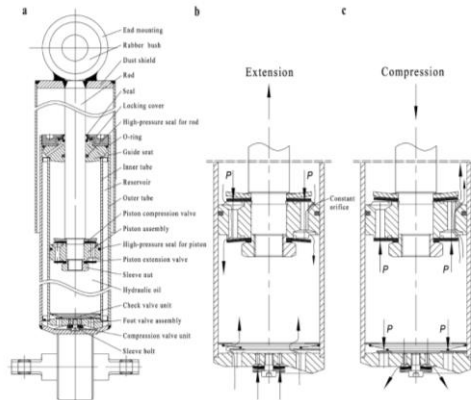
3.4 Analisis Nilai Koefisien Redaman yang Sesuai Standar Kenyamanan Berdasarkan ISO 2631

Dari hasil perbandingan grafik respon dinamis sistem suspensi sebelum modifikasi dan dengan variasi nilai koefisien redaman, akan dipilih nilai koefisien redaman yang paling baik. Lalu selanjutnya, nilai koefisien redaman tersebut disimulasikan dengan menggunakan RMS (*Root Mean Square*) kemudian dibandingkan dengan grafik ketahanan pengendara sesuai standar ISO 2631. Hasil yang diharapkan yakni sistem suspensi dengan variasi nilai koefisien redaman akan memiliki ketahanan yang lebih baik dibandingkan sistem suspensi sebelum modifikasi.

3.5 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter *Orifice* Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman

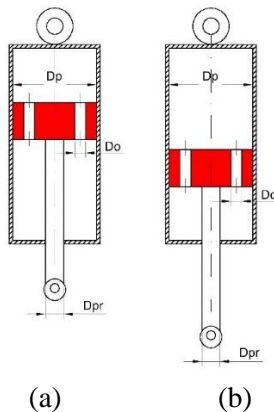
3.5.1 Pemodelan Fisik dan Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter *Orifice* Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman

Pemodelan fisik sistem suspensi sekunder kereta api baik sebelum maupun setelah modifikasi dapat dilihat pada gambar 3.4 di bawah. Sistem tersebut meliputi silinder hidrolis, piston, *orifice*, dan fluida kerja. Saat proses kompresi, piston bergerak ke atas sehingga fluida pada ruang atas piston akan 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. 5 Pemodelan fisik sistem suspensi sekunder kereta api
(a) Cross-Sectional (b) Ketika Ekspansi (c) Ketika Kompresi

Pemodelan dinamis untuk sistem suspensi hidraulik ini seperti terlihat pada gambar 3.5., meliputi silinder hidraulik, piston, *orifice*, dan fluida kerja di dalamnya yaitu minyak.



Gambar 3. 6 Pemodelan dinamis untuk sistem suspensi sekunder pada kereta api (a) Siklus Kompresi dan (b) Siklus Ekspansi

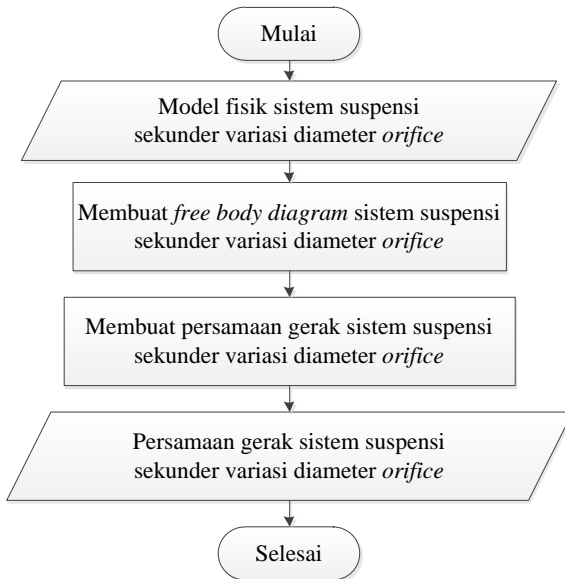
Keterangan:

D_p = Diameter Piston

Dpr = Diameter Piston Rod

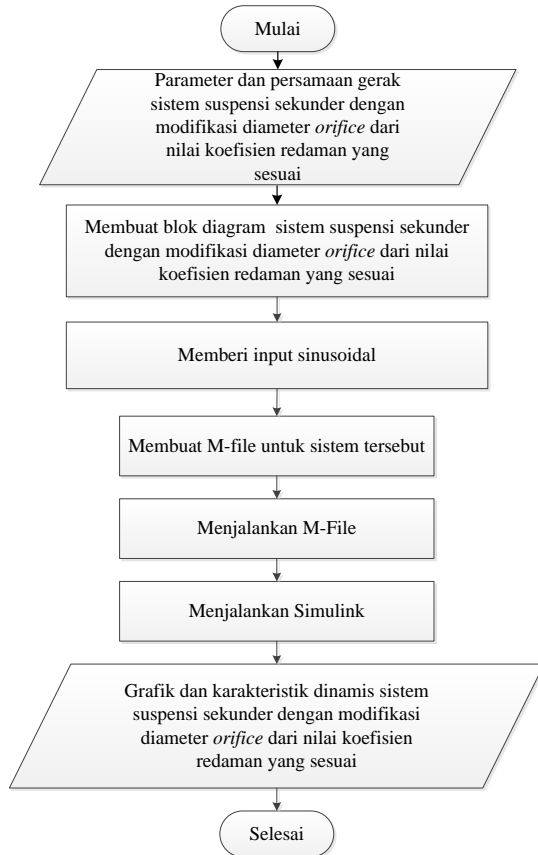
Do = Diameter *Orifice*

Berikut merupakan diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem suspensi sekunder dengan maupun tanpa variasi diameter *orifice*.



Gambar 3. 7 Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak Sistem Suspensi Sekunder

3.5.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter *Orifice* Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman



Gambar 3. 8 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink MATLAB dari sistem suspensi sekunder kereta api dengan modifikasi diameter *orifice* berdasarkan variasi nilai koefisien redaman

Setelah membuat persamaan gerak sistem suspensi, langkah berikutnya adalah membuat blok diagram pada simulink matlab. Proses pembuatan blok diagram dijelaskan pada diagram alir seperti pada gambar 3.6 di atas. *Input* yang digunakan pada simulasi permodelan ini adalah *input* sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0,02 m dan variasi frekuensi antara 0,5 – 2 Hz dengan variasi nilai antara lain, 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz.

Parameter yang digunakan antara lain:

Tabel 3. 2 Parameter pada sistem suspensi sekunder kereta api K3

Parameter	Simbol	Nilai
Diameter <i>Orifice</i>	Do	0,2 cm
Diameter <i>Piston</i>	Dp	5 cm
Diameter <i>Piston Rod</i>	Dpr	3,54 cm

3.5.3 Analisis Grafik Sistem Suspensi Sekunder dengan Modifikasi Diameter *Orifice* Berdasarkan Variasi Nilai Koefisien Redaman

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem suspensi sekunder dengan modifikasi diameter *orifice*, didapatkan grafik karakteristik gaya redam yang berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan.

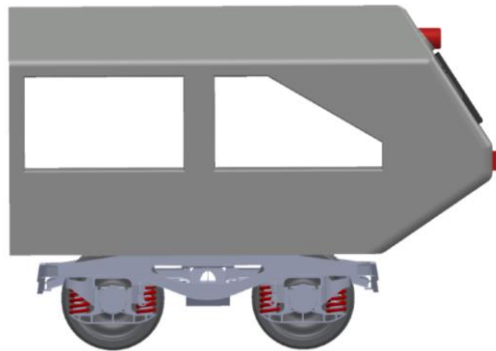
Grafik karakteristik tersebut dianalisis dan diambil keputusan, kemudian dipilih gaya redam terbaik sehingga lebih mampu mengurangi getaran pada *carbody* kereta api akibat energi eksitasi dari permukaan jalan yang tidak rata. Dengan gaya redam yang lebih baik maka getaran yang diterima oleh penumpang juga sangat kecil.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemodelan Sistem Seperempat Kereta Api dan Sistem Suspensi

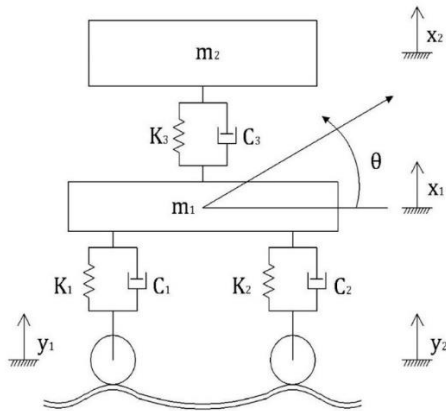
4.1.1 Pemodelan Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe K3

Pemodelan yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini yakni sistem seperempat kendaraan kereta api yang memiliki tiga derajat kebebasan (3DOF). Model seperempat kendaraan yang digunakan seperti pada gambar 4.1 berikut.

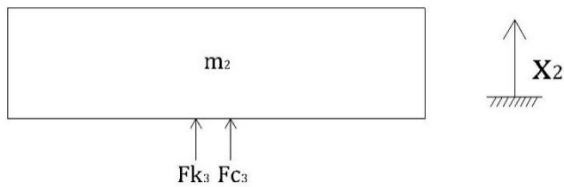


Gambar 4. 1 Pemodelan Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api K3

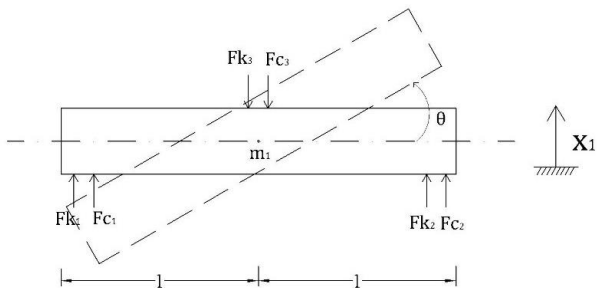
Setelah didapatkan model dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api, langkah selanjutnya yakni membuat *free body diagram* dari sistem tersebut, seperti yang terdapat pada gambar 4.2 berikut.



Gambar 4. 2 *Free Body Diagram* Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api



Gambar 4. 3 *Free Body Diagram* pada massa carbody



Gambar 4. 4 *Free Body Diagram* pada massa bogie

Keterangan :

- K_1 : Konstanta kekakuan dari suspensi primer 1 (N/m)
- F_{k1} : Gaya pegas dari suspensi primer 1 (N)
- K_2 : Konstanta kekakuan dari suspensi primer 2 (N/m)
- F_{k2} : Gaya pegas dari suspensi primer 2 (N)
- K_3 : Konstanta kekakuan dari suspensi sekunder (N/m)
- F_{k3} : Gaya pegas dari suspensi sekunder (N)
- C_1 : Konstanta redaman dari suspensi primer 1 (Ns/m)
- F_{C1} : Gaya redam dari suspensi primer 1 (N)
- C_2 : Konstanta redaman dari suspensi primer 2 (Ns/m)
- F_{C2} : Gaya redam dari suspensi primer 2 (N)
- C_3 : Konstanta redaman dari suspensi sekunder (Ns/m)
- F_{C3} : Gaya redam dari suspensi sekunder (N)
- X_1 : *Displacement* dari suspensi primer (m)
- X_2 : *Displacement* dari suspensi sekunder (m)
- Y_1 : *Displacement* dari *base* roda depan (m)
- Y_2 : *Displacement* dari *base* roda belakang (m)
- θ : Sudut *rolling* pada suspensi primer (derajat)
- l : Jarak pusat *bogie* pada setiap suspensi (m)

Dengan nilai F_k dan F_c sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_{k1} &= K_1(Y_1 - X_1 + L\theta) \\
 F_{k2} &= K_2(Y_2 - X_1 - L\theta) \\
 F_{k3} &= K_3(X_1 - X_2) \\
 F_{C1} &= C_1(\dot{Y}_1 - \dot{X}_1 + l\dot{\theta}) \\
 F_{C2} &= C_2(\dot{Y}_2 - \dot{X}_1 - l\dot{\theta}) \\
 F_{C3} &= K_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_2)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi suspensi primer pada kereta api K-1:

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_1\ddot{X}_1 \\
 F_{C1} + F_{C2} - F_{C3} + F_{k1} + F_{k2} - F_{k3} &= M_1\ddot{X}_1 \\
 C_1(\dot{Y}_1 - \dot{X}_1 + L\dot{\theta}) + C_2(\dot{Y}_2 - \dot{X}_1 - L\dot{\theta}) - C_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + \\
 K_1(Y_1 - X_1 + L\theta) + K_2(Y_2 - X_1 - L\theta) - K_3(X_1 - X_2) &= \\
 M_1\ddot{X}_1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& C_1\dot{Y}_1 - C_1\dot{X}_1 - C_1L\dot{\theta} + C_2\dot{Y}_2 - C_2\dot{X}_1 + C_2L\dot{\theta} - C_3\dot{X}_1 + \\
& C_3\dot{X}_2 + K_1Y_1 - K_1X_1 - K_1L\theta + K_2Y_2 - K_2X_1 + K_2L\theta - \\
& K_3X_2 + C_3X_2 = M_1\ddot{X}_1 \\
& M_1\ddot{X}_1 + \dot{X}_1(C_1 + C_2 + C_3) + \dot{\theta}(C_1L - C_2L) - C_3\dot{X}_2 + \\
& X_1(K_1 + K_2 + K_3) + \theta(K_1L - K_2L) - K_3X_2 = C_1\dot{Y}_1 + C_2\dot{Y}_2 + \\
& K_1Y_1 + K_2Y_2 \quad (4.1)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.1 adalah:

$$\ddot{X}_1 = \frac{1}{M_1} \begin{bmatrix} C_1\dot{Y}_1 + C_2\dot{Y}_2 + K_1Y_1 + K_2Y_2 + K_3X_2 \\ -\dot{\theta}(C_1L - C_2L) + C_3\dot{X}_2 - X_1(K_1 + K_2 + K_3) \\ -\theta(K_1L - K_2L) - \dot{X}_1(C_1 + C_2 + C_3) \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Persamaan gerak *rolling* pada suspensi primer :

$$\begin{aligned}
& \sum M_1 = J\ddot{\theta} \\
& F_{C1} \cdot l - F_{C2} \cdot l + F_{k1} \cdot l - F_{k2} \cdot l = J\ddot{\theta} \\
& C_1 \cdot l(\dot{Y}_1 - \dot{X}_1 + L\dot{\theta}) - C_2 \cdot l(\dot{Y}_2 - \dot{X}_1 - L\dot{\theta}) + K_1 \cdot l(Y_1 - \\
& X_1 + L\theta) - K_2 \cdot l(Y_2 - X_1 - L\theta) = J\ddot{\theta} \\
& C_1\dot{Y}_1 - C_1\dot{X}_1 - C_1l^2\dot{\theta} - C_2\dot{Y}_2 + C_2\dot{X}_1 - C_2l^2\dot{\theta} + K_1lY_1 - \\
& K_1lX_1 - K_1l^2\theta - K_2lY_2 + K_2lX_1 - K_2l^2\theta = J\ddot{\theta} \\
& J\ddot{\theta} + \dot{X}_1(C_1l - C_2l) + \dot{\theta}(C_1l^2 + C_2l^2) + X_1(K_1l - K_2l) + \\
& \theta(K_1l^2 + K_2l^2) = \dot{Y}_1C_1l - \dot{Y}_2C_2l + Y_1K_1l - Y_2K_2l \quad (4.3)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.3 adalah:

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \dot{Y}_1C_1l - \dot{Y}_2C_2l + Y_1K_1l - Y_2K_2l - \dot{X}_1(C_1l - C_2l) \\ -\dot{\theta}(C_1l^2 + C_2l^2) - X_1(K_1l - K_2l) - \theta(K_1l^2 + K_2l^2) \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Persamaan gerak translasi suspensi sekunder pada kereta api K-1:

$$\begin{aligned}
& \sum F = M_2\ddot{X}_2 \\
& F_{C3} + F_{k3} = M_2\ddot{X}_2 \\
& C_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_3(X_1 - X_2) = M_2\ddot{X}_2 \\
& M_2\ddot{X}_2 + C_3\dot{X}_2 - C_3\dot{X}_1 + K_3X_2 - K_3X_1 = 0 \quad (4.5)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan 4.5 adalah:

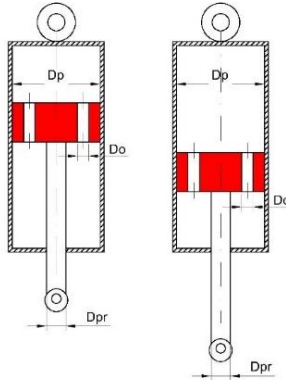
$$X_2 = \frac{1}{M_2} [-C_3\dot{X}_2 + C_3\dot{X}_1 - K_3X_2 + K_3X_1] \quad (4.6)$$

Matrix persamaan gerak sistem *multi degree of freedom* kereta api K-3:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 \\ 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{X}_2 \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} C_1 + C_2 + C_3 & C_1l - C_2l & -C_3 \\ C_1l - C_2l & C_1l^2 + C_2l^2 & 0 \\ -C_3 & 0 & -C_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{\theta} \\ \dot{X}_2 \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} K_1 + K_2 + K_3 & K_1l - K_2l & -K_3 \\ K_1l - K_2l & K_1l^2 + K_2l^2 & 0 \\ -K_3 & 0 & -K_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ \theta \\ X_2 \end{Bmatrix} = \\ & \begin{Bmatrix} C_1\dot{Y} + C_2\dot{Y} + K_1Y + K_2Y \\ C_1l\dot{Y} - C_2l\dot{Y} + K_1lY - K_2lY \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.7) \end{aligned}$$

4.1.2 Pemodelan Dinamis dan Gaya Redam Sistem Suspensi Sekunder

Pemodelan dinamis untuk sistem suspensi sekunder ditunjukkan pada gambar 4.2. Fluida kerja yang digunakan adalah minyak yang akan menghasilkan gaya redam, baik saat proses ekspansi maupun saat proses kompresi.



Gambar 4. 5 Model dinamis shock absorber konvensional saat (a) kompresi (b) ekspansi

Besarnya gaya redam yang dihasilkan saat proses kompresi maupun ekspansi dirumuskan sebagai berikut :

Hukum Pascal

$$F = \Delta P \times A \quad (4.8)$$

Dimana ΔP didapatkan dari persamaan Bernoulli yang menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik yang lain pada aliran yang sama.

Hukum Bernoulli

$$P_o + \frac{1}{2}\rho V_o^2 + \rho g h_o = P_p + \frac{1}{2}\rho V_p^2 + \rho g h_p \quad (4.9)$$

Pada kasus ini $h_o = h_p$, dan g dianggap sama, sehingga menghasilkan persamaan :

$$\frac{P_o}{\rho} + \frac{V_o^2}{2} = \frac{P_p}{\rho} + \frac{V_p^2}{2}$$

$$\frac{P_p - P_o}{\rho} = \frac{V_o^2 - V_p^2}{2}$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (V_o^2 - V_p^2) \quad (4.10)$$

Minyak sebagai fluida kerja diasumsikan sebagai *incompressible fluid*, maka dengan menggunakan hukum konservasi massa didapatkan persamaan sebagai berikut :

Kompresi

$$\begin{aligned} A_p \cdot V_p &= A_{ok} \cdot V_{ok} \\ V_{ok} &= \frac{A_p}{A_{ok}} V_p \end{aligned} \quad (4.11)$$

Ekspansi

$$\begin{aligned} (A_p - A_{pr}) \cdot V_p &= A_{oe} \cdot V_{oe} \\ V_{oe} &= \frac{(A_p - A_{pr})}{A_{oe}} V_p \end{aligned} \quad (4.12)$$

dimana,

$$A_p = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (4.13)$$

$$A_{oe} = A_{ok} = \frac{1}{4} \pi d_o^2 \quad (4.14)$$

Perumusan perbedaan tekanan dengan substitusi persamaan (4.11) ke persamaan (4.10) sehingga didapat perbedaan tekanan saat kompresi sebagai berikut :

Kompresi

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{\rho}{2} (V_{ok}^2 - V_p^2) \\ \Delta P &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} V_{ok} \right)^2 - V_p^2 \right) \\ \Delta P &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{\frac{1}{4} \pi d_o^2} \right)^2 - 1 \right) V_p^2 \\ \Delta P &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{\frac{1}{4} \pi d_o^2} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Sedangkan perbedaan tekanan saat ekspansi didapat dengan substitusi (4.11) ke (4.10) maka persamaan menjadi :

Ekspansi

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (V_{oe}^2 - V_p^2)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{(A_p - A_{pr})}{\frac{1}{4}\pi d_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \quad (4.16)$$

Persamaan gaya redam saat kompresi didapat dari substitusi persamaan (4.15) ke persamaan (4.8), sehingga didapat gaya redam saat kompresi sebagai berikut :

Kompresi

$$F_D = \Delta P \cdot A_k$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (V_{ok}^2 - V_p^2) A_k$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) A_p$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) A_p V_p^2$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \quad (4.17)$$

Ekspansi

$$F_D = \Delta P \cdot A_e$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (V_{oe}^2 - V_p^2) A_e$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) (A_p - A_{pr})$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) V_p^2 \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right)$$

$$F_D = \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}^2 \quad (4.18)$$

Keterangan

P = Tekanan

ρ	= Massa jenis fluida
V_p	= Kecepatan piston (\dot{x})
V_{oe}	= Kecepatan alir fluida saat ekspansi (<i>ekspansion</i>)
V_{ok}	= Kecepatan alir fluida saat kompresi (<i>compression</i>)
x	= Besarnya perpindahan piston (m)
A_{Ok}	= Luasan <i>orifice</i> saat kompresi
A_{Oe}	= Luasan <i>orifice</i> saat ekspansi
A_p	= Luasan piston
A_{pr}	= Luasan <i>piston rod</i>
F_D	= Gaya redam
d_o	= Diameter <i>orifice</i>

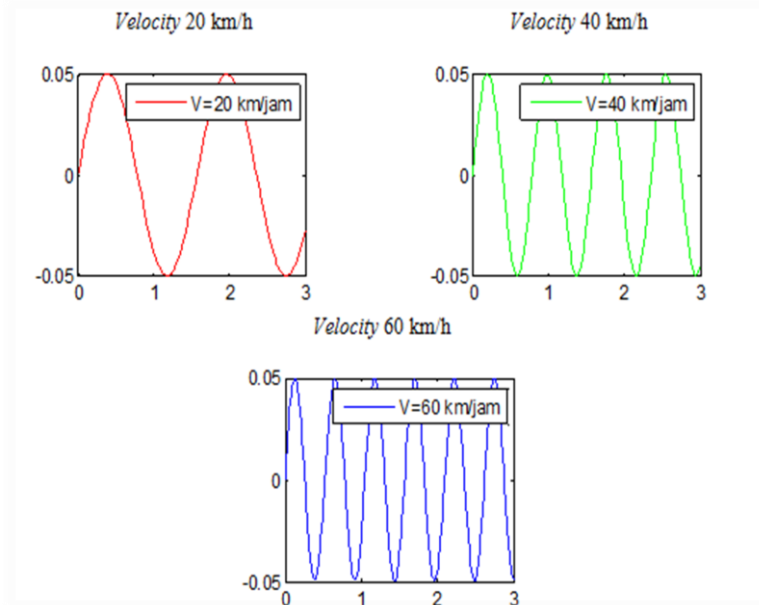
4.2 Diagram Blok

Dari persamaan gerak yang telah diperoleh, dibuat blok diagram yang sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem yang ada. Dari diagram blok tersebut akan diperoleh grafik respon masing-masing sistem.

4.2.1 Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi untuk sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redaman, juga sistem suspensi hidraulik tersebut. Pada saat pemodelan dengan program simulasi digunakan *input sinusoidal* yang akan menghasilkan respon *steady state*. Persamaan dari *input* tersebut dapat dituliskan sebagai berikut:

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (4.19)$$



Gambar 4. 6 Profil jalan dengan input sinusoidal pada kecepatan 20 km/jam, 40 km/jam, dan 60 km/jam

Pada persamaan gerak 4.2, nilai Y_1 dan Y_2 merupakan amplitudo yang digunakan, yaitu sebesar 2 cm. besar frekuensi akan divariasikan dengan panjang gelombang (λ) sebesar 10 m. Pada *input* sinusoidal tersebut digunakan lima macam frekuensi yang masing-masing mewakili kecepatan kendaraan yang berbeda (20 km/jam, 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam, dan 90 km/jam), menggunakan rumus $f = \frac{v}{\lambda}$ dalam satuan Hz.

4.2.2 Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api

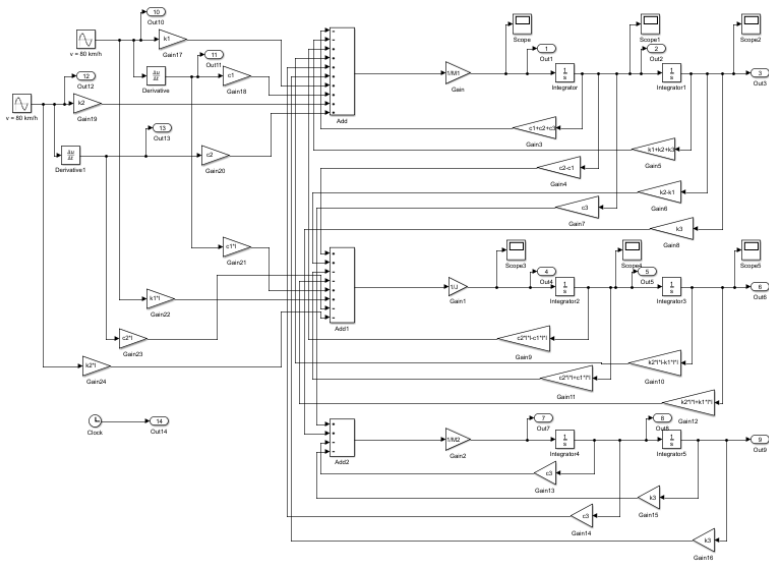
Untuk melakukan simulasi pada sistem seperempat kendaraan sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai

koefisien redaman, parameter yang digunakan tercantum pada tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Parameter pada sistem seperempat kendaraan kereta api

Parameter	Simbol	Nilai
Massa <i>bogie</i>	M_1	1500 kg
Massa <i>carbody</i>	M_2	10000 kg
Koefisien pegas suspensi primer	K_1 & K_2	750000 N/m
Koefisien redam suspensi primer	C_1 & C_2	15000 Ns/m
Koefisien pegas suspensi sekunder	K_3	400000 N/m
Koefisien redam suspensi sekunder	C_3	80000 Ns/m

Dari parameter tersebut, dilakukan simulasi pada Matlab dengan membuat diagram blok seperti pada gambar 4.7.



Gambar 4. 7 Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api K3

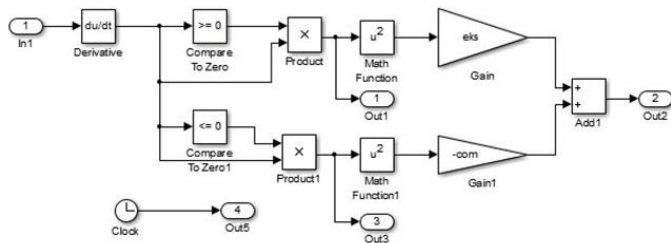
4.2.3 Diagram Blok Sistem Suspensi Sekunder

Setelah didapatkan koefisien redaman yang sesuai, dilakukan simulasi pada sistem suspensi dengan parameter yang digunakan tercantum pada tabel 4.2.

Tabel 4. 2 Parameter pada sistem suspensi sekunder kereta api K3

Massa Jenis Fluida (ρ)	Diameter orifice (D_o)	Diameter Piston (D_p)	Diameter Piston Rod (D_{pr})	Frekuensi
860 kg/m^3	0.001 m	0.05 m	0.0354 m	0.5 Hz
	0.002 m			1 Hz
	0.002368 m			1.5 Hz
	0.003 m			2 Hz

Dari parameter tersebut, dilakukan simulasi pada Matlab dengan membuat diagram blok seperti pada gambar 4.8.



Gambar 4. 8 Diagram Blok Sistem Suspensi Sekunder

4.3 Analisis Pemodelan

Penelitian ini bertujuan untuk menentukan rancangan dimensi sistem peredam sekunder yang ideal untuk kereta api K3 dengan menganalisis respon dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api dan sistem suspensi. Untuk itu dilakukan pemodelan baik dari sistem seperempat kendaraan kereta api maupun sistem suspensi. Pada sistem seperempat kendaraan kereta api, didapatkan grafik respon dinamis dari perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap waktu. Respon dinamis tersebut merupakan hasil respon dari getaran yang dialami oleh kendaraan

kereta api. Sedangkan, pada sistem suspensi didapatkan grafik respon dinamis dari perpindahan dan kecepatan berdasarkan gaya redam yang dihasilkan. Pada grafik tersebut, nilai positif merupakan nilai pada kondisi ekspansi dan nilai negatif adalah nilai pada kondisi kompresi.

Hal yang pertama dilakukan dalam simulasi pada sistem seperempat kendaraan kereta api yakni pemilihan parameter seperti tercantum pada tabel 4.1. *Input* yang digunakan yaitu *input* sinusoidal dengan kecepatan yang bervariasi. Dari *input* ini didapatkan respon dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api. Kemudian respon dinamis tersebut dibandingkan dengan kriteria ketahanan kendaraan berdasarkan besar RMS (*Root Mean Square*) percepatan menurut ISO 2631. Selain itu, respon dinamis tersebut juga dianalisis dengan menggunakan bode diagram. Konstanta redaman dengan respon yang paling baik akan digunakan pada simulasi selanjutnya.

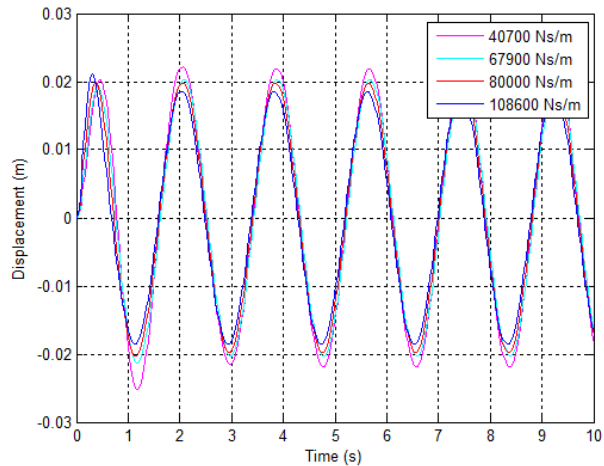
Pada tahap selanjutnya adalah melakukan simulasi sistem suspensi sekunder dengan variasi nilai diameter *orifice* berdasarkan parameter yang terdapat pada tabel 4.2. Setelah itu dipilih diameter *orifice* (D_o) yang sesuai dengan nilai koefisien redam yang ideal yang telah dilakukan pada simulasi sebelumnya. Frekuensi yang digunakan divariasikan mulai dari 0,5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan 0,5 Hz.

4.3.1 Respon Dinamis Kendaraan dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api K3

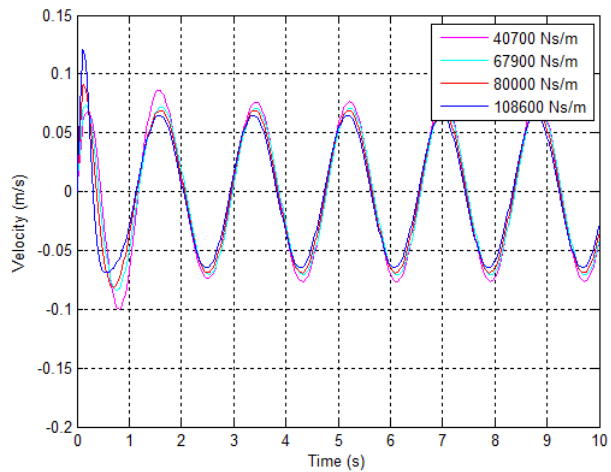
Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis sistem seperempat kendaraan akibat beban harmonik, selain itu untuk melihat waktu yang diperlukan sistem untuk mencapai kondisi *steady state*. Variasi kecepatan yang digunakan adalah 20 km/jam, 40 km/jam, 60 km./jam, 80 km/jam, dan 90 km/jam.

4.3.1.1 Kecepatan 20 km/jam

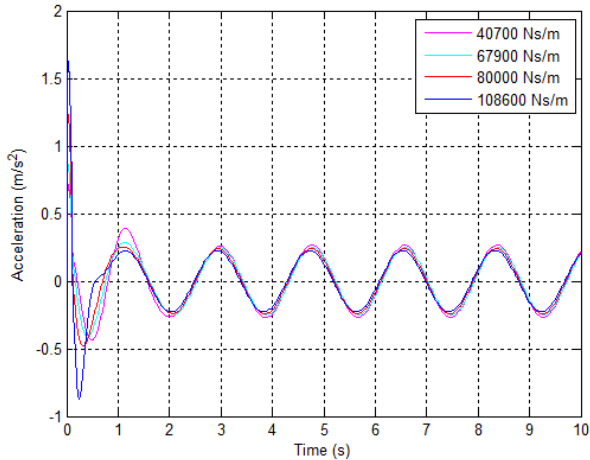
Berikut merupakan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 20 km/jam.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4. 9 Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=20$ km/jam)

Gambar 4.9 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan terhadap waktu dari sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redaman pada kecepatan 20 km/jam menggunakan *input* sinusoidal. Dari ketiga grafik tersebut dapat diketahui bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Berdasarkan grafik di atas, dapat diketahui bahwa sistem mencapai kondisi *steady state* sebelum 3 detik baik pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Pada grafik terlihat bahwa respon untuk setiap variasi konstanta redaman saling berhimpit baik pada respon perpindahan, kecepatan, maupun percepatan.

Pada grafik hasil simulasi tersebut, pada saat konstanta redaman bernilai 40700 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0219 m, kecepatan maksimum sebesar 0,0763 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 0,2665 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 67900 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0203 m, kecepatan maksimum

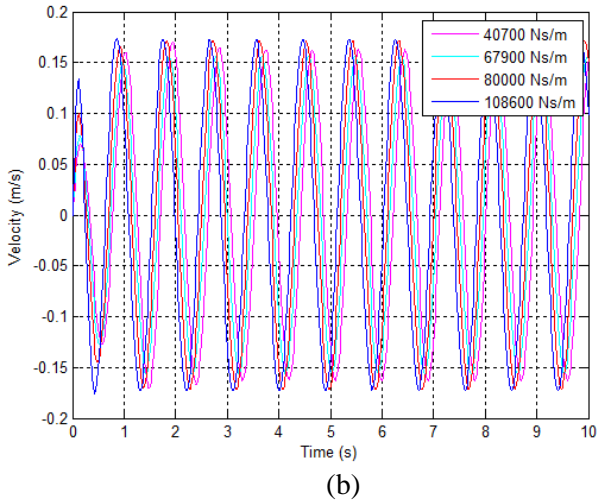
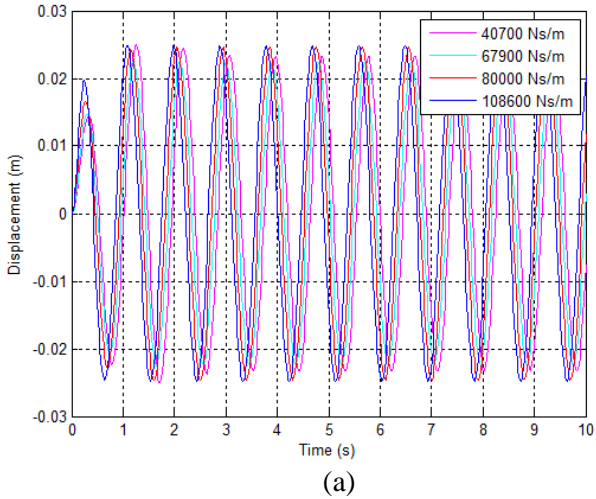
sebesar 0,0708 m/s, dan percepatan sebesar 0,2473 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 80000 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0198 m, kecepatan maksimum sebesar 0,069 m/s, dan percepatan sebesar 0,2408 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 108600 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0186 m, kecepatan maksimum sebesar 0,0647 m/s, dan percepatan sebesar 0,2258 m/s². Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam, nilai koefisien redaman sebesar 108600 Ns/m memiliki respon yang lebih baik jika dibandingkan dengan yang lain dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada tabel 4.3.

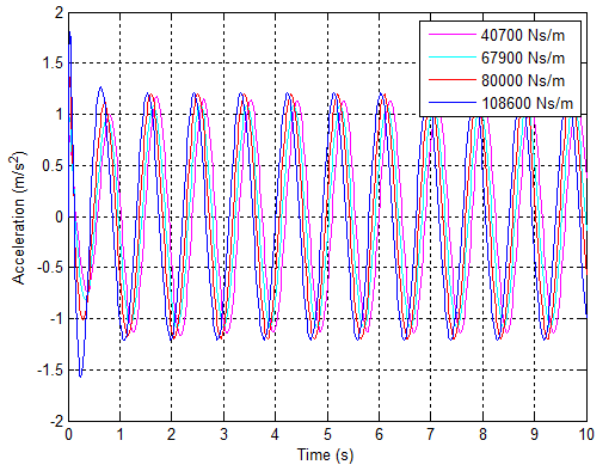
Tabel 4. 3 Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 20 km/jam

Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s²)
40700	0,0219	0,0763	0,2665
67900	0,0203	0,0708	0,2473
80000	0,0198	0,069	0,2408
108600	0,0186	0,0647	0,2258

4.3.1.2 Kecepatan 40 km/jam

Berikut merupakan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 40 km/jam.





(c)

Gambar 4. 10 Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=40$ km/jam)

Gambar 4.10 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan terhadap waktu dari sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redaman pada kecepatan 40 km/jam menggunakan *input* sinusoidal. Dari ketiga grafik tersebut dapat diketahui bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Berdasarkan grafik di atas, dapat diketahui bahwa sistem mencapai kondisi *steady state* sebelum 3 detik baik pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Pada grafik terlihat bahwa respon untuk setiap variasi konstanta redaman saling berhimpit baik pada respon perpindahan, kecepatan, maupun percepatan.

Pada grafik hasil simulasi tersebut, pada saat konstanta redaman bernilai 40700 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,025 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1705

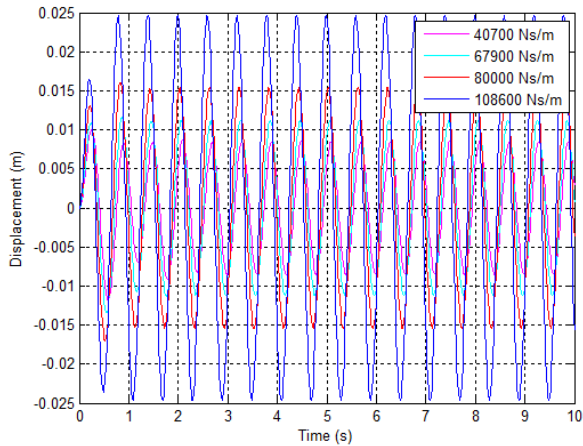
m/s, dan percepatan maksimum sebesar 1,1704 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 67900 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0224 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1564 m/s, dan percepatan sebesar 1,0882 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 80000 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0246 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1718 m/s, dan percepatan sebesar 1,3608 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 108600 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0248 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1739 m/s, dan percepatan sebesar 1,8048 m/s². Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 40 km/jam, nilai koefisien redaman sebesar 40700 Ns/m memiliki respon yang lebih baik jika dibandingkan dengan yang lain dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada tabel 4.4.

Tabel 4. 4 Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 40 km/jam

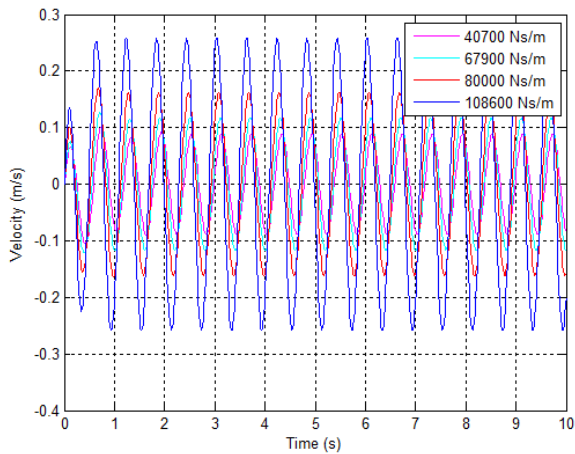
Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s²)
40700	0,025	0,1705	1,1704
67900	0,0224	0,1564	1,0882
80000	0,0246	0,1718	1,3608
108600	0,0248	0,1739	1,8048

4.3.1.3 Kecepatan 60 km/jam

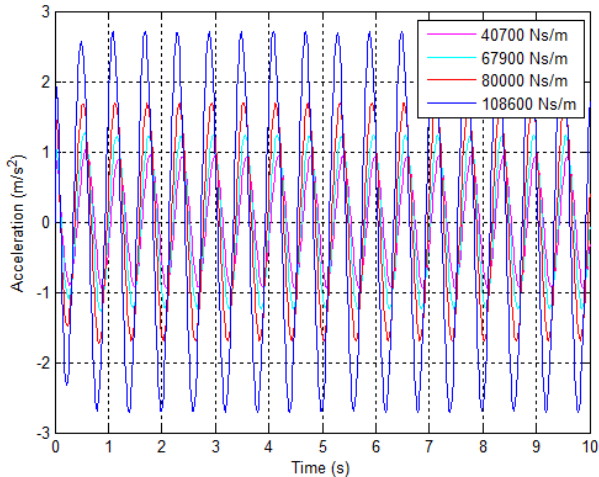
Berikut merupakan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 60 km/jam.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4. 11 Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=60$ km/jam)

Gambar 4.11 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan terhadap waktu dari sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redaman pada kecepatan 60 km/jam menggunakan *input* sinusoidal. Dari ketiga grafik tersebut dapat diketahui bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Berdasarkan grafik di atas, dapat diketahui bahwa sistem mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik baik pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Pada grafik terlihat bahwa respon untuk setiap variasi konstanta redaman saling berhimpit baik pada respon perpindahan, kecepatan, maupun percepatan.

Pada grafik hasil simulasi tersebut, pada saat konstanta redaman bernilai 40700 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0101 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1018 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 1,0368 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 67900 Ns/m, didapatkan nilai

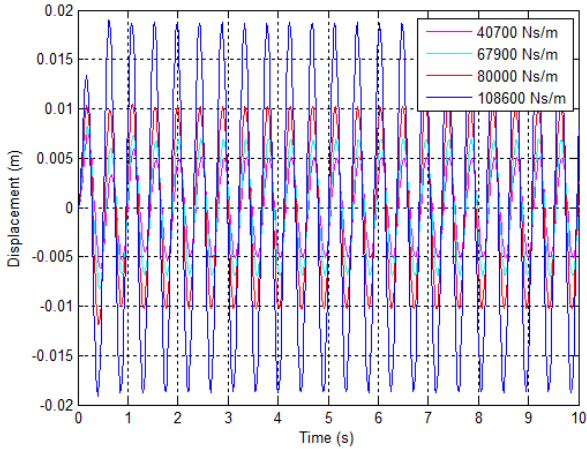
perpindahan maksimum sebesar 0,0116 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1268 m/s, dan percepatan sebesar 1,2724 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 80000 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,016 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1692 m/s, dan percepatan sebesar 1,698 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 108600 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0247 m, kecepatan maksimum sebesar 0,2587 m/s, dan percepatan sebesar 2,7067 m/s². Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 60 km/jam, nilai koefisien redaman sebesar 40700 Ns/m memiliki respon yang lebih baik jika dibandingkan dengan yang lain dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada tabel 4.5.

Tabel 4. 5 Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 60 km/jam

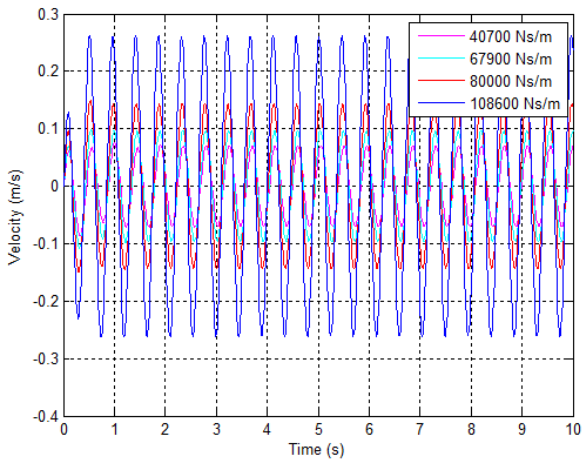
Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,0101	0,1018	1,0368
67900	0,0116	0,1268	1,2724
80000	0,016	0,1692	1,698
108600	0,0247	0,2587	2,7067

4.3.1.4 Kecepatan 80 km/jam

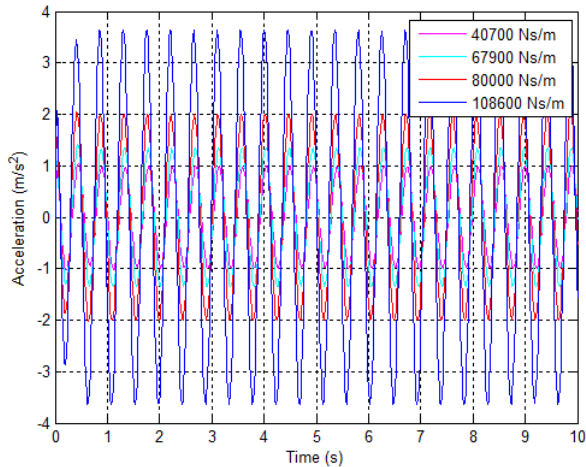
Berikut merupakan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 80 km/jam.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4. 12 Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=80$ km/jam)

Gambar 4.12 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan terhadap waktu dari sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redaman pada kecepatan 80 km/jam menggunakan *input* sinusoidal. Dari ketiga grafik tersebut dapat diketahui bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Berdasarkan grafik di atas, dapat diketahui bahwa sistem mencapai kondisi *steady state* sebelum 1 detik baik pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Pada grafik terlihat bahwa respon untuk setiap variasi konstanta redaman saling berhimpit baik pada respon perpindahan, kecepatan, maupun percepatan.

Pada grafik hasil simulasi tersebut, pada saat konstanta redaman bernilai 40700 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0074 m, kecepatan maksimum sebesar 0,0753 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 1,0485 m/s². Pada

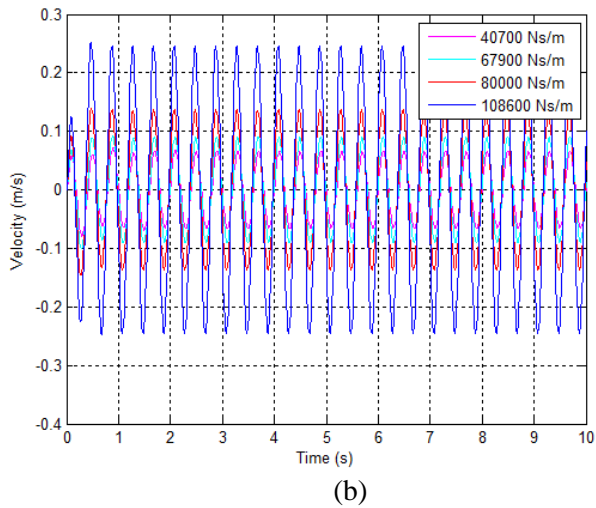
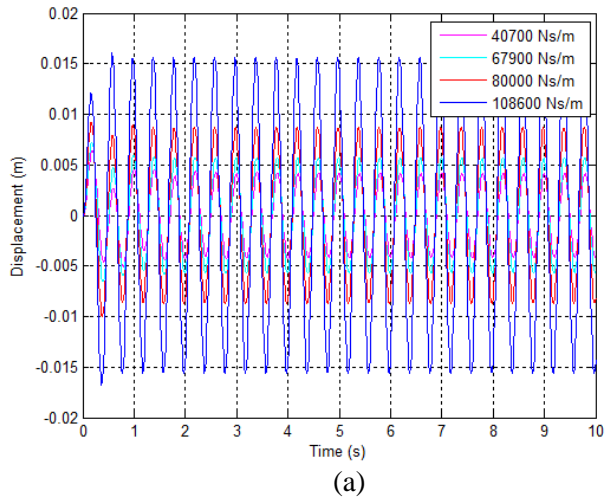
saat konstanta redaman bernilai 67900 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0084 m, kecepatan maksimum sebesar 0,099 m/s, dan percepatan sebesar 1,4117 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 80000 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0104 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1495 m/s, dan percepatan sebesar 2,0559 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 108600 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,019 m, kecepatan maksimum sebesar 0,2625 m/s, dan percepatan sebesar 3,649 m/s². Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 80 km/jam, nilai koefisien redaman sebesar 40700 Ns/m memiliki respon yang lebih baik jika dibandingkan dengan yang lain dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada tabel 4.6.

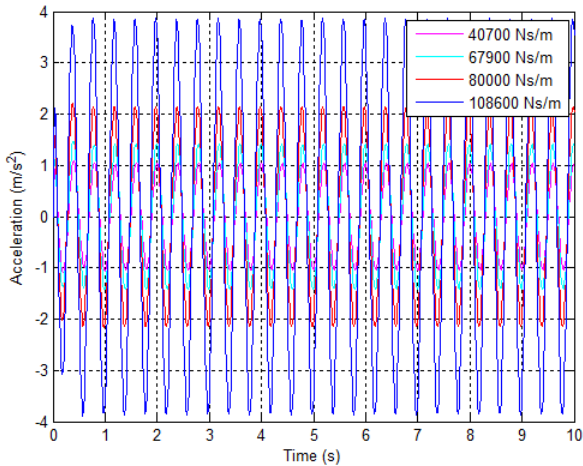
Tabel 4. 6 Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 80 km/jam

Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,0074	0,0753	1,0485
67900	0,0084	0,099	1,4117
80000	0,0104	0,1495	2,0559
108600	0,019	0,2625	3,649

4.3.1.5 Kecepatan 90 km/jam

Berikut merupakan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan sistem seperempat kendaraan kereta api pada variasi kecepatan 90 km/jam.





(c)

Gambar 4. 13 Grafik Respon (a) Perpindahan, (b) Kecepatan, (c) Percepatan Terhadap Waktu pada Sistem Seperempat Kendaraan ($V=90$ km/jam)

Gambar 4.12 merupakan grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan terhadap waktu dari sistem seperempat kendaraan kereta api sebelum modifikasi maupun dengan variasi nilai koefisien redaman pada kecepatan 90 km/jam menggunakan *input* sinusoidal. Dari ketiga grafik tersebut dapat diketahui bahwa respon dari grafik merupakan respon *steady state*. Berdasarkan grafik di atas, dapat diketahui bahwa sistem mencapai kondisi *steady state* sebelum 1 detik baik pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan. Pada grafik terlihat bahwa respon untuk setiap variasi konstanta redaman saling berhimpit baik pada respon perpindahan, kecepatan, maupun percepatan.

Pada grafik hasil simulasi tersebut, pada saat konstanta redaman bernilai 40700 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0064 m, kecepatan maksimum sebesar 0,0719 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 1,0805m/s². Pada

saat konstanta redaman bernilai 67900 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0072 m, kecepatan maksimum sebesar 0,0922 m/s, dan percepatan sebesar 1,4609 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 80000 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0092 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1402 m/s, dan percepatan sebesar 2,2067 m/s². Pada saat konstanta redaman bernilai 108600 Ns/m, didapatkan nilai perpindahan maksimum sebesar 0,0161 m, kecepatan maksimum sebesar 0,2529 m/s, dan percepatan sebesar 3,8747 m/s². Dari hasil tersebut dapat diketahui bahwa pada kecepatan 90 km/jam, nilai koefisien redaman sebesar 40700 Ns/m memiliki respon yang lebih baik jika dibandingkan dengan yang lain dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Data nilai respon dinamis hasil simulasi seperempat kendaraan setiap variasi konstanta redaman terdapat pada tabel 4.7.

Tabel 4. 7 Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan pada kecepatan 90 km/jam

Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,0064	0,0719	1,0805
67900	0,0072	0,0922	1,4609
80000	0,0092	0,1402	2,2067
108600	0,0161	0,2529	3,8747

4.3.2 Perbandingan RMS (*Root Mean Square*) Percepatan pada Sistem Seperempat Kendaraan

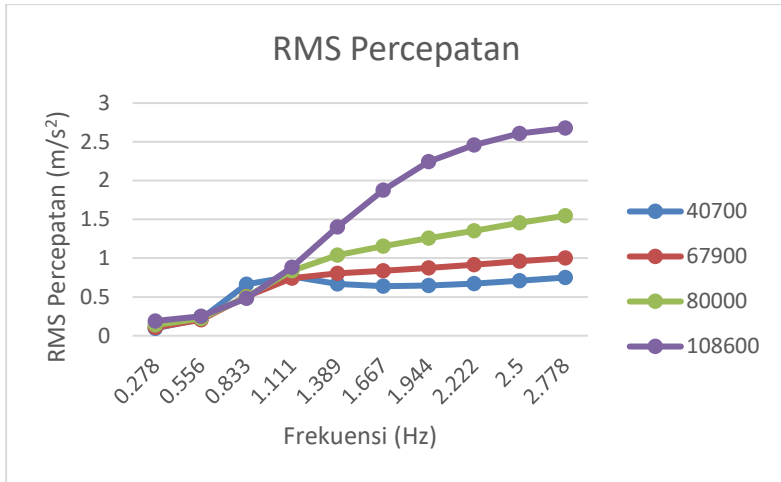
Pada simulasi ini digunakan standar kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis optimalisasi sistem suspensi sekunder dalam ketahanan berkendara akibat eksitasi sinusoidal yang terjadi. Dengan menggunakan standar tersebut dapat diketahui lama ketahanan saat berkendara.

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

Tabel 4. 8 Nilai percepatan RMS dari sistem seperempat kendaran kereta api

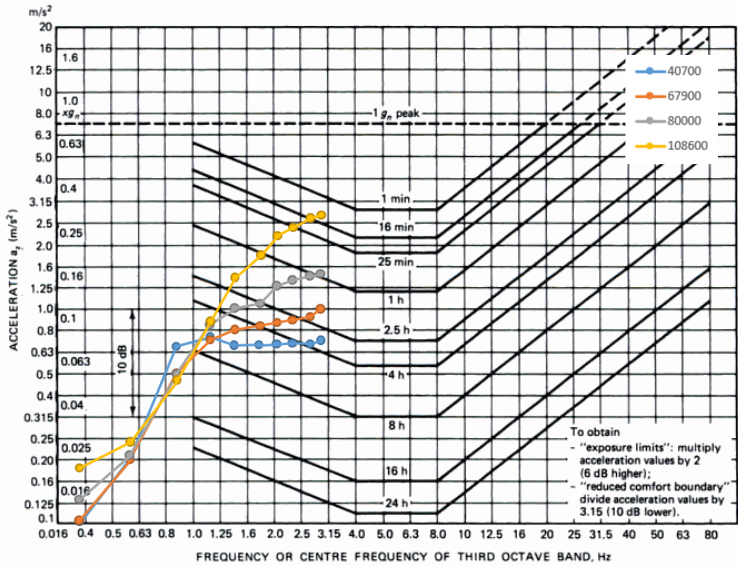
Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan (m/s ²)			
		40700 Ns/m	67900 Ns/m	80000 Ns/m	108600 Ns/m
10	0,278	0,0952	0,1055	0,1383	0,19
20	0,556	0,2174	0,2062	0,2208	0,2498
30	0,833	0,6623	0,5078	0,5045	0,4807
40	1,111	0,7636	0,74	0,8363	0,884
50	1,389	0,6663	0,8042	1,0398	1,4018
60	1,667	0,6402	0,8349	1,1539	1,877
70	1,944	0,6472	0,8724	1,2588	2,2427
80	2,222	0,6736	0,9135	1,3544	2,4608
90	2,5	0,7107	0,9593	1,4569	2,6059
100	2,778	0,7516	1,0004	1,5469	2,6766

Grafik perbandingan nilai percepatan RMS dari respon berkendara setiap variasi konstanta redaman dan kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.14.



Gambar 4. 14 Perbandingan RMS Percepatan dari Respon Berkendara dengan menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan

Pada gambar 4. 15 dapat diketahui *plotting* percepatan RMS berkendara terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan berdasarkan standar ISO 2631.



Gambar 4. 15 Grafik Ketahanan Berkendara Berdasarkan ISO 2631

Berdasarkan grafik 4.15, grafik ketahanan berkendara, untuk kendaraan dengan konstanta redaman 108600 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 10 km/jam hingga 20 km/jam ketahanan berkendara mencapai lebih dari 24 jam, pada kecepatan 30 km/jam mencapai 12 jam, pada kecepatan 40 km/jam mencapai 5,6 jam, pada kecepatan 50 km/jam mencapai 2,2 jam, pada kecepatan 60 km/jam mencapai 1 jam, dan pada kecepatan 70 km/jam mencapai 30 menit, pada kecepatan 80 km/jam mencapai 26 menit, dan pada kecepatan 90 km/jam hingga 100 km/jam mencapai 16 menit. Untuk kendaraan dengan konstanta redaman 80000 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 10 km/jam hingga 20 km/jam ketahanan berkendara mencapai lebih dari 24 jam, pada kecepatan 30 km/jam mencapai 11,8 jam, pada kecepatan 40 km/jam mencapai 5,7 jam, pada kecepatan 50 km/jam mencapai 4 jam, pada kecepatan 60 km/jam mencapai 2,6 jam,

pada kecepatan 70 km/jam mencapai 1,8 jam, pada kecepatan 80 km/jam mencapai 1,5 jam, dan pada kecepatan 90 km/jam hingga 100 km/jam mencapai 1 jam. Untuk kendaraan dengan konstanta redaman 67900 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 10 km/jam hingga 20 km/jam ketahanan berkendara mencapai lebih dari 24 jam, untuk kecepatan 30 km/jam mencapai 11,5 jam, untuk kecepatan 40 km/jam mencapai 6,2 jam, pada kecepatan 50 km/jam mencapai 4,7 jam, pada kecepatan 60 km/jam mencapai 4 jam, pada kecepatan 70 km/jam mencapai 3,2 jam, pada kecepatan 80 km/jam mencapai 2,7 jam, pada kecepatan 90 km/jam mencapai 2,5 jam, dan pada kecepatan 100 km/jam mencapai 2 jam. Dan untuk kendaraan dengan konstanta redaman 40700 Ns/m dapat diketahui bahwa pada kecepatan 10 km/jam hingga 20 km/jam ketahanan berkendara mencapai lebih dari 24 jam, untuk kecepatan 30 km/jam mencapai 8,3 jam, untuk kecepatan 40 km/jam hingga 50 km/jam mencapai 6,5 jam, pada kecepatan 60 km/jam mencapai 5,5 jam, pada kecepatan 70 km/jam mencapai 5 jam, pada kecepatan 80 km/jam hingga 90 km/jam mencapai 4 jam, dan pada kecepatan 100 km/jam mencapai 3,5 jam.

Berdasarkan grafik ISO 2631, kendaraan dengan nilai konstanta redaman paling kecil, yakni 40700 Ns/m memiliki ketahanan yang paling tinggi pada frekuensi 1,389 Hz hingga 2,778 Hz, atau setara dengan kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam. Dari analisis ketahanan berkendara, dapat disimpulkan untuk seluruh variasi nilai koefisien redaman bahwa semakin bertambahnya kecepatan maka respon ketahanan berkendara semakin menurun. Nilai respon ketahanan berkendara dapat dilihat pada tabel 4.8.

Tabel 4. 9 Perbandingan Nilai Ketahanan Berkendara Setiap Variasi Konstanta Redaman

Kecepatan (km/jam)	Ketahanan Berkendara			
	40700 Ns/m	67900 Ns/m	80000 Ns/m	108600 Ns/m
10	>24 jam	>24 jam	>24 jam	>24 jam
20	>24 jam	>24 jam	>24 jam	>24 jam
30	8,3 jam	11,5 jam	11,8 jam	12 jam
40	6,5 jam	6,2 jam	5,7 jam	5,6 jam
50	6,5 jam	4,7 jam	4 jam	2,2 jam
60	5,5 jam	4 jam	2,6 jam	1 jam
70	5 jam	3,2 jam	1,8 jam	30 menit
80	4 jam	2,7 jam	1,5 jam	26 menit
90	4 jam	2,5 jam	1 jam	16 menit
100	3,5 jam	2 jam	1 jam	16 menit

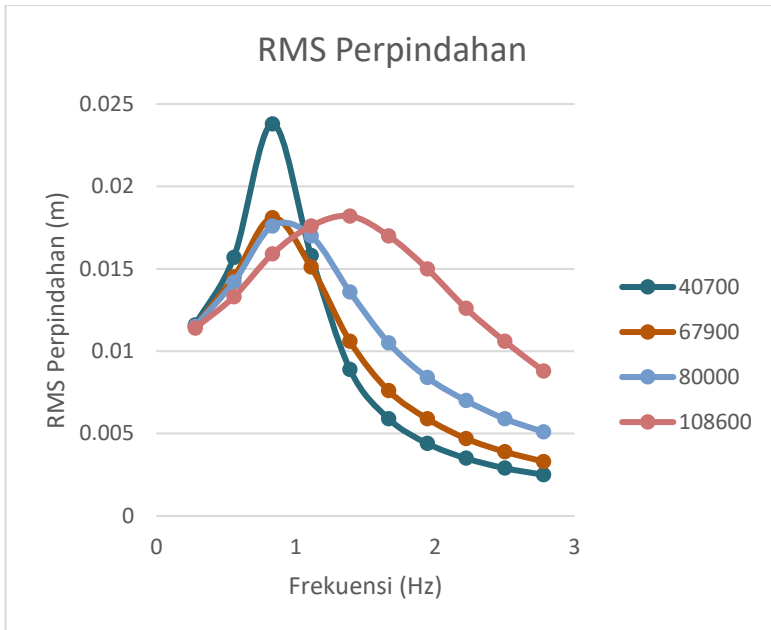
4.3.3 Perbandingan RMS Perpindahan Setiap Variasi Sistem Suspensi Seperempat Kendaraan

Berikut merupakan data RMS perpindahan kendaraan hasil simulasi pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan penggunaan variasi konstanta redaman suspensi sekunder yang disimulasikan pada variasi kecepatan kendaraan 10 km/jam hingga 100 km/jam dengan kenaikan setiap 10 km/jam dan dengan mengasumsikan λ (panjang jalan) sebesar 10 m yang ditunjukkan pada tabel 4.10.

Tabel 4. 10 Nilai RMS Perpindahan dari Sistem Seperempat Kendaraan

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Perpindahan (m/s^2)			
		40700 Ns/m	67900 Ns/m	80000 Ns/m	108600 Ns/m
10	0,278	0,0116	0,0115	0,0115	0,0114
20	0,556	0,0157	0,0145	0,0142	0,0133
30	0,833	0,0238	0,0181	0,0176	0,0159
40	1,111	0,0158	0,0151	0,017	0,0176
50	1,389	0,0089	0,0106	0,0136	0,0182
60	1,667	0,0059	0,0076	0,0105	0,017
70	1,944	0,0044	0,0059	0,0084	0,015
80	2,222	0,0035	0,0047	0,007	0,0126
90	2,5	0,0029	0,0039	0,0059	0,0106
100	2,778	0,0025	0,0033	0,0051	0,0088

Grafik perbandingan nilai RMS perpindahan dari respon kendaraan setiap variasi konstanta redaman dapat dilihat pada gambar 4.16.

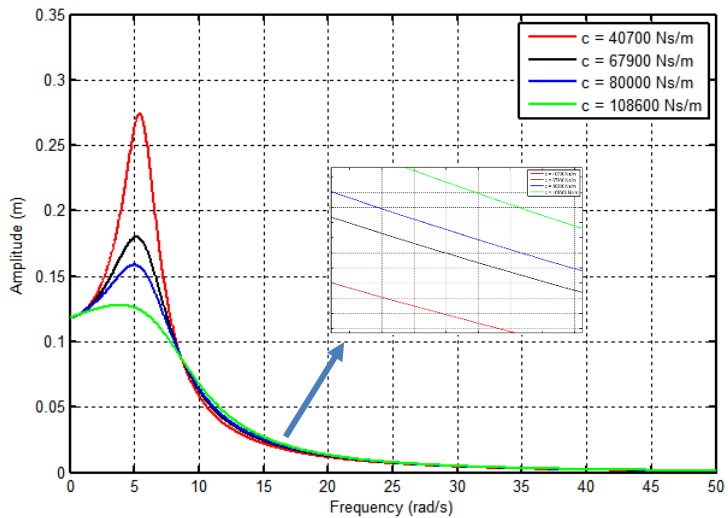


Gambar 4. 16 Perbandingan RMS Perpindahan dari Respon Kendaraan dengan Menggunakan Sistem Seperempat Kendaraan

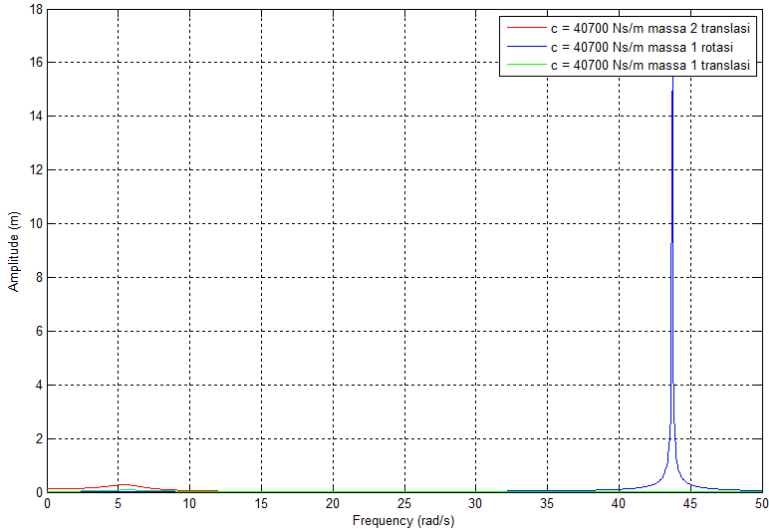
Dari gambar 4.16 grafik RMS perpindahan tersebut dapat diketahui bahwa setiap variasi konstanta redaman sistem suspensi sekunder kereta api memiliki *trendline* grafik yang sama. Hampir semua variasi nilai koefisien redaman pada grafik tersebut mengalami kenaikan hingga kecepatan 30 m/s atau frekuensi 0,833 Hz, kecuali pada koefisien redaman 108600 Ns/m, mengalami kenaikan hingga kecepatan 50 m/s atau frekuensi 1,111 Hz. Lalu kemudian semua grafik mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya kecepatan. Dari grafik pada gambar 4.16 dapat disimpulkan bahwa pada kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam, kendaraan dengan sistem suspensi dengan konstanta redaman sebesar 40.700 Ns/m memiliki nilai yang cenderung paling baik jika dibandingkan dengan sistem suspensi variasi lainnya karena memiliki nilai RMS perpindahan yang paling rendah.

4.3.4 Bode Diagram

Berikut merupakan bode diagram dari hasil simulasi pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan penggunaan variasi konstanta redaman suspensi sekunder yang disimulasikan pada variasi frekuensi dengan satuan rad/s dan dengan mengasumsikan λ (panjang jalan) sebesar 10 m.



Gambar 4. 17 Bode Diagram dari Sistem Seperempat Kendaraan



Gambar 4. 18 Masing-Masing Frekuensi Natural pada koefisien redaman sebesar 40700 Ns/m

Pada gambar 4.17 di atas merupakan bode diagram yang menunjukkan gain dari sistem seperempat kendaraan kereta api dalam bentuk amplitudo dari masing-masing variasi nilai koefisien redaman. Amplitudo tertinggi terjadi pada saat frekuensi natural pertama terjadi yakni sebesar 5,6005 rad/s, dimana dari grafik tersebut terlihat bahwa nilai koefisien redaman sebesar 108.600 Ns/m merupakan nilai koefisien redaman yang memiliki amplitudo terendah. Namun, kereta api tipe K3 di Indonesia memiliki kecepatan rata-rata 90 km/jam, dimana frekuensi kerjanya yakni sebesar 2.5 Hz atau setara dengan 15,7079 rad/s. Pada frekuensi tersebut, nilai koefisien redaman yang memiliki amplitudo terendah yakni 40.700 Ns/m. Sehingga koefisien redaman sebesar 40.700 Ns/m dipilih sebagai acuan untuk pemilihan diameter *orifice* yang baru.

Sedangkan pada gambar 4.18 menunjukkan frekuensi natural dari sistem tersebut terjadi pada frekuensi sebesar 5,6005 rad/s, 35,7114 rad/s, dan 43,7208 rad/s. Pada nilai koefisien redaman yang dipilih, yakni sebesar 40.700 Ns/m, didapatkan nilai amplitudo sebesar 0,2738 m pada frekuensi natural sebesar 5,6005 rad/s, dan sebesar 0,0809 m pada frekuensi natural sebesar 35,7114 rad/s, dan sebesar 15,1614 pada frekuensi natural sebesar 43,7208 rad/s.

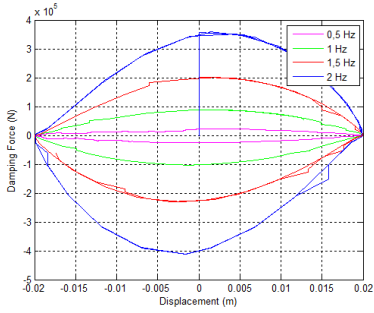
Tabel 4. 11 Nilai amplitudo berdasarkan frekuensi natural pada masing-masing variasi nilai koefisien redaman

Frekuensi Natural (rad/s)	Amplitudo (m)			
	40700 Ns/m	67900 Ns/m	80000 Ns/m	108600 Ns/m
5,6005	0,2738	0,18	0,1586	0,1279
35,7114	0,0809	0,0638	0,0606	0,0578
43,7208	15,1614	15,1614	15,1614	15,1614

4.3.5 Respon Dinamis Sistem Suspensi Sekunder

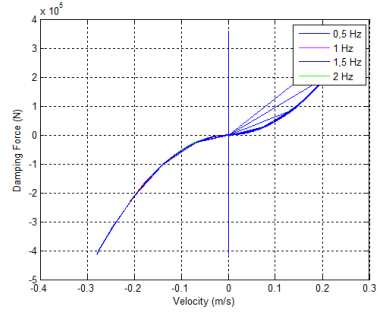
Setelah membahas hasil respon dari simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api dan mendapatkan nilai konstanta redam yang paling baik, langkah selanjutnya yakni membahas respon dari simulasi sistem suspensi sekunder untuk mendapatkan diameter *orifice* yang paling sesuai, dan pada grafik di bawah proses ekspansi ditunjukkan oleh nilai positif, sedangkan proses kompresi ditunjukkan oleh nilai negatif.

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



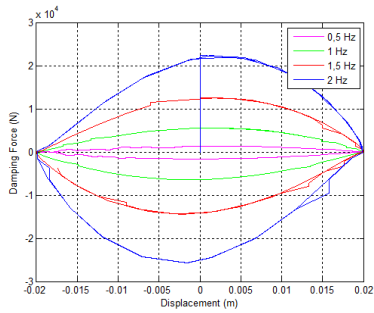
(a)

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



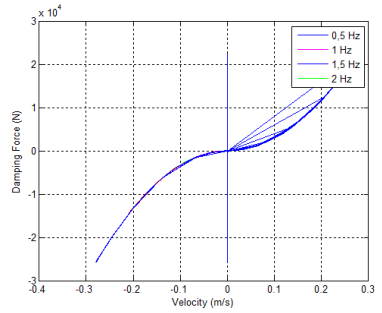
(b)

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



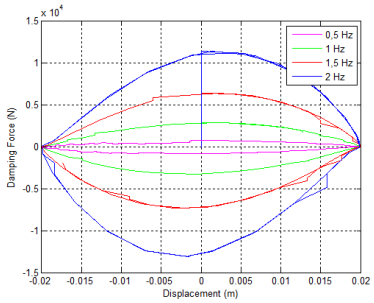
(c)

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



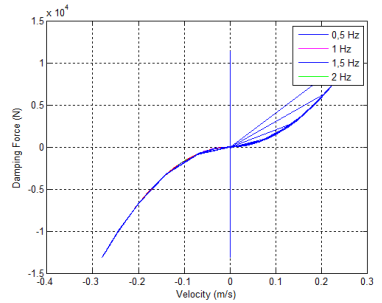
(d)

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2,368 \times 10^{-3} \text{ m}$$

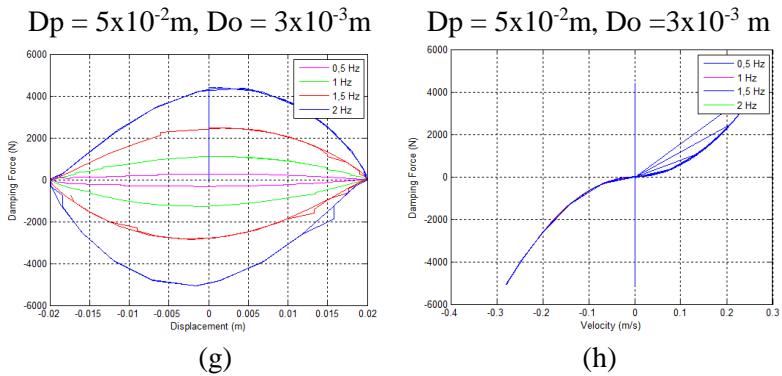


(e)

$$D_p = 5 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2,368 \times 10^{-3} \text{ m}$$



(f)



Gambar 4. 19 Grafik Respon Gaya Redam pada Sistem Suspensi dengan Variasi Frekuensi

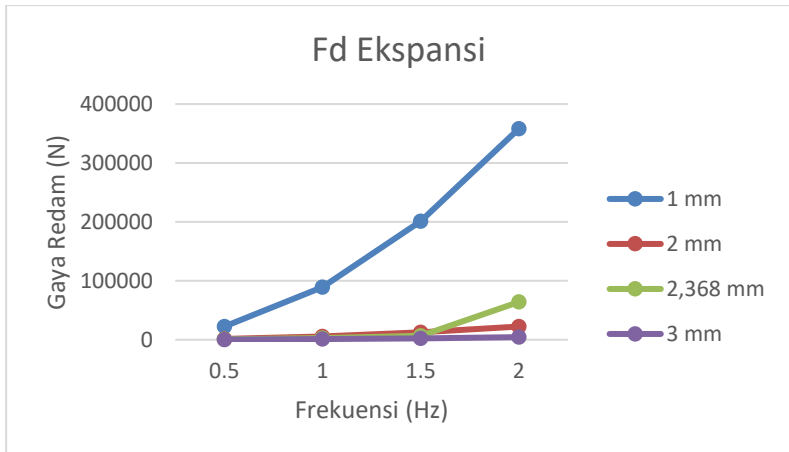
Gambar 4.18 merupakan grafik respon gaya redam ekspansi maupun kompresi terhadap perpindahan (a-c-e-g) dan kecepatan (b-d-f-h) pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 5 \text{ cm}$) dan dengan variasi diameter *orifice* ($D_o = 1-3 \text{ mm}$) dan frekuensi. Pada gambar tersebut siklus ekspansi ditunjukkan oleh nilai positif, sedangkan siklus kompresi ditunjukkan oleh nilai negatif. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz.

Dari variasi diameter *orifice* juga didapatkan data nilai gaya redam siklus ekspansi dan kompresi dari sistem suspensi sekunder pada tabel 4.10.

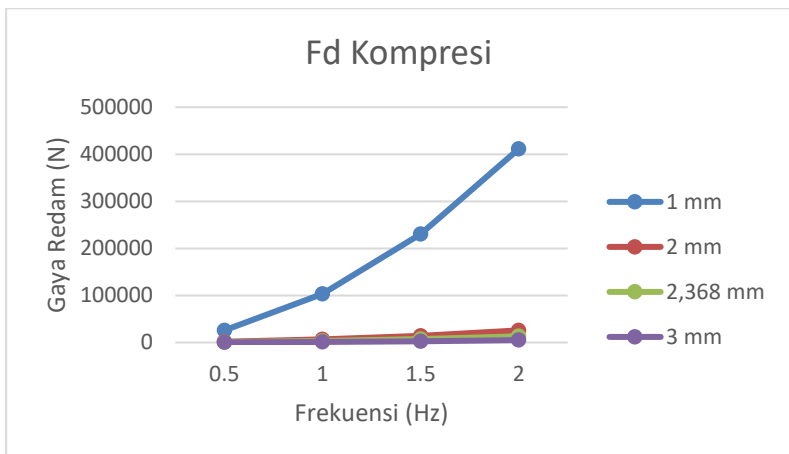
Tabel 4. 12 Nilai Gaya Redam Maksimum pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3\text{mm}$)

Dia Orifice (D_o)	Gaya Redam							
	0,5 Hz		1 Hz		1,5 Hz		2 Hz	
	Kom	Eks	Kom	Eks	Kom	Eks	Kom	Eks
1	25730	22390	103310	89250	230700	201290	411200	357980
2	1608	1399.5	6457	5578	14410	12581	25700	22374
2.368	818.4	712.15	3285	2838	7337	6402	13080	6401.7
3	317.6	276.44	1275	1102	2848	2485	5077	4419

Berdasarkan tabel 4.10 didapatkan grafik seperti yang terlihat pada gambar 4.19 dan gambar 4.20. Grafik gaya redam ekspansi maupun kompresi tersebut menunjukkan pada setiap variasi diameter *orifice* (D_o) memiliki *trendline* yang sama yaitu semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan juga semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, kemudian perpindahan maupun kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Pada grafik tersebut, dapat dilihat bahwa semakin kecil diameter *orifice* yang digunakan, maka akan menyebabkan kecepatan fluida meningkat, sehingga gaya redam yang dihasilkan semakin besar.



Gambar 4. 20 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Sekunder pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3$ mm)



Gambar 4. 21 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Gaya Redam Maksimum yang Dihasilkan dari Sistem Suspensi Sekunder pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3$ mm)

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan terlihat bahwa semakin besar frekuensi, 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 (\dot{x}) juga berbanding lurus dengan gaya redam (F_d), sehingga didapatkan nilai koefisien redam yang terdapat pada Tabel 4.12.

Tabel 4. 13 Nilai Konstanta Redaman pada Masing-Masing Diameter Orifice ($D_o = 1-3\text{mm}$)

Diameter Orifice (m)	Konstanta Redaman (Ns/m)
0,001	1.280.800
0,002	80.050
0,002368	40.710
0,003	15.812

Berdasarkan tabel 4.11 diameter 2,368 mm sesuai dengan konstanta redaman 40.700 Ns/m. Oleh karena itu, diameter *orifice* tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan pada sistem seperempat kendaraan kereta api tipe ekonomi (K3).

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan variasi nilai koefisien redaman dan sistem suspensi sekunder variasi diameter *orifice*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dialami oleh kendaraan untuk konstanta redam 40700 Ns/m memiliki nilai yang paling baik jika dibandingkan variasi konstanta redam lainnya pada kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam.
2. Berdasarkan grafik kenyamanan ISO 2631 ketahanan kendaraan dengan sistem seperempat kendaraan kereta api dengan variasi nilai koefisien redaman paling kecil memiliki nilai yang terbaik, yakni 40700 Ns/m.
3. Semakin kecil nilai diameter *orifice* yang digunakan pada sistem suspensi, akan menghasilkan gaya redam yang semakin besar pula.
4. Diameter *orifice* 2,368 mm merupakan diameter yang sesuai untuk digunakan pada sistem suspensi seperempat kendaraan dengan konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m.

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 seperempat kendaraan kereta api pada jenis variasi lainnya untuk memvalidasi simulasi dari hasil matematis pemodelan.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian pada sistem suspensi jenis lainnya pada kereta api agar dapat diketahui jenis sistem suspensi yang paling efisien untuk sistem peredam kereta api.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kencono, Agung Wahyu. 2014. **Handbook of Energy & Economic Statistics of Indonesia**. Jakarta: Pusdatin ESDM
- [2] ISO : Guide for The Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 1997. International Standart 2631. International Organization for Standarization.
- [3] Dokumen Pribadi PT. INKA. **PT. Industri Kereta Api Indonesia**. Madiun, Indonesia.
- [4] PT. INDUSTRI KERETA API [online].(<http://www.inka.co.id>) akses data Maret 2017
- [5] Maghfiroh, Hari. 2016. Dunia Kereta Suspensi Pada Kereta Api. (<http://www.keretalistrik.com/2016/11/dunia-kereta-suspensi-pada-keretaapi.html>), akses data Maret 2017.
- [6] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition**. Miami: Pearson Education, Inc.
- [7] Kristanto, Yohanes Dhani dan Triwinarno, Yunarko. 2012. *Pemodelan dan Analisa dinamika Energi Terdisipasi pada Gerak Vertikal Suspensi Bogie dan Suspensi Gerbong Kereta Api*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
- [8] Rahmawati, Istina dan Guntur, Harus Laksana. 2016. *Permodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi Hydro-Pneumatic terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
- [9] Wang, W.L., Zhou, Z.R., Yu, D.S., Qin, Q.H., dan Iwnicki, S.. 2016. *Rail vehicle dynamic response to a nonlinear physical 'in-service' model of its secondary suspension hydraulic dampers*. China
- [10] Hakim, Ayu Aulia dan Guntur, Harus Laksana. 2016. *Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan*

Parameter Variable Orifice Sistem Suspensi Hidrolik Terhadap Gaya Redam yang Dihasilkan dan Respon Dinamis Penumpang Pada Sepeda Motor Honda Beat 2009. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

- [11] Tome X. 2012. ***Vertical Suspension Damping Optimization On The Running Behaviour Criterion Of The Railway Vehicle.*** Romania: University Politechnica Of Bucharest.

BIODATA PENULIS



Dewani Intan Asmarani Permana dilahirkan di Surabaya, 23 September 1995 sebagai putri bungsu dari pasangan Drs. Maryanto dan Endah Kusmiati. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK Ruwabi Surabaya pada tahun 1999-2001. Penulis kemudian melanjutkan pendidikannya di SDN Jemur Wonosari I/417 Surabaya pada tahun 2001-2007, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMPN 13 Surabaya pada tahun 2007-2010, dan kemudian melanjutkan di

SMAN 16 Surabaya pada tahun 2010-2013. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Undangan.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga pernah menjadi asisten dosen untuk mata kuliah Elemen Mesin I. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff Divisi Hubungan Luar di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) pada tahun 2014-2015. Pada tahun 2015-2016, penulis aktif menjadi Kabiro Hubungan Internal Divisi Hubungan Luar Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM).

Dalam rangka pengaplikasian keilmuan teknik mesin, penulis pernah melaukan kerja praktik serta magang praktik di PT. ASI PUDJIASTUTI AVIATION, PT. INDUSTRI KERETA API, serta PT. BAMBANG DJAJA. Selain itu, penulis turut berperan aktif dalam beberapa penelitian di bawah naungan laboratorium vibrasi dan sistem dinamis. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email intanasmarani13@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”