

TUGAS AKHIR - TM 141585

PERANCANGAN ULANG DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631

BAYU ESTU SUPRAYOGI NRP 2111 100 084

Dosen Pembimbing Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M Sc., PhD

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

REDESIGN AND ANALYSIS OF MULTIPURPOSE RURAL VEHICLE SUSPENSION SYSTEM USING ISO 2631 STANDARD

BAYU ESTU SUPRAYOGI NRP 2111 100 084

Supervisor Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M Sc., PhD

Mechanical Engineering Department Faculty of Industrial Technology Sepuluh Nopember Institute of Technology Surabaya 2015

PERANCANGAN ULANG DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Jurusan Teknik Mesin

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

BAYU ESTU SUPRAYOGI NRP. 2111 100 084

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

- 1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantia, MSc. PhD (Pembimbing)
 (NIP. 195106051978031002)
- 2. Dr. Unggul Wasiwirono, ST, M.Eng Sc //// (NIP. 197805102001121001)
- 3. Dr. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng (Penguji II)
 (NIP. 197505111999031001)
- 4. Moch. Solichin, ST, MT (NIP.2100201405003)

(Penguji III)

SURABAYA Juni, 2015

PERANCANGAN ULANG DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631

Nama : Bayu Estu Suprayogi

NRP : 2111100084

Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS

Dosen Pembimbing : Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc.,

Ph.D

ABSTRAK

Mobil multiguna pedesaan merupakan proyek kerjasama antara ITS beserta MENRISTEK yang bertujuan untuk mendukung produktifitas masyarakat pedesaan. Idealnya, faktor kenyamanan dan keamanan penumpang merupakan hal yang sangat penting pada kendaraan, dimana sistem suspensi merupakan salah satu bagian penting pada kendaraan yang memegang peranan tersebut. Pada mobil multiguna pedesaan ini, kondisi jalan yang akan dilewati tidak hanya jalan kota, namun juga jalan pedesaan. Selain itu, kondisi beban yang diangkut juga bervariasi, dimana mobil multiguna memang dirancang multiguna dengan variasi box yang berbeda. Oleh karena itu, sistem suspensi harus mampu memberikan kenyamanan dan keamanan dengan berbagai yariasi tersebut.

Pada tugas akhir ini, terdapat dua macam tahapan, yakni tahap redesain dan tahap analisa. Pada tahap redesain, dilakukan perhitungan dan simulasi untuk mencari nilai konstanta kekakuan pegas dan konstanta redaman suspensi yang lebih baik dari suspensi sebelumnya. Nilai konstanta kekakuan pegas dicari dari beban maksimal yang bekerja pada suspensi serta defleksi maksimal suspensi, dimana dalam hal ini beban maksimal adalah gabungan dari beban statis, serta beban dinamis saat kendaraan bergerak lurus mengalami perlambatan maksimum. Nilai konstanta redaman dicari berdasarkan pemodelan half car dengan menggunakan metode state space, kemudian dilakukan simulasi

dengan bantuan *software* dengan variasi rasio redaman $(0,3 < \zeta < 0,7)$ dan input berupa jalan sinusoidal. Hasil simulasi berupa respon RMS percepatan pengemudi pada grafik ISO 2631 yang digunakan sebagai parameter kenyamanan, serta prosentase ban menapak jalan yang digunakan sebagai parameter keamanan, dimana nilai konstanta redaman dipilih berdasarkan kedua aspek tersebut. Pada tahap analisa, dilakukan simulasi untuk mencari perbandingan respon kenyamanan dan keamanan dari suspensi hasil perancangan ulang dengan suspensi aktual.

Parameter hasil perancangan ulang antara lain, kekakuan pegas suspensi depan (Ksf) = 53024,26015 N/m, redaman suspensi depan (Csf) = 2675,5 Ns/m, kekakuan pegas suspensi belakang (Ksr) = 40630,38127 N/m, dan redaman suspensi belakang (Csr) = 2342 Ns/m. Hasil analisa perbandingan respon suspensi perancangan ulang dan aktual menunjukkan, bahwa dengan input profil jalan sinusoidal yang mempunyai amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 50 cm serta polisi tidur dengan dimensi sesuai ketentuan menteri perhubungan nomor 3 tahun 1994, perencanaan suspensi menghasilkan kenyamanan dan kemampuan menapak jalan yang lebih baik daripada suspensi aktual.

Kata Kunci : Sistem Suspensi, Kenyamanan, Keamanan, Half Car. ISO 2631



REDESIGN AND ANALYSIS OF MULTIPURPOSE RURAL VEHICLE SUSPENSION SYSTEM USING ISO 2631 STANDARD

Name : Bayu Estu Suprayogi

NRP : 2111100084

Department : Mechanical Engineering

Academic Supervisor : Prof.Ir.I Nyoman Sutantra,

M.Sc., Ph.D

ABSTRACT

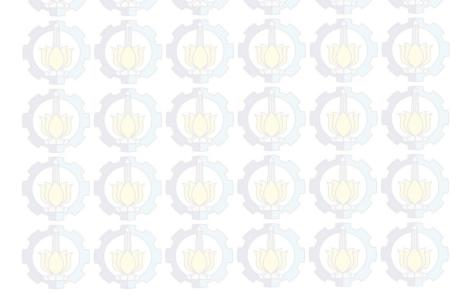
Multipurpose rural vehicle is joint project between ITS and Ministry of Research and Technology to support the productivity of people from rural area. Driver comfort and vehicle safety are important aspects, where the suspension system is one important part of the vehicle that holds those roles. The road this vehicle will be passed is not only the road at urban area, but also the rural area. Moreover, the transported load is also vary, where this multipurpose vehicle is designed multipurpose with different box and different function. Therefore, the suspension system must be able to provide the best compromise between comfort and safety to a wide range of these variations.

In this final project, there are two stage of process, first the suspension redesign and then the analysis of the suspension. At the redesign stage, calculation and simulation is performed to find the better spring stiffness and damper constant. Spring stiffness is calculated based on maximum deflection of the suspension and maximum load, which in this case is combinination from static load and dynamic load when the vehicle is moving straight and braked at the maximum deceleration. The suspension damper is chosen based on half car model using state space method. Then simulation is performed with variation of damping ratio $(0,3 < \zeta < 0.7)$ and sinusoidal road as input. The simulation results are RMS driver acceleration on ISO 2631 graph which is used as comfort parameter, and the

percentage of tire tread which is used as safety parameter. At the analysis stage, simulation is performed to compare the vehicle comfort and safety between the suspension redesign parameter and the previous suspension parameter.

The result of the suspension redesign are, front suspension stiffness (Ksf) = 53024,26015 N/m, front suspension damper (Csf) = 2675,5 Ns/m, rear suspension stiffness (Ksr) = 40630,38127 N/m, and rear suspension damper (Csr) = 2342 Ns/m. The analysis result using sinusoidal road (amplitude 5 cm and wavelength 50 cm) and bump (dimension based on Ketentuan Menteri Perhubungan Nomor 3 Tahun 1994) as input, is showed that the suspension redesign gives the better comfort and tire tread ability than the previous suspension.

Keywords: Suspension System, Vehicle Comfort, Vehicle Safety, Half Car, ISO 2631



KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr Wh

Puji syukur kehadirat Allah SWT atas rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir strata (S1). Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu persyaratan kelulusan pendidikan sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teksnologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis juga ingin menyampaikan rasa terima kasih yang sangat dalam kepada semua pihak yang telah banyak membantu dan berperan penting pada penyelesaian tugas akhir ini, yaitu:

- 1. Allah SWT yang selalu memberi nikmat kesehatan, rizky dan hidayah sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
- 2. **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD**. yang sudi meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk tidak hentihentinya membimbing dan mendidik penulis hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
- 3. Kedua orang tua penulis yang tak pernah lelah mendoakan, mendidik serta selalu mendukung penulis hingga saat ini
- 4. **Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng, Ph.D** selaku ketua jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
- 5. Dr.Unggul Wasiwitono,ST,M.Eng.Sc, Dr.Harus Laksana Guntur,ST,M.Eng, Ir.Yusuf Kaelani,MSc.E, dan Moch.Solichin,ST,MT selaku dosen penguji dalam seminar proposal dan sidang tugas akhir penulis yang telah memberikan saran, kritik, dan masukan pada laporan tugas akhir ini.
- 6. Nur Ikhwan, ST, M.Eng selaku Dosen Wali penulis.
- 7. Seluruh Staff, Dosen dan Karyawan Teknik Mesin ITS yang telah banyak membantu penulis selama menjadi mahasiswa
- 8. **Diani Wahyuningrum**, sela<mark>ku partner tugas akhir yang menjadi rekan dalam susah senangnya mengerjakan tugas akhir</mark>

- 9. Saudara, teman, rekan, serta sahabat seperjuangan Teknik Mesin **angkatan M-54** yang selalu memberi banyak dukungan kepada penulis dalam berbagai cara, semoga silaturrahmi ini terjaga hingga tutup usia.
- 10. Rekan-rekan "*WAVE secret society*" yang selalu menjadi rumah kedua sekaligus tempat bertukar inspirasi
- 11. Rekan-rekan Laboratorium Desain Otomotif: Daris, Daus, Vicky, Ajeng, Fitri, Viola, Junta, Simen, Angga, Mukhlis, Azhar, Sawung, Aul, Indira, Fey, Mas Tomi, Mas Jatmiko "Sujat", Mas Irfan "CakGun", Mas Ryan "Gosilink", dan rekan-rekan yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.
- 12. Seluruh pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.

Besar harapan agar tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi kehidupan dan siapa saja yang membutuhkan. Penulis menyadari masih banyaknya kekurangan dalam tugas akhir ini, oleh sebab itu penulis memohon maaf sebesar-besarnya, sekaligus tak hentihentinya menunggu kritik dan saran untuk memperbaiki lagi. Wassalamualaikum Wr. Wb.

Surabaya, Juni 2015
Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	ix
BAB I PENDAHULUAN	
I.1 Latar Belakang	1
I.2 Perumusan Masalah	2
I.3 Tujuan Penelitian	2
I.4 Batasan Masalah	2 3
I.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
II.1 Sistem Suspensi	5
II.1.1 Pengertian dan Komponen Suspensi	5
II.1.2 Tipe Mekanisme Suspensi	8
II.1.2.1 Suspensi Poros Kaku	8
II.1.2.2 Suspensi Independen	8
II.2 Perancangan Sistem Suspensi	11
II.2.1 Kekakuan dan Redaman Ban	12
II.2.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi	13
II.2.3 Perancangan Pegas Ulir untuk Suspensi Depan	15
II.2.4 Perancangan Pegas Daun untuk Suspensi	
Belakang	17
II.2.5 Perancangan Redaman	18
II.2.6 Perhitungan Beban Dinamis	19
II.2.6.1 Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami	
Perlambatan Maksimum	20
II.3 Pemodelan Getaran Kendaraan	22
II.4 Pemodelan Profil Jalan	25
II.4.1 Model Profil Jalan Sinusoidal	25
II.4.2 Model Polisi Tidur (Bump)	26
II.5 Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan	26

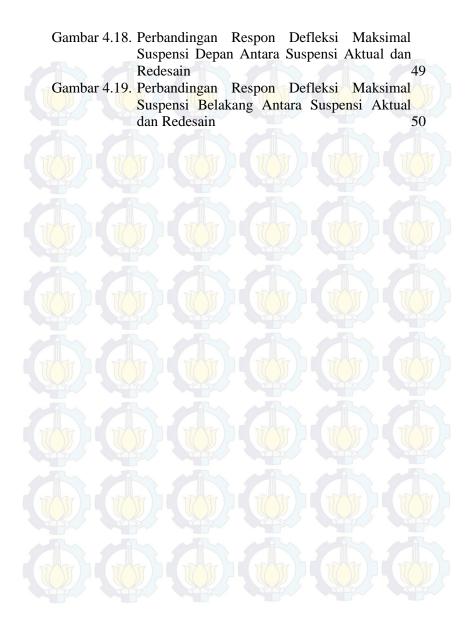
II.5.1 Keamanan Kendaraan	27
II.5.2 Kiteria Standar Kenyamanan ISO 2631	29
II.6 Penelitian Terdahulu	29
II.7 Data Mobil Multiguna Pedesaan	31
II.7.1 Data Teknis Kendaraan	31
II.7.2 Data Variasi Box Kendaraan	32
II.7.2.1 Box untuk Pengangkut Barang	32
II.7.2.2 Box untuk Penumpang dan Mobil Toko	33
BAB III METODOLOGI	
III.1 Prosedur Penelitian	35
III.2 Prosedur Perancangan dan Analisa	35
III.2.1 Desain Sistem Suspensi	35
III.2.2 Analisa Sistem Suspensi	36
III.3 Flowchart Tugas Akhir	37
III.3.1 Flowchart Perancangan Kekakuan Pegas	
Suspensi	37
III.3.2 Flowchart Perancangan Konstanta Redaman	
Suspensi	39
III.3.3 Flowchart Analisa Suspensi dengan Pemodelan	
Half Car	41
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
IV.1 Penyusunan Matriks State Space	43
IV.2 Desain Sistem Suspensi	47
IV.2.1 Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban	47
IV.2.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi	47
IV.2.3 Perhitungan Titik Berat Kendaraan	48
IV.2.3.1 Konfigurasi Mobil Penumpang dan Mobil	
Toko	48
IV.2.3.2 Konfigurasi Mobil Pengangkut Barang	50
IV.2.4 Perhitungan Kekakuan dan Dimensi Pegas	
Suspensi	51
IV.2.5 Penentuan Konstanta Redaman Suspensi	53
IV.3 Analisa Respon Sistem Suspensi	57
IV.3.1 Analisa Kenyamanan	57

IV.3.2 Respon Perbandingan Percepatan RMS	
Pengemudi Antara Suspensi Aktual dan	
Redesain	59
IV.3.3 Respon Perbandingan Kemampuan Ban	
Menapak Jalan Antara Suspensi Aktual dan	
Redesain	60
IV.3.4 Pengaruh Variasi Panjang Gelombang (Lambda)	
pada Respon Kenyamanan Pengemudi	60
IV.3.5 Respon Perpindahan Sprung dan Unsprung pada	
Suspensi Aktual	63
IV.3.6 Respon Perpindahan Sprung dan Unsprung pada	
Suspensi Redesain	65
IV.3.7 Defleksi Suspensi Depan	67
IV.3.8 Defleksi Suspensi Belakang	69
IV.3.9 Defleksi Maksimal Suspensi Depan	69
IV.3.10 Defleksi Maksimal Suspensi Belakang	71
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
V.1 Kesimpulan	73
V.2 Saran	74
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN // \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Pegas Ulir	7
Gambar 2.2.	Pegas Daun	8
Gambar 2.3.	Pegas Puntir	8
Gambar 2.4.	Mekanisme Suspensi Poros Kaku	9
Gambar 2.5.	Suspensi Independen Jenis McPherson	10
Gambar 2.6.	Suspensi Independen Jenis Double Wishbone	13
Gambar 2.7.	Suspensi Independen Jenis Trailing Arm	14
Gambar 2.8.	Suspensi Independen Jenis Multilink	15
Gambar 2.9.	Model Kendaraan Half Car	15
Gambar 2.10.	Free Length dan Solid Length Pegas Ulir	16
Gambar 2.11.	Simply supported leaf spring	16
Gambar 2.12.	Pengaruh Konstanta Redaman pada Respon	n
	Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan	19
Gambar2.13.	Free Body Diagram Kendaraan Bergeral	k
	Lurus Mengalami Perlambatan	19
Gambar 2.14.	Model Kendaraan Half Car	23
Gambar 2.15.	Model Profil Jalan Sinusoidal	26
Gambar 2.16.	Dimensi Standar Polisi Tidur (sumber	1
	Keputusan Menteri Perhubungan No.3)	19
Gambar 2.17.	Model Profil Trapesoidal	28
Gambar 2.18.	Grafik Kenyamanan ISO 2631	29
Gambar 2.19.	Dimensi Box untuk Pengangkut Barang	30
Gambar 2.20.	Box untuk Pengangkut Barang Ketika Dalan	n 🤍
	Keadaan Dilepas	30
Gambar 2.21.	Dimensi Box untuk Penumpang dan Mobi	1
	Toko	31
Gambar 2.22.	Box untuk Penumpang dan Mobil Toko	0
	Ketika Dalam Keadaan Dilepas	31
Gambar 4.1.	Perbedaan bending mode shape pada titik uji	32
Gambar 4.1.	Free Body Diagram Mobil Multiguna dengar	n
	Box Penumpang/Mobil Toko	34
Gambar 4.2.	Free Body Diagram Mobil Multiguna dengar	n
	Box Pengangkut Barang	36

Gambar 4.3.	Profil Jalan Sinusoidal 37
Gambar 4.4.	Respon Percepatan RMS Pengemudi untuk
	Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi 38
Gambar 4.5.	Respon Prosentase Ban Depan dan Belakang
	Menapak Jalan untuk Beberapa Variasi Rasio
	Redaman Suspensi 38
Gambar 4.6.	Profil Bump 39
Gambar 4.7.	Pengaruh Tipe Bantalan Kursi pada Tingkat
	Kenyamanan Pengemudi 39
Gambar 4.8.	Perbandingan Respon Percepatan RMS
	Pengemudi 41
Gambar 4.9.	Perbandingan Respon Kemampuan Ban
	Menapak Jalan 41
Gambar 4.10.	Pengaruh Lambda pada Respon Kenyamanan
	Pengemudi 42
Gambar 4.11.	Respon Perpindahan Massa Sprung dan
	Unsprung pada Suspensi Aktual Akibat
	Eksitasi Jalan Sinusoidal 42
Gambar 4.12.	Respon Perpindahan Massa Sprung dan
	Unsprung pada Suspensi Aktual Akibat
	Eksitasi Polisi Tidur 43
Gambar 4.13.	Respon Perpindahan Massa Sprung dan
	Unsprung pada Suspensi Redesain Akibat
	Eksitasi Jalan Sinusoidal 44
Gambar 4.14.	Respon Perpindahan Massa Sprung dan
	Unsprung pada Suspensi Redesain Akibat
	Eksitasi Polisi Tidur 44
Gambar 4.15.	Perbandingan Respon Defleksi Suspensi
	Depan Antara Suspensi Aktual dan Redesain
	Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal dan Polisi
	Tidur 45
Gambar 4.17.	Perbandingan Respon Defleksi Suspensi
	Belakang Antara Suspensi Aktual dan
	Redesain Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal dan
	Polici Tidur 47



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	Data Redaman Ban Hasil Percobaan Philips 48
Tabel 2.2.	Data Parameter Kekakuan dan Redaman dari Tujuh Macam Bantalan Kursi
Tabel 2.3.	Data Parameter Kekakuan dan Redaman dari
	Tujuh Macam Bantalan Kursi 51
Tabel 4.1.	Perhitungan Beban Statis dan Dinamis 53
Tabel 4.2.	Perhitungan Konstanta Kekakuan Pegas Suspensi 54
Tabel 4.3.	Hasil Perhitungan Dimensi dan Material
THE WAY	Pegas Ulir Suspensi Depan 55
Tabel 4.4.	Hasil Perhitungan Dimensi dan Material
	Pegas Daun Suspensi Belakang 57
Tabel 5.1.	Spesifikasi Perancangan Pegas Suspensi
Tabel 5.2.	Depan 67 Spesifikasi Perancangan Pegas Suspensi
Tabel 3.2.	Belakang 67

BAB I PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Saat ini kemajuan teknologi alat transportasi telah mengalami perkembangan yang pesat. Perkembangan yang terjadi berasal dari permintaan konsumen yang menginginkan kendaraan yang lebih baik, dan juga karena semakin menipisnya persediaan bahan bakar minyak sebagai bahan bakar utama kendaraan. Dalam hal ini, ITS beserta MENRISTEK mengembangkan produk otomotif mobil multiguna pedesaan dengan tujuan untuk mendukung produktifitas masyarakat pedesaan. Idealnya, faktor kenyamanan dan keamanan penumpang merupakan hal yang penting pada kendaraan, dimana sistem merupakan salah satu bagian penting pada kendaraan yang memegang peranan dalam kenyamanan dan keamanan berkendara.

Sistem suspensi adalah komponen penghubung badan kendaraan dengan roda, dengan tujuan untuk melindungi badan kendaraan dari kejutan-kejutan yang ditimbulkan oleh keadaan jalan, sehingga memberikan kenyamanan bagi pengendara. Kondisi ideal yang ingin diperoleh dari kenyamanan adalah kemampuan pengendara untuk menahan getaran akibat eksitasi jalan tanpa mengalami kelelahan. Namun, kondisi ini tidak mungkin diperoleh, sehingga perlu dilakukan pendekatan untuk meminimumkan gangguan akibat kondisi jalan dengan memasang suspensi yang sesuai.

Pada mobil multiguna pedesaan ini, kondisi jalan yang akan dilewati tidak hanya jalan kota, namun juga jalan pedesaan dengan kondisi yang berbeda. Selain itu, kondisi beban yang diangkut juga bervariasi, dimana mobil GEA memang dirancang multiguna dengan variasi box yang berbeda. Oleh karena itu, sistem suspensi harus mampu memberikan kenyamanan dan keamanan dengan berbagai variasi tersebut.

Dalam tugas akhir ini, dilakukan perancangan ulang sistem suspensi yang didasarkan pada pemodelan *half car* untuk mengetahui nilai kekakuan pegas berdasarkan variasi kondisi pembebanan serta konstanta peredam berdasarkan aspek kenyamanan dan keamanan pada profil jalan pedesaan. Sehingga, penelitian ini dapat digunakan sebagai pertimbangan sistem suspensi yang sesuai untuk mobil multiguna pedesaan untuk pengembangan selanjutnya.

I.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, maka permasalahan yang ingin diselesaikan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- 1. Bagaimana mendapatkan nilai kekakuan pegas suspensi (k) berdasarkan beban statis dan dinamis dari tiga variasi pembebanan mobil multiguna.
- 2. Bagaimana mendapatkan nilai konstanta redaman suspensi (c) yang lebih baik dari segi kenyamanan dan keamanan dari suspensi yang sudah ada sebelumnya.

I.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini sebagai berikut:

- 1. Untuk mendapatkan nilai kekauan pegas suspensi (k) berdasarkan beban statis dan dinamis dari tiga yariasi pembebanan mobil multiguna.
- 2. Untuk mendapatkan nilai konstanta redaman suspensi (c) yang lebih baik dari segi kenyamanan dan keamanan dari suspensi yang sudah ada sebelumnya.

I.4 Batasan Masalah

Agar penulisan tugas akhir ini lebih terarah, maka perlu diberikan beberapa batasan dalam penelitian, yaitu:

1. Model kendaraan yang digunakan dalam perancangan dan pemodelan suspensi adalah model *half car*.

- 2. Beban dinamis hanya diambil saat kendaraan bergerak lurus mengalami perlambatan maksimum.
- 3. Konstanta pegas dan redaman suspensi dianggap linier.
- 4. Ban yang digunakan adalah ban tipe radial.
- 5. Konstanta redaman ban menggunakan hasil percobaan oleh *Philips* dengan tipe ban radial ukuran 165x13.
- 6. Kekakuan dan redaman kursi diambil dari hasil percobaan *Yasmin Garcia-Mendez*, BS., dan rekan-rekannya.
- 7. Analisa respon kendaraan hanya memperhatikan gaya-gaya arah vertikal dengan asumsi kendaraan bergerak dengan kecepatan konstan.
- 8. Analisa kenyamanan berdasarkan standar kenyamanan ISO 2631.
- 9. Profil jalan pedesaan dimodelkan sinusoidal dengan amplitudo 5 cm dan panjang gelombang (λ) 50 cm.
- 10. Profil polisi tidur dimodelkan trapesoidal dengan tinggi (H) = 12 cm dan kelandaian 15 % sesuai dengan ketentuan menteri perhubungan nomor 3 tahun 1994.

I.5 Manfaat Penelitian

Hasil yang diperoleh dalam tugas akhir ini diharapkan sebagai pertimbangan dalam perancangan kendaraan multiguna pedesaan sehingga informasi dari hasil penelitian diharapkan mampu:

- 1. Menjadi pertimbangan untuk mengembangkan mobil multiguna pedesaan dalam memilih suspensi yang ada dipasar sehingga dapat dicapai kondisi kenyamanan dan keamanan yang lebih baik dari suspensi yang sudah ada sebelumnya.
- 2. Digunakan sebagai referensi perancangan suspensi pasif.



BAB II TINJAUAN PUSTAKA

II.1 Sistem Suspensi

II.1.1 Pengertian dan Komponen Suspensi

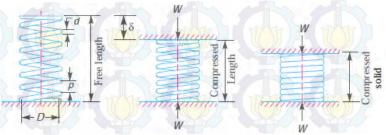
Dalam suatu perancangan ataupun pada penggunaaan sebuah kendaraan, terdapat beberapa hal yang sangat diperhatikan. Salah satunya adalah sistem suspensi dari kendaraan tersebut. Sistem suspensi merupakan kumpulan komponen tertentu yang berfungsi meredam kejutan, getaran yang terjadi pada kendaraan akibat permukaan jalan yang tidak rata yang dapat meningkatkan kenyamanan berkendara dan pengendalian kendaraan.

kendaraan terletak diantara Sistem suspensi bodi (kerangka) dan roda. Sistem ini mampu menumpu atau menahan berat kendaraan (beban statis) dan juga mampu menyerap beban dinamis yang terjadi secara tiba-tiba. Selain itu, sistem suspensi juga menstabilkan kondisi kendaraan dalam segala kondisi pengendaraan, seperti saat pembelokan, pengereman dan saat kendaraan melaju dalam kecepatan yang tinggi. Semakin baik sistem suspensi sebuah kendaraan, maka semakin kecil efek yang dirasakan oleh pengendara walaupun berjalan di jalanan kasar. Dalam sistem suspensi ini, terdapat beberapa komponen pembangunnya. Beberapa komponen tersebut adalah sebagai berikut:

a) Pegas

Merupakan komponen yang memiliki sifat elastis. Pegas berfungsi untuk menerima getaran atau goncangan roda akibat dari kondisi jalan yang dilalui. Pegas ini akan melawan massa yang bekerja padanya saat massa tersebut bergerak. Pegas dapat dikatakan sebagai penahan dari sebuah gaya yang terjadi. Saat suatu massa mengalami perubahan gerak maka pegas ini akan mendorongnya untuk kembali ke posisi semula. Dalam sistem suspensi, terdapat beberapa jenis pegas yang biasa digunakan, yaitu:

• Pegas ulir (*coil spring*), dikenal juga dengan nama "per keong" memiliki bentuk spiral, seperti ditunjukkan pada gambar 2.1. Jenis yang digunakan adalah pegas ulir tekan atau pegas ulir untuk menerima beban tekan. Pegas ini dibentuk dari kawat yang dililit sehingga berbentuk spiral.

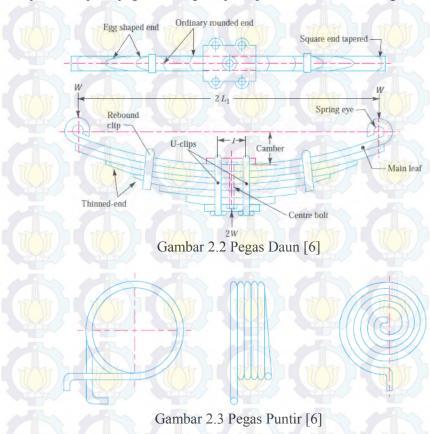


Gambar 2.1 Pegas Ulir [6]

- Pegas daun (*leaf spring*) terdiri dari satu atau beberapa lembar plat yang disusun menyerupai daun, seperti ditunjukkan pada gambar 2.2. Pegas ini umumnya digunakan pada kendaraan dengan daya angkut besar, seperti truk, bus, dan trailer. Konstruksi pegas daun umumnya terdiri dari 3 sampai 10 lembar plat baja tipis yang disusun dengan urutan plat yang paling panjang terletak pada bagian paling atas dan makin ke bawah makin pendek. Pada plat bagian atas, bagian ujungnya digulung sehingga menyerupai mata pegas, yang nantinya akan dikaitkan ke rangka kendaraan.
- Pegas puntir (torsion bar spring) seperti ditunjukkan pada gambar 2.3 adalah pegas yang pembebanannya berdasarkan gaya yang menyebabkan momen puntir. Pegas ini umumnya digunakan pada kendaraan dengan beban tidak terlalu berat.
- b) Peredam

Peredam kejut berfungsi untuk meredam beban kejut atau getaran yang diterima pegas. Peredam ini merupakan alat untuk mengkonversikan energi dari gerak menjadi termal. Alat yang biasa digunakan sebagai peredam adalah *shock absorber*. Dengan

alat ini, saat terjadi gerakan dari kendaraan, terdapat energi potensial pada pegas, sedangkan pada peredam ini akan hilang.



c) Lengan suspensi (suspension arm)

Komponen ini hanya terdapat pada sistem suspensi independen, terpasang pada bodi atau rangka kendaraan, dan berfungsi untuk memegang rangka roda kerndaraan. Pergerakan yang kompleks pada roda dapat sinkron dengan pergerakan-pergerakan lengan suspensi, karena terdapat *ball joint* pada pengikatan lengan suspensi dengan rangka roda.

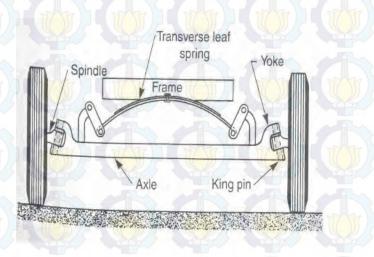
d) Ball Joint

Fungsi *ball joint* antara lain sebagai sumbu putaran roda, dan juga menerima beban vertikal maupun lateral. Di dalam *ball joint* terdapat pelumas (*grease*) untuk melumasi bagian yang bergesekan.

II.1.2 Tipe Mekanisme Suspensi

II.1.2.1 Suspensi Poros Kaku (Dependent suspension)

Pada tipe ini, suspensi hanya berupa poros kaku yang dilengkapi dengan pegas daun dan kingpin. Sehingga, pergerakan roda satu dengan lainnya yang terhubung dengan satu poros akan saling mempengaruhi. Mekanisme suspensi ini ditunjukkan pada gambar 2.4. Keuntungan dari tipe suspensi ini adalah mampu untuk menahan beban berat, namun tidak mempunyai gerakan fleksibel.



Gambar 2.4 Mekanisme Suspensi Poros Kaku [10]

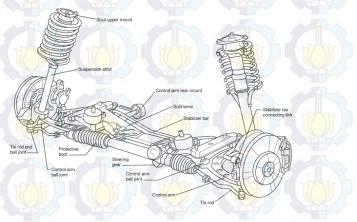
II.1.2.2 Suspensi Independen

Pada sekitar tahun 1930-an, mekanisme suspensi independen mulai menggantikan sistem suspensi dependent,

dimana sistem suspensi ini menggunakan *arm* pengendali. Keuntungan dari tipe suspensi ini adalah memungkinkan pergerakan sisi kanan dan kiri secara bebas tanpa mempengaruhi satu sama lain, namun kemampuan menahan beban tidak mampu sebesar suspensi poros kaku.

Terdapat beberapa jenis suspensi independen, antara lain : *McPherson*

Mekanisme suspensi independen jenis McPherson dapat dilihat pada gambar 2.5, dimana jenis suspensi ini merupakan jenis suspensi yang umum dipakai untuk suspensi depan pada kendaraan saat ini, meskipun tingkat kenyamanan berada dibawah jenis double wishbone, karena lebih sederhana dan mudah dimanufaktur.

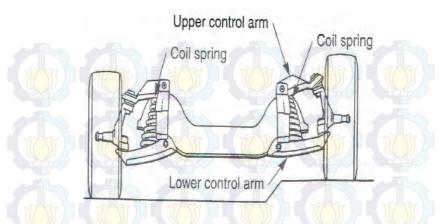


Gambar 2.5 Suspensi Independen Jenis McPherson [10]

b) Double Wishbone

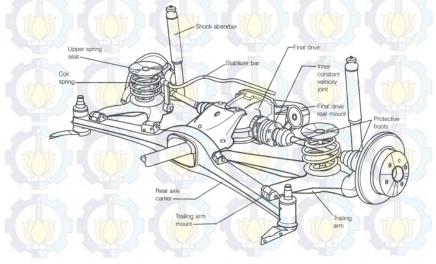
a)

Mekanisme suspensi independen jenis *double wishbone* dapat dilihat pada gambar 2.6. Jenis suspensi ini menggunakan dua buah *arm* pengendali, yaitu *upper* dan *lower arm*. Mekanisme ini umum digunakan pada suspensi depan kendaraan ringan.



Gambar 2.6 Suspensi Independen Jenis Double Wishbone [10]

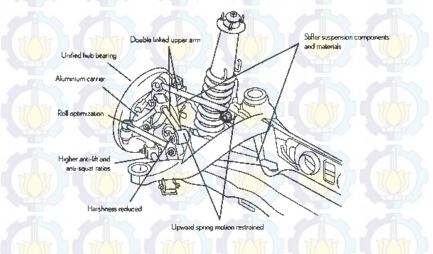
c) Trailing Arm
Mekanisme trailing arm dapat dilihat pada gambar 2.7,
dimana jenis suspensi ini merupakan mekanisme suspensi
independen yang digunakan pada suspensi belakang.



Gambar 2.7 Suspensi Independen Jenis *Trailing Arm* [10]

d) Multilink

Mekanisme *multilink* dapat dilihat pada gambar 2.8. Jenis suspensi ini hampir sama dengan jenis *trailing arm*, yang merupakan mekanisme suspensi independen yang digunakan pada suspensi belakang.



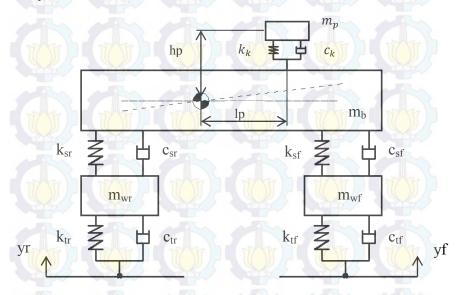
Gambar 2.8 Suspensi Independen Jenis Multilink [10]

II.2 Perancangan Sistem Suspensi

Perancangan sistem suspensi bertujuan untuk mendapatkan nilai kekakuan pegas suspensi dan konstanta redaman serta dimensi-dimensi suspensi. Dalam perancangan sistem suspensi pada penelitian ini, digunakan model *half car* seperti gambar 2.9.

Pemodelan kendaraan half car dilakukan karena dalam kondisi aktual, momen pitching saat mengalami perlambatan dapat berpengaruh pada suspensi depan yang dapat mempengaruhi aspek kenyamanan penumpang dan keamanan. Pemodelan kendaraan half car pada penelitian ini terdiri dari 3 massa, yaitu massa sprung (massa bodi kendaraan), massa unsprung (massa roda) dan massa penumpang. Massa penumpang

ditumpu oleh pegas dan peredam dari kursi yang tersambung pada massa *sprung*. Massa *sprung* ditumpu oleh suspensi yang terdiri dari pegas dan peredam kemudian tersambung dengan roda. Dalam hal ini, roda dimodelkan sebagai massa dengan pegas dan peredam.



Gambar 2.9 Model Kendaraan Half Car

II.2.1 Kekakuan dan Redaman Ban

Sebelum melakukan perancangan suspensi, maka harus dicari nilai kekauan dan redaman ban, karena dalam penelitian ini, ban dimodelkan sebagai pegas dan peredam.

Philips dalam pengujiannya, telah menemukan persamaan yang dapat menghitung nilai kekakuan ban bias dan radial tergantung pada tekanannya. Persamaan tersebut adalah:

e) Untuk ban bias

$$K_t = 100.0 + 41.6667 \text{ (Pi)}$$
 (2.1)

f) Untuk ban radial

$$K_t = 430,0 + 27,9167 \text{ (Pi)}$$
 (2.2)

dimana : K_t : Kekakuan ban (lb/in)

Pi : Tekanan ban (psi)

Untuk mendapatkan nilai redaman dari ban, tidak ada perumusan analitis, sehingga harus dilakukan percobaan. *Philips* telah melakukan percobaan untuk mendapatkan nilai redaman dari beberapa tipe dan ukuran ban. Berikut tabel hasil percobaannya:

Tabel 2.1 Data Redaman Ban Hasil Percobaan *Philips*

Jenis Ban	Tekanan Ban (psi)	Koefisien Redaman (kN.s/m)			
	15	4.59			
D D	20	4.89			
Ban Bias 5.6x13	25	4.52			
	30	4.09			
	35	4.09			
	15	4.45			
	20	3.68			
Ban Radial	25	3.44			
165x13	30	3.43			
	35	2.86			

II.2.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Dalam penelitian ini, kursi pengemudi akan dimodelkan dengan pegas dan peredam yang menumpu massa pengemudi. Untuk nilai parameter kekakuan dan redaman kursi, tidak ada perumusan analitis, sehingga dilakukan percobaan.

Salah satu contoh percobaan tersebut dilakukan oleh *Yasmin Garcia-Mendez, BS.*, dan rekan-rekannya yang melakukan percobaan untuk berbagai macam tipe bantalan kursi kendaraan, dengan menggunakan *force actuator* dan sensor *accelerometer* untuk mendapatkan respon getaran dari kursi, yang kemudian didapatkan nilai parameter kekakuan dan redamannya. Rangkuman hasil percobaan ini dapat dilihat pada tabel 2.2.

Tabel 2.2 Data Parameter Kekakuan dan Redaman dari Tujuh Macam Bantalan Kursi

Load (N)		Vector with Vicair		Meridian Wave		ROHO H <mark>IGH</mark> PROFILE		Jay J2 Deep Contour	
	K	C	K	C	K	C	K	C	
400	50,3	478	50,5	322	51,74	475	27,9	406	
500	59,4	542	57,6	337	64,84	596	28,7	377	
600	71,6	665	64,8	372	77,39	688	36,9	508	
700	80,9	748	69,7	392	86,47	760	36,1	522	
800	95	840	76	397	94,22	834	40	571	
Rate of Increase/ 100 N	12	101	6,97	21	10,63	91	2,82	43	
Load (N)	ROHO LOW PROFILE		Zoombang Protective Gear with Foam		Comfort Mate Foam)	
	K	C	K	C	K	C			
400	56,7	602	74,2	727	76,14	696			
500	62,1	708	94,9	938	93,07	908			
600	64,5	835	117	1,1	115,5	1,1			
700	65,9	855	142	1,3	143,2	1,4			
800	68,6	1	175	1,5	183,2	1,7	W		
Rate of Increase/ 100 N	3,44	93	22,8	189	24,45	240			

II.2.3 Perancangan Pegas Ulir untuk Suspensi Depan

1. Solid Length

Kondisi pegas dikatakan *solid* dalam hal ini adalah jika pegas terkompresi hingga *coil* saling bersentuhan satu sama lain sehingga seolah pegas membentuk sebuah silinder solid, seperti digambarkan pada gambar 2.11.

Persamaan untuk mencari *solid length* dari suatu pegas tekan adalah sebagai berikut:

$$L_s = n' \times d \tag{2.3}$$

dimana: n': Total number of coils

d: Diameter of the wire

2. Panjang Bebas (*Free Length*)

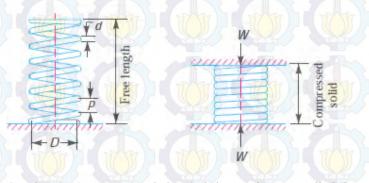
Panjang bebas adalah panjang pegas ketika pegas dalam kondisi bebas dari pembebanan. Panjang bebas ini digambarkan pada gambar 2.10.

Secara matematis panjang bebas dirumuskan sebagai berikut:

 L_F = Solid length + Maximum Compresion + *Clearance between adjacnt coils

= n' d +
$$\delta_{max}$$
 + 0,15 δ_{max} , atau : (2.4)

 $L_F = n' d + \delta_{max} + (n'-1) \times 1 \text{ mm} \qquad (2.5)$ (clearance between adjacent coil is taken as Imm)

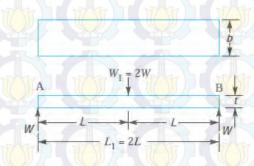


Gambar 2.10 Free Length dan Solid Length Pegas Ulir [6]

3. Spring Index Spring index adalah perbandingan dari diameter coil ratarata dengan diameter kawat. Spring index (C) = D / d(2.6)dimana: D : diameter coil rata-rata d · diameter kawat 4. Spring Rate Spring rate atau konstanta kekakuan dari pegas adalah beban yang diperlukan per unit defleksi dari pegas. Secara matematis dirumuskan: $k = W/\delta$ (2.7)dimana W : Beban δ : Defleksi dari pegas 5. Pitch Pitch dari coil pegas adalah jarak axial antara kedua coil pada saat pegas dalam kondisi tidak terbebani. $= \frac{Free \ Length}{n'-1}, \text{ atau}$ $= \frac{L_F - L_S}{n'} + d$ (2.8)(2.9)dimana: L_F : Free length of the spring L_S : Solid length of the spring n': Total number of coils d: Diameter of the wire 6. Jumlah lilitan aktif Jumlah lilitan aktif dari pegas ulir dirumuskan sebagai berikut: Na = Nt - 1.5Na: Jumlah lilitan aktif dimana: Nt : Jumlah lilitan total 7. Panjang kawat pegas Panjang kawat pegas dirumuskan sebagai berikut: $L = 2\pi RNa$ R: Radius pegas ulir dimana : Na : Jumlah lilitan aktif

Perancangan Pegas Daun untuk Suspensi Belakang

Untuk pegas daun dengan tipe simply supported, maka free body diagram ditunjukkan pada gambar 2.11 sebagai berikut



Gambar 2.11 Simply supported leaf spring [6]

Momen bending maksimum terjadi pada bagian tengah (center), dirumuskan:

$$M = WL \tag{2.10}$$

dimana: W: reaksi pada tumpuan

L : setengah dari panjang daun pegas

Tegangan akibat momen bending pada pegas, dirumuskan:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{WL}{b t^2/6} = \frac{6WL}{b t^2}$$
 (2.11)

dimana:

σ: tegangan akibat momen bending

b: lebar pegas daun

t: tebal pegas daun

Defleksi maksimal pada pegas dengan tumpuan sederhana terletak pada bagian center, dirumuskan:

$$\delta = \frac{W1 (L1)^3}{48 E I} = \frac{(2W)(2L)^3}{48 E I} = \frac{WL^3}{3 E I}$$
 (2.12)

dimana:

δ : defleksi maksimal pegas

 W_1 : total beban yang bekerja pada *center* pegas

daun = 2W

 L_1 : panjang total pegas daun = 2 L

E : modulus elastisitas pegas

· inersia

Pada umumnya, pegas daun tidak terdiri dari satu lembar plat baja, namun dari beberapa lembar plat baja yang disusun. Untuk *n* jumlah plat, maka perumusan tegangan dan defleksi berubah menjadi:

$$\sigma = \frac{6WL}{n b t^2} \tag{2.13}$$

$$\delta = \frac{6WL^3}{nEbt^3} = \frac{\sigma L^2}{Et} \tag{2.14}$$

Sehingga, konstanta kekakuan pegas daun dapat dicari dengan perumusan :

$$k = \frac{Gaya \ maksimal \ yang \ bekerja \ pada \ pegas}{Defleksi \ maksimal \ yang \ terjadi} = \frac{W1}{\delta} \qquad (2.15)$$

II.2.5 Perancangan Redaman

Untuk mengetahui pengaruh peredam terhadap respon suspensi, dapat dilihat pada gambar 2.12 yang menunjukkan pengaruh konstanta redaman pada respon kenyamanan dan keamanan kendaraan. Percepatan massa pengemudi menyatakan kualitas kenyamanan kendaraan, sedangkan kemampuan ban menapak jalan yang direpresentasikan dengan defleksi ban menyatakan tingkat keamanan kendaraan.

Dari gambar 2.12 terlihat bahwa nilai redaman mempunyai pengaruh yang berbeda pada kenyamanan dan keamanan. Semakin kecil nilai *road holding*, semakin bagus kestabilan kendaraan, dan semakin kecil percepatan bodi kendaraan, semakin nyaman kendaraan tersebut, dimana kedua hal ini saling bertolak belakang.

Jika dilihat kurva pada gambar 2.12, ada suatu kondisi dimana nilai redaman dapat memberikan respon yang bagus untuk kenyamanan dan keamanan kendaraan. Untuk mendapatkan nilai redaman ini, maka perlu dilakukan simulasi untuk berbagai rasio redaman.

Rasio redaman dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\zeta = \frac{c}{cc} \tag{2.16}$$

dimana : C : konstanta redaman suspensi

 C_c : konstanta redaman critical suspensi

Dengan nilai konstanta redaman *critical* sistem getaran 1 DOF didapatkan melalui perumusan:

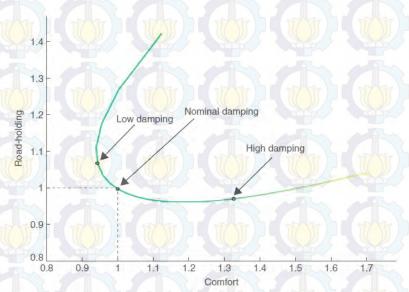
 $C_c = 2\sqrt{k m} \tag{2.17}$

dimana: k : konstanta kekak<mark>uan</mark> pegas

m: massa

II.2.6 Perhitungan Beban Dinamis

Dalam perancangan dan analisa sistem suspensi mobil multiguna kendaraan ini, gaya dinamis yang diperhitungkan adalah kondisi saat kendaraan mengalami perlambatan maksimum Karena. pada saat mengalami perlambatan maksimum terjadi momen pitching sehingga gaya pada roda depan menjadi sangat besar yang nantinya tersalurkan ke suspensi depan kendaraan.



Gambar 2.12 Pengaruh Konstanta Redaman pada Respon Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan [12]

II.2.6.1 Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan Maksimum

Dari free body diagram pada gambar 2.13, dimana pada awalnya kendaraan bergerak lurus dan mengalami perlambatan maksimum, kemiringan jalan diabaikan, persamaan momen pada roda depan dan belakang serta keseimbangan gaya arah x dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\sum M_{roda\ belakang} = 0$$

$$W_f L = W L_r + m a h - R_a h$$
(2.18)
(2.19)

$$W_f = \frac{1}{L} \left[W L_r + h \left(\frac{W}{g} a - R_a \right) \right]$$
 (2.20)

$$\sum M_{roda\ depan} = 0 \tag{2.21}$$

$$W_r L + m a h = W L_f + R_a h$$
 (2.22)

$$\sum M_{roda\ depan} = 0$$
 (2.21)
 $W_r L + m a h = W L_f + R_a h$ (2.22)
 $W_r = \frac{1}{L} \left[W L_f + h \left(R_a - \frac{W}{g} a \right) \right]$ (2.23)

dimana:

 W_f : gaya reaksi pada ban depan

 W_r : gaya reaksi pada ban belakang

W : berat total kendaraan : jarak antar sumbu roda L : massa total kendaraan m

: perlambatan maksimum kendaraan a

: tinggi titik pusat kendaraan dari permukaan jalan h

: gaya hambat aerodinamis = $\frac{1}{2} \rho C_D A V^2$ R_a

 C_D : koefisien hambatan aerodinamik

: luas frontal kendaraan A V : kecepatan kendaraan

$$\sum F_X = m a$$

 $-R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} - R_a = -ma$ (tanda – menyatakan a sebagai perlambatan)

$$a_{max} = \frac{1}{m} \left[R_{rr} + R_{rf} + R_a + F_{gf} + F_{gr} \right]$$
 (2.24)

Persamaan 2.24 diubah menjadi :

$$R_a - \frac{W}{g}a = -R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr}$$
 (2.25)

$$-(\frac{W}{a}a - R_a) = -R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} \qquad \dots (2.26)$$

$$\frac{W}{a}a - R_a = R_{rr} + R_{rf} + F_{gf} + F_{gr}$$
 (2.27)

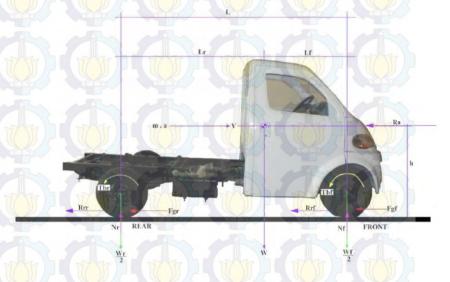
dimana:

 F_{gf} : gaya rem pada roda depan

 F_{gr} : gaya rem pada roda belakang

 $F_{gf} + F_{gr} = F_g$ (gaya rem total) = μW

μ : koefisien gesek antara ban dan jalan



Gambar 2.13 *Free Body Diagram* Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan [10]

Dengan memasukkan persamaan 2.25 ke persamaan 2.23 didapatkan :

$$W_{r} = \frac{1}{L} \left[W L_{f} + h \left(-R_{r} - F_{g} \right) \right]$$

$$W_{r} = \frac{1}{L} \left[W L_{f} + W h \left(-\frac{f_{r} W}{W} - \frac{\mu W}{W} \right) \right]$$

$$W_{r} = \frac{W}{L} \left[L_{f} + h \left(-f_{r} - \mu \right) \right] \qquad (2.28)$$

Dengan memasukkan persamaan 2.27 ke persamaan 2.20 didapatkan :

$$W_{f} = \frac{1}{L} \left[W L_{r} + h(R_{r} + F_{g}) \right]$$

$$W_{f} = \frac{1}{L} \left[W L_{r} + W h \left(\frac{f_{r} W}{W} + \frac{\mu W}{W} \right) \right]$$

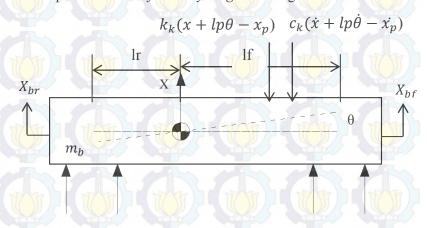
$$W_{f} = \frac{W}{L} \left[L_{r} + h(f_{r} + \mu) \right]$$

$$(2.29)$$

II.3 Pemodelan Getaran Kendaraan

Pemodelan ini digunakan untuk mempermudah analisa getaran yang terjadi pada kendaraan karena menggambarkan interpretasi getaran yang terjadi pada kendaraan tersebut. Pada penelitian ini, pemodelan kendaraan untuk melakukan perancangan suspensi dan membandingkan hasil desain suspensi dengan suspensi aktual adalah dengan menggunakan pemodelan half car, seperti digambarkan pada gambar 2.9.

Pada model *half car*, kendaraan dianggap terdiri dari massa *sprung* yang bergerak secara vertikal dan angguk (*pitching*), dua massa *unsprung* yang bergerak vertikal, serta massa pengemudi yang bergerak vertikal. Dengan menerapkan konsep newton maka *free body diagram* dari gambar 2.9 adalah:



$$k_{sr}(x_{wr} - x_{br}) c_{sr}(\dot{x_{wr}} - \dot{x_{br}}) k_{sf}(x_{wf} - x_{bf}) c_{sf}(\dot{x_{wf}} - \dot{x_{bf}})$$

(2.32)

$$k_{sr}(x_{wr}-x_{br}) \ c_{sr}(x_{wr}-x_{br}) \ k_{sf}(x_{wf}-x_{bf}) \ c_{sf}(x_{wf}-x_{bf})$$

$$k_{tr}(yr-x_{wr}) \ c_{tr}(\dot{y}r-x_{wr}) \ k_{tf}(yf-x_{wf}) \ c_{tf}(\dot{y}f-x_{wf})$$

$$x_{bf} = x + \theta \text{lf}$$

$$x_{br} = x - \theta \text{lr}$$

$$k_{k}(x+lp\theta-x_{p}) \ c_{k}(\dot{x}+lp\dot{\theta}-\dot{x}_{p})$$
Dari FBD diatas dapat ditulis persamaan gerak untuk keempat massa:
$$\sum F - m_{wf} \ x_{wf}^{*} = 0$$

$$-m_{wf} \ x_{wf}^{*} + k_{tf}(yf-x_{wf}) + c_{tf}(\dot{y}f-x_{wf}) - k_{sf}(x_{wf}-x_{wf}) - k_{sf}(x_{wf}-x_{wf}) + c_{tf}(\dot{x}_{wf}-\dot{y}f) + k_{sf}(x_{wf}-x_{wf}-x_{wf}) + c_{tf}(\dot{x}_{wf}-\dot{y}f) + c_{sf}(\dot{x}_{wf}-\dot{x}-\dot{\theta}lf) = 0$$

$$m_{wf} \ x_{wf}^{*} + k_{tf}(x_{wf}-\dot{x}-\dot{\theta}lf) = 0$$

$$m_{wf} \ x_{wf}^{*} + (c_{tf}+c_{sf}) \ x_{wf} - c_{tf}\dot{y}f - c_{sf}\dot{x} - c_{sf}\dot{\theta}lf + (k_{tf}+k_{sf}) \ x_{wf} - k_{tf}\dot{y}f - k_{sf}x$$

 $-k_{sf} \theta lf = 0$

Persamaan gerak massa unsprung belakang:

$$\sum F - m_{wr} x_{wr}^{"} = 0$$

$$m_{wr} x_{wr}^{"} + k_{tr}(x_{wr} - yr) + c_{tr}(x_{wr}^{"} - yr) + k_{sr}(x_{wr} - x_{br}) + c_{sr}(x_{wr}^{"} - x_{br}^{"}) = 0$$

$$m_{wr} x_{wr}^{"} + k_{tr}(x_{wr}^{"} - yr) + c_{tr}(x_{wr}^{"} - yr) + k_{sr}(x_{wr}^{"} - x + \theta lr) + c_{sr}(x_{wr}^{"} - x + \theta lr) = 0$$

$$m_{wr} x_{wr}^{"} + (c_{tr}^{"} + c_{sr}^{"}) x_{wr}^{"} - c_{tr} yr - c_{sr} x + c_{sr} \theta lr + c_{tr}^{"} + c$$

Persamaan gerak massa bodi kendaraan:

$$\sum F - m_b \, \ddot{x} = 0$$

$$m_b \, \ddot{x} - k_{sf} (x_{wf} - x_{bf}) - c_{sf} (x_{wf} - x_{bf}) - k_{sr} (x_{wr} - x_{br}) - c_{sr} (x_{wr} - x_{br}) + k_k (x + lp\theta - x_p) + c_k (\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p) = 0$$

$$m_b \, \ddot{x} + k_{sf} (x + \theta lf - x_{wf}) + c_{sf} (\dot{x} + \dot{\theta} lf - x_{wf}) + c_{sr} (\dot{x} - \theta lr - x_{wr}) + k_k (x + lp\theta - x_p) + c_k (\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_p) = 0$$

$$m_b \, \ddot{x} + (c_{sr} + c_{sf})\dot{x} + (c_{sf} lf - c_{sr} lr)\dot{\theta} - c_{sr} x_{wr} - c_{sf} x_{wf} + c_{sr} k_{sf} x_{wf} + k_{k} x_{sf} + c_{k} k_{sf} k_{sf} + k_{sf} k_{sf} k_{sf} k_{sf} + c_{k} k_{sf} k_{sf$$

$$\sum_{lb} M - l_{b} \ddot{\theta} = 0$$

$$l_{b} \ddot{\theta} - k_{sf} lf (x_{wf} - x_{bf}) - c_{sf} lf (x_{wf} - x_{bf}) + k_{sr} lr (x_{wr} - x_{br}) + c_{sr} lr (x_{wr} - x_{br}) + k_{k} l_{p} (x + lp\theta - x_{p}) + c_{k} l_{p} (\dot{x} + lp\dot{\theta} - x_{p})) = 0$$

$$l_{b} \ddot{\theta} - k_{sf} lf (x_{wf} - x - \theta lf) - c_{sf} lf (x_{wf} - \dot{x} - \dot{\theta} lf) + k_{sr} lr (x_{wr} - x + \theta lr) + c_{sr} lr (x_{wr} - \dot{x} + \dot{\theta} lr) + k_{k} l_{p} (x + lp\theta - x_{p}) + c_{k} l_{p} (\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_{p}) = 0$$

$$l_{b} \ddot{\theta} + (-c_{sr} lr + c_{sf} lf) \dot{x} + (c_{sr} lr^{2} + c_{sf} lf^{2}) \dot{\theta} + c_{sr} lr x_{wr}^{\dot{v}} - c_{sf} lf x_{wf}^{\dot{v}} + (-k_{sr} lr + k_{sf} lf) x + (k_{sr} lr^{2} + k_{sf} lf^{2}) \theta + c_{sf} lf^{2} + c_{sf} lf^$$

$$k_{sr} lr \, x_{wr} - k_{sf} lf x_{wf} + k_k lp \, x + k_k lp^2 \theta - k_k lp \, x_p + c_k lp \, \dot{x} + c_k lp^2 \dot{\theta} - c_k lp \, \dot{x}_p = 0 \qquad (2.35)$$

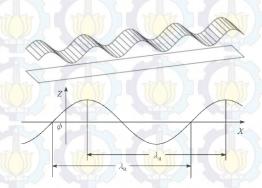
Persamaan gerak massa pengemudi kendaraan:

$$\sum F - m_p \, \ddot{x_p} = 0 -m_p \, \ddot{x_p} + k_k (x + lp\theta - x_p) + c_k (\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x_p}) = 0 \quad (2.36)$$

II.4 Pemodelan Profil Jalan

II.4.1 Model Profil Jalan Sinusoidal

Getaran pada suspensi dipengaruhi oleh profil permukaan jalan. Profil permukaan jalan ini dalam kondisi nyata adalah dalam fungsi acak, namun pada tugas akhir ini diasumsikan sebagai gelombang yang harmonis. Model profil jalan berupa gelombang harmonis ditunjukkan pada gambar 2.15.



Gambar 2.15 Model Profil Jalan Sinusoidal [11]

Dari gambar 2.15, persamaan profil jalan sinusoidal dapat dituliskan:

$$Z_{(t)} = Z_0 \sin\left(2\pi \frac{V}{\lambda} + \phi\right) \tag{2.37}$$

Dimana:

 Z_0 : Amplitudo

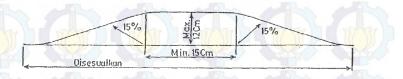
V : Kecepatan kendaraan

λ : Panjang gelombang

φ : Beda fasa t : Waktu

II.4.2 Model Polisi Tidur (Bump)

Berdasarkan Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 3 Tahun 1994, standard untuk polisi tidur dinyatakan dengan tinggi maksimal 12 cm, lebar mendatar 15 cm, serta kelandaian yang sama maksimum 15%, seperti ditunjukkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16 Dimensi Standar Polisi Tidur (sumber : Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 3 Tahun 1994)

Sehingga, profil polisi tidur dimodelkan dengan bentuk trapesoidal seperti pada gambar 2.17, dengan sumbu X adalah waktu, dan sumbu Z adalah tinggi polisi tidur yang merupakan fungsi waktu.



Gambar 2.17 Model Profil Trapesoidal [11]

II.5 Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan

Getaran merupakan salah satu gerakan utama yang diderita oleh penumpang suatu kendaraan. Besarnya dampak getaran pada suatu obyek ditentukan oleh frekuensi natural dari obyek tersebut dan frekuensi dari getaran. Dalam hal ini

kendaraan memiliki frekuensi natural yang berbeda dengan frekuensi yang dimiliki oleh tiap organ manusia yang terdiri dari banyak organ yang satu sama lain berhubungan tidak rigid. Dengan demikian masing-masing organ dari badan manusia akan mempunyai frekuensi natural masing-masing, dimana hal ini telah dilakukan riset di Amerika Serikat. Getaran yang diberikan oleh kendaraan kepada manusia akan memberikan dampak yang berbeda pada masing-masing organ tubuh manusia. Makin besar amplitudo getaran yang terjadi pada organ manusia, makin besar pula dampak yang dirasakan, seperti jika dampak yang terbesar pada bagian perut, maka akan mengakibatkan mual.

II.5.1 Keamanan Kendaraan

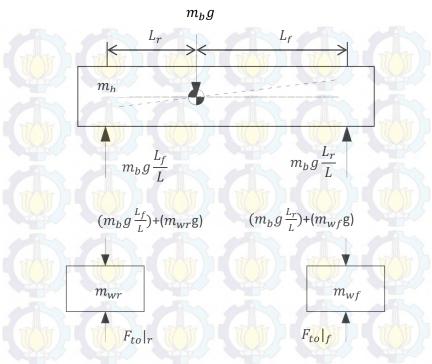
Keamanan pada sistem suspensi adalah mengenai kestabilan dari kendaraan, serta kemampuan ban kendaraan untuk tetap menapak permukaan jalan. Untuk mengetahui kemampuan ban menapak jalan, dapat dilihat dari prosentase ban menapak jalan ketika melewati permukaan jalan yang tidak rata, namun untuk ini belum ada standar yang pasti, sehingga tolok ukur yang digunakan adalah membuat ban sedapat mungkin untuk tidak terangkat dari permukaan jalan, namun tetap sesuai dengan standar kenyamanan yang ditentukan.

Parameter yang digunakan menyatakan ban terangkat atau menapak dilihat dari gaya normal yang bekerja pada ban. Gaya normal pada ban terdiri dari gaya normal statis saat ban mengalami defleksi awal pada saat kendaraan diam, serta gaya normal dinamis saat kendaraan berjalan.

Untuk model setengah kendaraan seperti ditunjukkan pada gambar 2.14, dapat dibuat *free body diagram* kondisi statis yang ditunjukkan pada gambar 2.18.

Untuk kondisi dimana massa *unsprung* sama ($m_w = m_{wf} = m_{wr}$), gaya normal saat ban mengalami defleksi statis dirumuskan:

$$F_{to}|_{f} = \left(m_{b}g\frac{L_{r}}{L}\right) + \left(m_{w}g\right)$$
 (2.38)



Gambar 2.18 Free Body Diagram Kondisi Statis dari Model Setengah Kendaraan

$$F_{to}|_{r} = \left(m_{b}g\frac{L_{f}}{I}\right) + \left(m_{w}g\right)$$
 (2.39)

Sehingga, gaya normal pada ban depan dan belakang saat kendaraan berjalan dapat dirumuskan:

$$F_{tf} = F_{to}|_{f} + k_{tf}(yf - x_{wf}) + c_{tf}(\dot{y}f - \dot{x}_{wf})$$
 (2.40)

$$F_{tr} = F_{to}|_{r} + k_{tr}(yr - x_{wr}) + c_{tr}(\dot{yr} - \dot{x_{wr}})$$
 (2.41)

Gaya normal ini yang menjadi kriteria apakah ban terangkat atau menapak, dimana ban depan terangkat jika $F_{tf} < 0$, dan ban belakang terangkat jika $F_{tr} < 0$.

II.5.2 Kriteria Standar Kenyamanan ISO 2631

Kenyamanan pada dasarnya bersifat subyektif, namun untuk interaksi kenyamanan manusia terhadap kualitas dari kendaraan dapat digunakan reaksi manusia terhadap percepatan dan perlambatan dari kendaraan. Hal ini dikarenakan organ tubuh manusia mempunyai sensitifitas terhadap percepatan dan perlambatan dari kendaraan. Sehingga penilaian kenyamanan dari pemakai kendaraan terhadap suatu kendaraan dapat ditentukan oleh ketahanan manusia terhadap percepatan dan perlambatan yang ditimbulkan oleh kendaraan.

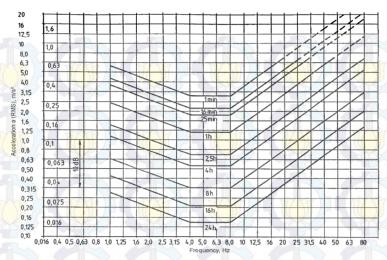
Bagi kegiatan mengemudi yang penting diperhatikan adalah batasan yang menunjukkan turunnya efisiensi kerja yang diinginkan agar tetap dapat menjamin keamanan transportasi, yaitu dengan menggunakan grafik ISO 2631 yang ditunjukkan pada gambar 2.19. Dengan memasukkan grafik respon RMS percepatan pengemudi untuk frekuensi 1 – 80 Hz, maka dapat ditentukan rentang waktu batasan kenyamanan untuk pengemudi kendaraan tersebut untuk rentang frekuensi *interest* gangguan pengemudi akibat getaran arah vertikal.

Sehingga, dari batasan yang dipaparkan oleh ISO 2631 nantinya dapat diketahui desain yang telah digunakan apakah sesuai dengan kenyamanan yang diinginkan.

II.6 Penelitian Terdahulu

Berbagai penelitian terdahulu tentang desain dan analisa sistem suspensi yang telah dilakukan antara lain oleh Nguyen Chi Hung [5], yang merancang suspensi pasif untuk kereta, yang menyatakan bahwa kenyamanan dalam berkendara merupakan hal yang berlawanan dengan aspek kestabilan yang mempunyai kaitan erat dengan keamanan dalam berkendara.

<u>Faldy Zessar</u> [8], dalam tugas akhirnya merancang dan menganalisa suspensi kendaraan multiguna pedesaan dengan menggunakan pemodelan *quarter car* untuk perancangan dan *half car* untuk analisa hasil perancangan.



Gambar 2.18 Grafik Kenyamanan ISO 2631 [2]

Dalam tugas akhirnya, didapatkan kesimpulan bahwa berdasarkan standar kenyamanan ISO 2631, parameter suspensi hasil perancangan menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi aktual, namun menghasilkan defleksi yang lebih besar daripada kondisi aktual. Dari sisi keamanan, didapatkan bahwa parameter suspensi hasil perancangan memiliki kemampuan menapak jalan lebih baik daripada suspensi aktual pada frekuensi rendah (0-8 Hz), sedangkan pada frekuensi diatas 8 Hz tidak terjadi perbedaan yang signifikan. Penelitian yang dilakukan oleh Faldy Zessar ini memiliki beberapa kesamaan dengan penelitian yang saya lakukan, namun dalam penelitian ini akan dilakukan perancangan ulang suspensi kendaraan multiguna pedesaan dengan pemodelan half car, dengan mempertimbangkan beban dinamis dan mencari suspensi yang terdapat di pasar yang memiliki parameter mendekati parameter hasil perancangan, kemudian dimodelkan dalam Matlab dan dianalisa respon suspensinya.

Amirul Huda [9], dalam tugas akhirnya menganalisa suspensi kendaraan multiguna pedesaan pemodelan half car dan quarter car kemudian membandingkan respon suspensi dengan standar kenyamanan ISO 2631. Dari hasil analisa tersebut didapatkan kesimpulan bahwa untuk kedua model quarter car maupun half car memiliki hasil yang sama, bahwa kemampuan mobil multiguna untuk meredam getaran memilki performa lebih bagus dari Daihatsu Grandmax. Sedangkan dari segi keamanan menurut defleksi ban, kemampuan handling mobil Grandmax lebih baik dari mobil multiguna. Untuk defleksi maksimum dengan variasi kekakuan pegas, Grandmax memiliki defleksi rata-rata paling besar, sedangkan dengan variasi damper, mobil multiguna memiliki defleksi rata-rata yang lebih besar daripada Grandmax.

II.7 Data Mobil Multiguna Pedesaan

II.7.1 Data Teknis Kendaraan

Tabel 2.3 Spesifikasi Teknis Mobil Multiguna Pedesaan Model Pick-Up [8]

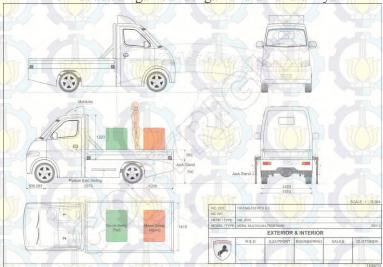
Spesifikasi Mobil Multiguna Pedesa	an model Pick-Up
Dimensi Kendaraan	
Jarak sumbu roda	2,59 m
Jarak roda depan ke CG	1,09 m
Jarak roda belakang ke CG	1,5 m
Data Suspensi	
Defleksi maksimal suspensi depan	10 cm
Defleksi maksimal suspensi belakang	12 cm
Momen inersia bodi kendaraan	2730 kg.m ²
Kekakuan pegas depan	27566 N/m
Kekakuan pegas belakang	43645,94 N/m
Konstanta peredam depan	3689,83 N/m.s
Konstanta peredam belakang	7009,99 N/m.s

Berat	
Massa muatan penuh	1500 kg
Massa depan	631,27 kg
Massa bel <mark>akan</mark> g	868,73 kg
Massa muatan kosong	910 kg
Muatan maksimal	590 kg
Ban (P 135/60 R13)	
Jenis	Radial
Massa ban(m1, m2) (Asumsi)	50 kg
Tekanan ban (Asumsi)	30 psi

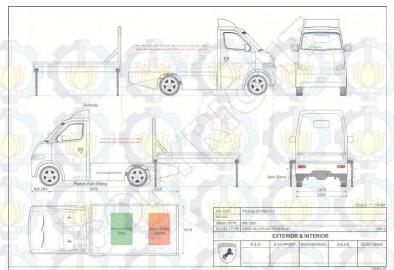
II.7.2 Data Variasi Box Kendaraan

II.7.2.1 Box Untuk Pengangkut Barang

Berikut adalah gambar dengan ukuran-ukurannya:



Gambar 2.19 Dimensi box untuk pengangkut barang

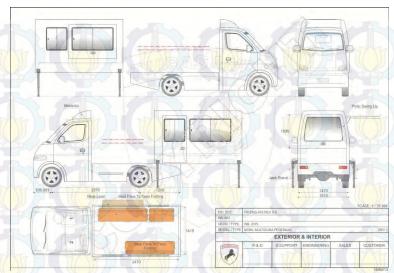


Gambar 2.20 Box untuk pengangkut barang ketika dalam keadaan dilepas

II.7,2.2 Box Untuk Penumpang dan Mobil Toko

Pris Swing Us + Kara Sudrig

Gambar 2.21 Dimensi box untuk penumpang dan mobil toko



Gambar 2.22 Box untuk penumpang dan mobil toko ketika dalam keadaan dilepas



BAB III METODOLOGI

III.1 Prosedur Penelitian

Pada penulisan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan tiga tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

- Tahap awal dilakukan dengan cara mempelajari referensi dari buku, jurnal penelitian dan hasil penelitian yang dilakukan oleh peneliti lain mengenai sistem suspensi kendaraan otomotif.
- Tahap selanjutnya adalah menentukan objek sistem suspensi yang akan dirancang dan dianalisa. Suspensi yang akan dirancang adalah sistem suspensi kendaraan multiguna pedesaan hasil proyek ITS dengan KEMENRISTEK, yang selanjutnya dianalisa perbandingan respon dinamisnya dengan suspensi aktual kendaraan multiguna pedesaan.
- Tahap ketiga adalah memodelkan sistem suspensi kendaraan multiguna pedesaan dengan model *half car* dan menganalisa respon getaran terhadap input jalan sinusoidal dan polisi tidur.

III.2 Prosedur Perancangan dan Analisa

III.2.1 Desain Sistem Suspensi

- a. Langkah awal dalam desain suspensi adalah mencari datadata dari spesifikasi kendaraan yang akan digunakan sebagai data input.
- b. Menentukan kekakuan pegas pada roda depan dengan menggunakan perumusan 2.7:
 - $k = W / \delta$, dimana nilai W adalah beban terbesar pada suspensi, yang terdiri dari beban statis dan beban dinamis.
- c. Menentukan kekakuan pegas pada roda belakang dengan menggunakan perumusan 2.15:

- $k = \frac{Gaya\ maksimal\ yang\ beker ja\ pada\ pegas}{Defleksi\ maksimal\ yang\ terjadi} = \frac{W\ n\ E\ b\ t^3}{6\ L^3}$, dimana nilai W adalah beban terbesar pada suspensi, yang terdiri dari beban statis dan beban dinamis.
- d. Mencari konstanta redaman depan dan redaman belakang dengan menggunakan *software* simulasi dan memvariasikan nilai konstanta redaman dimana nilai rasio redaman $(0,3 < \zeta < 0,7)$. Dari hasil simulasi tersebut, akan ditentukan nilai rasio redaman berdasarkan aspek kenyamanan dari percepatan pengemudi dan aspek keamanan dari prosentase ban menapak jalan.

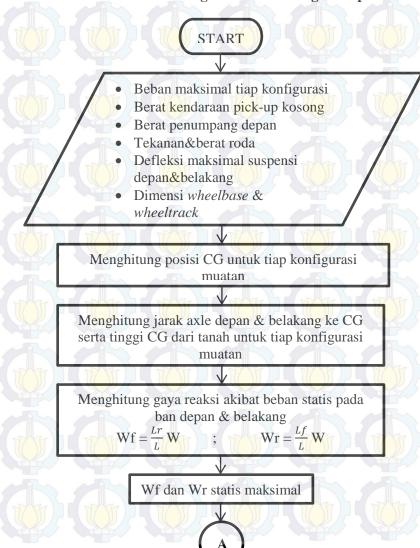
III.2.2 Analisa Sistem Suspensi

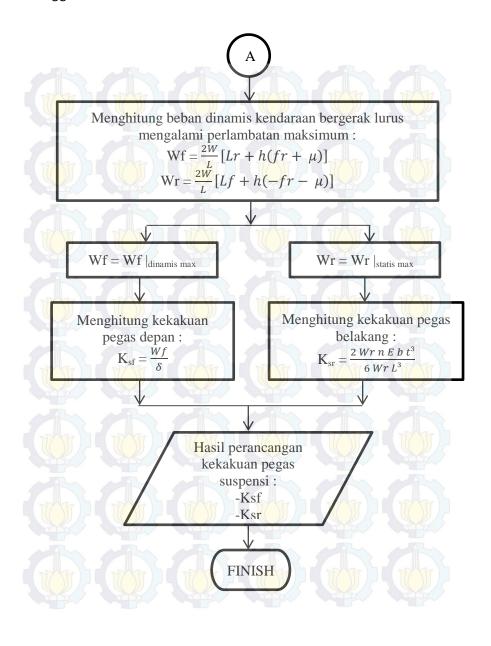
Langkah-langkah yang akan dilakukan untuk menganalisa kenyamanan dan kestabilan respon sistem suspensi dari hasil redesain adalah sebagai berikut :

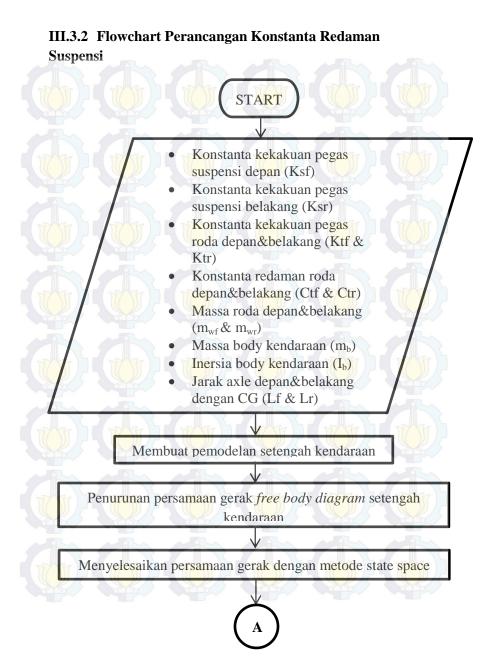
- 1. Langkah awal adalah memodelkan sistem suspensi kendaraan multiguna pedesaan sebagai model setengah kendaraan.
- 2. Didapatkan FBD (*Free Body Diagram*), kemudian dengan menggunakan hukum Newton ke-2 didapatkan persamaan gerak.
- 3. Persamaan gerak tersebut diselesaikan dengan metode state space.
- 4. Memasukkan parameter data dari kendaraan berupa massa kendaraan, kekakuan pegas suspensi, kekakuan ban, konstanta redaman suspensi, konstanta redaman ban, kekakuan bantalan kursi dan redaman bantalan kursi.
- 5. Memodelkan persamaan dengan input jalan sinusoidal dan polisi tidur dengan menggunakana software simulasi.
- 6. Memodelkan persamaan dengan kecepatan 40 km/jam.
- 7. Menganalisa perbandingan respon frekuensi dan respon waktu yang didapatkan antara suspensi redesain dengan suspensi aktual yang sudah ada sebelumnya.

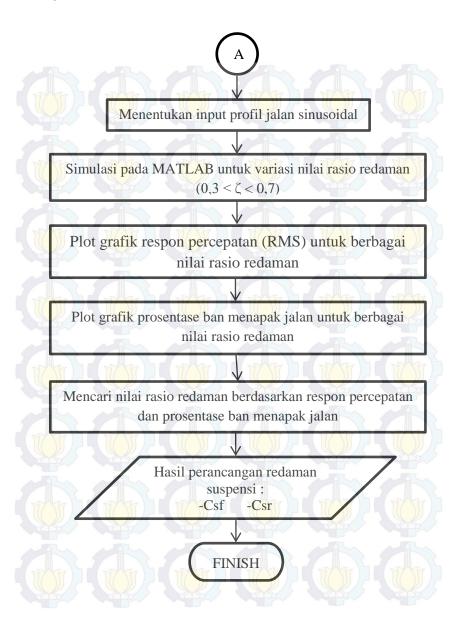
III.3 Flowchart Tugas Akhir

III.3.1 Flowchart Perancangan Kekakuan Pegas Suspensi



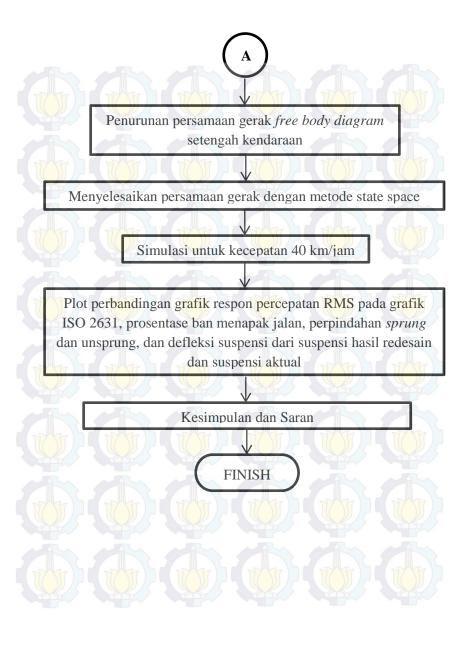






III.3.3 Flowchart Analisa Suspensi dengan Pemodelan *Half Car*





BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

IV.1 Penyusunan Matriks State Space

Dalam simulasi untuk mendapatkan respon kendaraan dengan model half car pada tugas akhir ini, digunakan metode state space dengan perumusan sebagai berikut:

$$\dot{X} = A(t)X(t) + B(t)U(t)$$
(4.1)
 $Y(t) = C(t)X(t) + D(t)U(t)$ (4.2)

Dimana X(t) adalah state vector, Y(t) adalah output vector, U(t)adalah input vector, A(t) adalah state space matrix, B(t) adalah input matrix, C(t) adalah output matrix, D(t) adalah direct transmission matrix dengan penyusunan variabel-variabel state sebagai berikut:

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_{wf} \\ \dot{x}_{wf} \\ \dot{x}_{wr} \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\theta} \\ \dot{x}_{p} \\ \dot{x}_{p} \end{bmatrix}$$

$$Y(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_{wf} \\ \ddot{x}_{wr} \\ \ddot{x}_{p} \\ \ddot{\theta} \\ x \\ x_{wf} \\ x_{wr} \\ x_{p} \\ \theta \end{bmatrix}$$

$$U(t) = \begin{bmatrix} \dot{y}_{f} \\ \dot{y}_{r} \\ \dot{y}_{r} \\ y_{r} \end{bmatrix}$$

Berdasarkan persamaan gerak model half car yang sudah disusun pada sub bab 2.3 sebelumnya, dapat dibuat persamaan state space sebagai berikut:

Persamaan state variabel massa unsprung depan:

$$\ddot{x_{wf}} = \frac{1}{m_{wf}} \left[-(c_{tf} + c_{sf}) \dot{x_{wf}} + c_{tf} \dot{y} \dot{f} + c_{sf} \dot{x} + c_{sf} \dot{\theta} l f - \right]$$

 $(k_{tf}+k_{sf}) x_{wf} + k_{tf}yf + k_{sf}x + k_{sf}\theta lf$

Persamaan state variabel massa unsprung belakang:

$$x_{wr}^{...} = \frac{1}{m_{wr}} \left[-(c_{tr} + c_{sr}) \dot{x_{wr}} + c_{tr} \dot{y}r + c_{sr} \dot{x} - c_{sr} \dot{\theta} lr - (k_{tr} + k_{sr}) \dot{x_{wr}} + k_{tr} yr + k_{sr} x - k_{sr} \theta lr \right]$$

Persamaan state variabel massa bodi kendaraan:

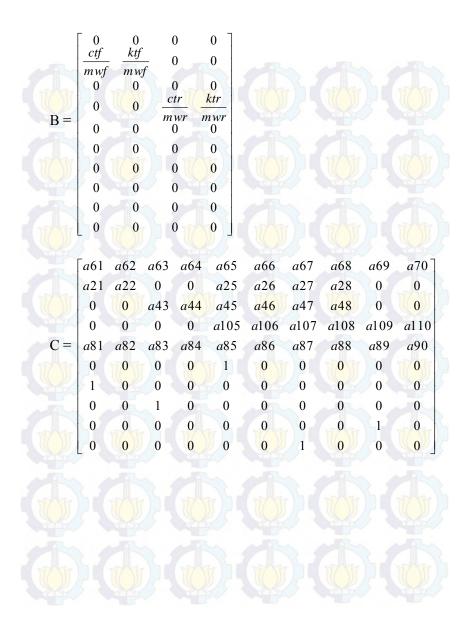
$$\ddot{x} = \frac{1}{m_b} [-(c_{sr} + c_{sf})\dot{x} - (c_{sf}lf - c_{sr}lr)\dot{\theta} + c_{sr}\dot{x_{wr}} + c_{sf}\dot{x_{wf}} - (k_{sr} + k_{sf})x - (k_{sf}lf - k_{sr}lr)\theta + k_{sr}x_{wr} + k_{sf}x_{wf} - k_{k}x - k_{k}lp\theta + k_{k}x_{p} - c_{k}\dot{x} - c_{k}lp\dot{\theta} + c_{k}\dot{x_{p}}$$

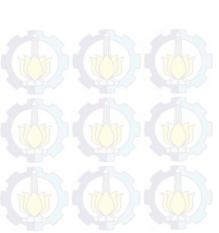
$$\ddot{\theta} = \frac{1}{l_b} [-(-c_{sr}lr + c_{sf}lf)\dot{x} - (c_{sr}lr^2 + c_{sf}lf^2)\dot{\theta} - c_{sr}lr \,x_{wr}^{\cdot} - c_{sf}lf \,x_{wf}^{\cdot} - (-k_{sr}lr + k_{sf}lf)x - (k_{sr}lr^2 + k_{sf}lf^2)\theta - k_{sr}lr \,x_{wr} + k_{sf}lf \,x_{wf} - k_k lp \,x - k_k lp^2\theta + k_k lp \,x_p - c_k lp \,\dot{x} - c_k lp^2\dot{\theta} + c_k lp \,\dot{x}_p$$

Persamaan state variabel massa pengemudi:

$$\ddot{x_p} = \frac{1}{m_p} \left[k_k \left(x + lp\theta - x_p \right) + c_k \left(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x_p} \right) \right]$$

Persamaan *state variabel* tersebut dapat dituliskan dalam bentuk matriks sesuai dengan perumusan umum *state space* sebagai berikut:





Nilai konstanta pada matriks A dan C adalah sebagai berikut :

$$a21 = \frac{-(Ktf + Ksf)}{mwf}$$

$$a25 = \frac{Ksf}{mwf}$$

$$a27 = \frac{Ksf Lf}{mwf}$$

$$a43 = \frac{-(Ktr + Ksr)}{mwr}$$

$$a45 = \frac{Ksr}{mwr}$$

$$a47 = \frac{-Ksr Lr}{mwr}$$

$$a61 = \frac{Ksf}{mb}$$

$$a63 = \frac{Ksr}{mb}$$

$$a65 = \frac{-(Ksr + Ksf + Kk)}{mb}$$

$$a67 = \frac{-(Ksf Lf - Ksr Lr + Kk Lp)}{mb}$$

$$a68 = \frac{-(Csf Lf - Csr Lr + Ck Lp)}{mb}$$

$$a81 = \frac{Ksf Lf}{lb}$$

$$; \qquad a22 = \frac{-(Ctf + Csf)}{mwf}$$

$$; \qquad a26 = \frac{Csf}{mwf}$$

$$; \qquad a28 = \frac{Csf Lf}{mwf}$$

$$; \qquad a44 = \frac{-(Ctr + Csr)}{mwr}$$

$$; \qquad a46 = \frac{Csr}{mwr}$$

$$; \qquad a48 = \frac{-Csr Lr}{mwr}$$

$$; \qquad a62 = \frac{Csf}{mb}$$

$$; \qquad a64 = \frac{Csr}{mb}$$

$$; \qquad a69 = \frac{Kk}{mb}$$

$$; \qquad a70 = \frac{Ck}{mb}$$

$$; \qquad a82 = \frac{Csf Lf}{lb}$$

$$a83 = \frac{-Ksr Lr}{lb} ; a84 = \frac{-Csr Lr}{lb}$$

$$a85 = \frac{-(-Ksr Lr + Ksf Lf + Kk Lp)}{lb} ; a89 = \frac{Kk Lp}{lb}$$

$$a86 = \frac{-(-Csr Lr + Csf Lf + Ck Lp)}{lb} ; a90 = \frac{Ck Lp}{lb}$$

$$a87 = \frac{-(Ksr Lr^2 + Ksf Lf^2 + Kk Lp^2)}{lb} ; a105 = \frac{Kk}{mp}$$

$$a88 = \frac{-(Csr Lr^2 + Csf Lf^2 + Ck Lp^2)}{lb} ; a106 = \frac{Ck}{mp}$$

$$a107 = \frac{Kk Lp}{mp} ; a108 = \frac{Ck Lp}{mp}$$

$$a109 = \frac{-Kk}{mp} ; a110 = \frac{-Ck}{mp}$$

IV.2 Desain Sistem Suspensi

IV.2.1 Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban

Ban yang digunakan pada mobil multiguna adalah ban radial, dengan tekanan diasumsikan sebesar 30 psi, maka berdasarkan persamaan 2.2 yang dibuat oleh *philips* dapat dihitung kekakuan ban sebagai berikut:

$$K_t = 430.0 + 27.9167 \text{ (Pi)}$$

 $K_t = 430.0 + 27.9167 \text{ (30)}$
 $K_t = 1267.501 \text{ lb/in} = \underline{221973.4385 \text{ N/m}}$

Parameter konstanta redaman ban menggunakan hasil percobaan dari *philips* untuk ban radial dengan tekanan asumsi sebesar 30 psi, sehingga dari tabel 2.1 didapatkan konstanta redaman ban sebesar 3430 Ns/m.

IV.2.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Nilai kekakuan dan redaman bantalan kursi diambil dari hasil percobaan *Yasmin Garcia-Mendez*, *BS.*, dan rekan-rekannya yang sudah ditabelkan pada tabel 2.2. Dengan mengasumsikan berat pengemudi sebesar 70 kg, maka *preload* yang bekerja pada bantalan adalah sekitar 700 N. Kemudian dengan mengasumsikan tipe bantalan yang dipakai adalah *Jay J2 Deep Contour*, maka nilai kekakuan bantalan adalah 36090 N/m dan nilai redaman bantalan adalah 522 Ns/m.

IV.2.3 Perhitungan Titik Berat Kendaraan

Sebelum melakukan perhitungan pada parameter suspensi, maka akan dilakukan perhitungan posisi titik berat kendaraan, karena mobil multiguna memiliki tiga yariasi macam box yang berbeda fungsi sehingga posisi titik berat untuk ketiga macam yariasi box tersebut akan berbeda.

IV.2.3.1 Konfigurasi Mobil Penumpang dan Mobil Toko



Gambar 4.1 *Free Body Diagram* Mobil Multiguna dengan Box Penumpang/Mobil Toko

Ukuran box untuk mobil penumpang adalah (p x 1 x t) = (2.5 x 1.5 x 1.546) m. Dengan mengasumsikan beban terdistribusi secara merata didalam box, maka CG box penumpang adalah $(\frac{1.546}{2})$ m = 0,773 m dari bagian bawah box dan $(\frac{2.5}{2})$ m = 1,25 m dari bagian kiri atau kanan box.

Data-data yang digunakan untuk menentukan CG kendaraan:

 W_k (berat kosong kendaraan) : (910 kg x 9,81 m/s²) = 8927,1 N

 W_m (berat muatan maksimal) : (1500 - 910)kg x 9,81 m/s² = 5787,9 N

 W_p (berat penumpang depan) : (150 kg x 9,81 m/s²) = 1471,5 N

h_k (tinggi CG pick up dari permukaan tanah): 0,396 m

 h_p (tinggi CG penumpang depan dari permukaan tanah) : $(0.25 + h_k) = 0.646$ m

 h_{box} (tinggi CG box dari permukaan tanah) : (0.7 + 0.773) = 1.473 m

L (jarak sumbu roda pick up): 2,59 m

 L_f (jarak sumbu roda depan ke CG pick up): 1,09 m

 L_r (jarak sumbu roda belakang ke CG pick up): 1,5 m

 L_p (jarak CG penumpang depan ke CG pick up) : $(L_f - a) = 0.53$

a (jarak CG penumpang depan ke sumbu roda depan) : 0,56 m b (jarak CG box ke sumbu roda depan) : (L-0,05) = 2,54 m

Perhitungan CG gabungan dari pick up, penumpang depan, serta muatan box adalah sebagai berikut:

$$L_f = \frac{(W_p x L_p) + (W_k x L_f) + (W_m x b)}{W_k + W_m + W_p}$$

$$= \frac{(1471,5 \times 0.53) + (8927,1 \times 1.09) + (5787,9 \times 2.54)}{(8927,1 + 5787,9 + 1471,5)}$$

$$= 1,56030303 \text{ m}$$

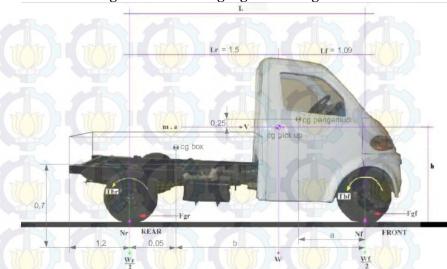
$$= L - L_f = 2,59 - 1,56030303 = 1,02969697 \text{ m}$$

Dengan memiringkan mobil sebesar sudut teta (θ), maka dapat dicari tinggi CG dari permukaan tanah, dengan perhitungan sebagai berikut :

$$h = \frac{(W_p \sin \theta x h_p) + (W_k \sin \theta x h_k) + (W_m \sin \theta x h_{box})}{W_k \sin \theta + W_m \sin \theta + W_p \sin \theta}$$

$$= \frac{(1471,5 \sin 10x0,646) + (8927,1 \sin 10 x0,396) + (5787,9 \sin 10x1,473)}{(8927,1 \sin 10 + 5787,9 \sin 10 + 1471,5 \sin 10)}$$

$$= 0,803836364 \text{ m}$$



IV.2.3.2 Konfigurasi Mobil Pengangkut Barang

Gambar 4.2 *Free Body Diagram* Mobil Multiguna dengan Box Pengangkut Barang

Ukuran box untuk mobil pengangkut barang adalah (p x l x t) = (2.5 x 1.5 x 0.29) m. Dengan mengasumsikan beban terdistribusi secara merata didalam box, maka CG box pengangkut barang adalah $(\frac{0.29}{2})$ m = 0.145 m dari bagian bawah box dan $(\frac{2.5}{2})$ m = 1.25 m dari bagian kiri atau kanan box.

Dengan data yang sama seperti yang diuraikan pada sub bab konfigurasi mobil penumpang, dimana $h_{box\ barang} = (0.7 + 0.145)$ m = 0.845 m, maka dapat dilakukan perhitungan posisi CG sebagai berikut :

$$L_{f} = \frac{(W_{p}xL_{p}) + (W_{k}xL_{f}) + (W_{m}xb)}{W_{k} + W_{m} + W_{p}}$$

$$= \frac{(1471.5 \times 0.53) + (8927.1 \times 1.09) + (5787.9 \times 2.54)}{(8927.1 + 5787.9 + 1471.5)}$$

$$= 1,56030303$$

$$L_r = L - L_f = 2,59 - 1,56030303 = 1,02969697 \text{ m}$$

Dengan memiringkan mobil sebesar sudut teta (θ) , maka dapat dicari tinggi CG dari permukaan tanah, dengan perhitungan sebagai berikut :

$$h = \frac{(W_p \sin \theta x h_p) + (W_k \sin \theta x h_k) + (W_m \sin \theta x h_{box})}{W_k \sin \theta + W_m \sin \theta + W_p \sin \theta}$$

$$= \frac{(1471,5 \sin 10x0,646) + (8927,1 \sin 10x0,396) + (5787,9 \sin 10x0,845)}{(8927,1 \sin 10+5787,9 \sin 10+1471,5 \sin 10)}$$

$$= 0,579278788 \text{ m}$$

IV.2.4 Perhitungan Kekakuan dan Dimensi Pegas Suspensi

• Perhitungan Beban Statis

$$W_f = \frac{L_r}{L} W_{max} \qquad ; \quad W_r = \frac{L_f}{L} W_{max}$$

Perhitungan Beban Dinamis

Pernitungan Beban Dinamis
$$W_f = \frac{W}{L} [L_r + h(f_r + \mu)] \quad ; \quad W_r = \frac{W}{L} [L_f + h(-f_r - \mu)]$$

Hasil perhitungan beban statis dan dinamis ini ditabelkan pada tabel 4.1 untuk ketiga variasi box muatan, kemudian dicari beban yang paling maksimal pada roda depan dan belakang yang akan digunakan untuk perhitungan konstanta kekakuan pegas suspensi.

Dari beban statis dan dinamis tersebut, dapat dihitung konstanta kekakuan pegas suspensi berdasarkan beban maksimal dan defleksi maksimal pegas suspensi dengan hasil perhitungan yang ditabelkan pada tabel 4.2.

Sehingga nilai konstanta kekakuan pegas untuk suspensi depan (Ksf) adalah <u>53024,26015 N/m</u>, dan nilai konstanta kekakuan pegas untuk suspensi belakang (Ksr) adalah <u>40630,38127 N/m</u>.

Tabel 4.1 Perhitungan Beban Statis dan Dinamis

Data Mobil Multiguna Untuk Tiap Konfigurasi				
	Mobil Pengangkut Barang	Mobil Penumpang	Mobil Toko	
Lf (m)	1,56030303	1,56030303	1,56030303	
Lr (m)	1,02969697	1,02969697	1,02969697	
L (m)	2,59	2,59	2,59	
h (m)	0,579278788	0,803836364	0,803836364	
Berat Maksimal(N)	16186,5	16186,5	16186,5	
Wf statis (N)	3217,604247	3217,604247	3217,604247	
Wr statis (N)	4875,645753	4875,645753	4875,645753	
Fr /- \	0,08	0,08	0,08	
μ	0,75	0,75	0,75	
Wf dinamis	4720,015784	5302,426015	5302,426015	
Wr dinamis	3373,234216	2790,823985	2790,823985	

Tabel 4.2 Perhitungan Konstanta Kekakuan Pegas Suspensi

Perhitungan Kekakuan Pegas Suspensi		
Defleksi max.suspensi depan (m)	0,1	
Defleksi max.suspensi belakang (m)	0,12	
Wf max (N)	5302,426015	
Wr max (N)	4875,645753	
Ksf (N/m)	53024,26015	
Ksr (N/m)	40630,38127	

Selanjutnya, dilakukan perhitungan dimensi-dimensi utama pegas suspensi depan dan belakang sebagai berikut:

• Pegas Suspensi Depan (Pegas Ulir):

Data-data perhitungan pegas suspensi depan adalah :

Beban maksimal (Wf max) : 5302,426015 N

Jumlah lilitan total (Nt) : 10
Diameter *coil* pegas (D) : 0,12 m
Diameter kawat pegas (d) : 0,013 m

Dengan menggunakan perumusan yang sudah didefinisikan pada sub-bab II.2.3, didapatkan hasil yang sudah ditabelkan pada Tabel 4.3.

Pegas Suspensi Belakang :

Data-data perhitungan pegas suspensi belakang adalah:

Beban maksimal (Wr max) : 4875,645753 N

Panjang pegas daun (L) : 1,2 m
Lebar pegas daun (b) : 0,065 m
Tebal pegas daun (t) : 0,033 m

Dengan menggunakan perumusan yang sudah didefinisikan pada sub-bab II.2.4, didapatkan hasil yang sudah ditabelkan pada Tabel 4.4.

IV.2.5 Penentuan Konstanta Redaman Suspensi

Dalam tugas akhir ini, untuk mencari konstanta redaman suspensi adalah dengan melakukan simulasi dengan model setengah kendaraan, dan memvariasikan nilai rasio redamannya. Parameter utama untuk pemilihan konstanta redaman ini adalah dari sisi kenyamanan dan keamanan.

Profil jalan yang digunakan dalam simulasi ini adalah profil jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 5 cm dan panjang gelombang 50 cm. Profil ini dapat digambarkan dengan besar eksitasi fungsi waktu yang ditunjukkan pada gambar 4.3.

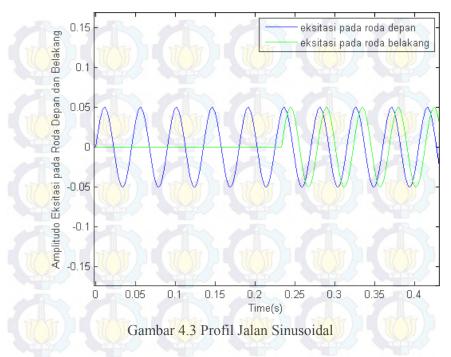
Hasil simulasi berupa respon RMS percepatan pengemudi dan prosentase ban depan atau belakang menapak jalan untuk beberapa variasi nilai rasio redaman ditunjukkan pada gambar 4.4 dan 4.5.

Tabel 4.3 Hasil Perancangan Pegas Ulir Suspensi Depan:

Perhitungan Dimensi Pegas Ulir (Suspensi Depan)		
Nt, Jumlah Lilitan Total	10	
d, Ø kawat (m)	0,025	
Ls, Solid Length	0,25	
Lf, Free Length	0,365	
D, Ø coil (m)	0,12	
C, Spring Index	4,8	
p, Pitch	0,0365	
Na, Jumlah Lilitan Aktif	8,5	
L, Panjang Kawat Pegas (m)	3,204424507	
τ, Tegangan Geser (N/m^2)	136105371,1	
SF, Safety Factor	3	
Ssy, (N/m^2)	408316113,2	
Sy (GPa)	0,704	
Material Pegas	AISI 4340 Steel	

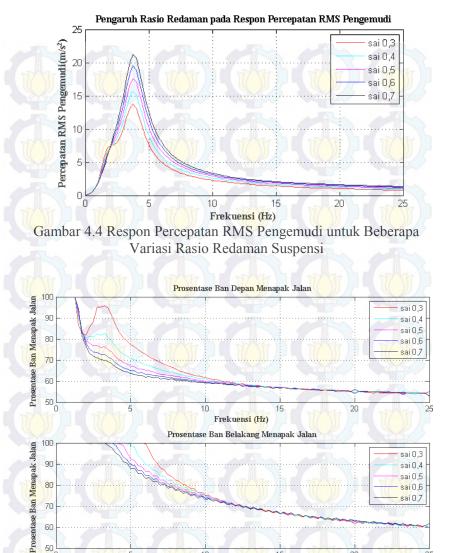
Tabel 4.4 Hasil Perancangan Pegas Daun Suspensi Belakang:

Perhitungan Dimensi Pegas Daun (Suspensi Belakang)		
Wr max	4875,645753	
W (reaksi tumpuan)	2437,822876	
L, Panjang Pegas Daun (m)	1,2	
b, Lebar Pegas Daun (m)	0,065	
t, Tebal Pegas Daun (m)	0,033	
M, Momen Bending Max. (Nm)	1462,693726	
σ, Tegangan Akibat Momen (N/m^2)	123983363,1	
SF, Safety Factor	3	
Sy, Yield Strength Minimal (GPa)	0,372	
Material Pegas	AISI 4130 Steel	



Dari gambar 4.4, pada respon percepatan pengemudi, menunjukkan bahwa semakin besar nilai rasio redaman maka semakin besar percepatan arah vertikal yang dialami pengemudi sehingga tingkat kenyamanan akan semakin menurun. Sedangkan dari gambar 4.5 yang menyatakan prosentase ban depan dan belakang menapak jalan, menunjukkan bahwa semakin besar nilai rasio redaman maka kemampuan ban depan dan belakang untuk menapak jalan semakin menurun.

Maka, berdasarkan parameter kenyamanan dan kemampuan ban menapak jalan tersebut, dipilih nilai rasio redaman 0,3 yang dapat memberikan tingkat kenyamanan dan kamampuan ban menapak paling bagus dari beberapa variasi rasio redaman yang sudah disimulasikan.

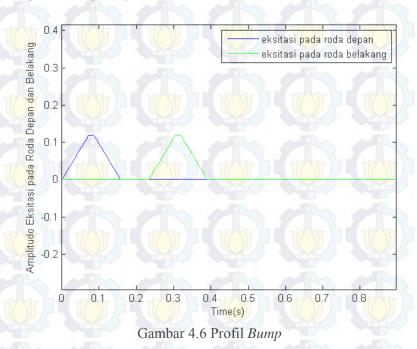


Gambar 4.5 Respon Prosentase Ban Depan dan Belakang Menapak Jalan untuk Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi

Frekuensi (Hz)

IV.3 Analisa Respon Sistem Suspensi

Pada analisa respon sistem suspensi ini dilakukan pemodelan setengah kendaraan dengan kecepatan 40 km/jam serta eksitasi berupa jalan sinusoidal dan *bump*. Profil jalan sinusoidal dapat dilihat pada gambar 4.3, sedangkan profil *bump* dapat dilihat pada gambar 4.6.

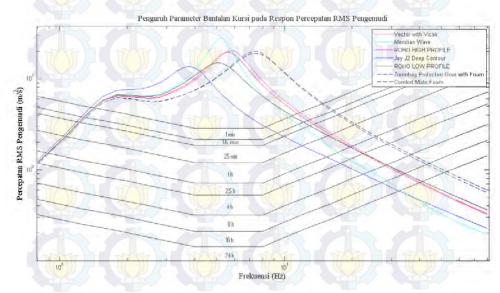


IV.3.1 Analisa Kenyamanan

Analisa kenyamanan ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh parameter bantalan kursi yang didapatkan dari hasil percobaan *Yasmin Garcia Mendez*, kemudian dicari tipe bantalan kursi yang mampu memberikan tingkat kenyamanan yang paling bagus. Hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 4.7.

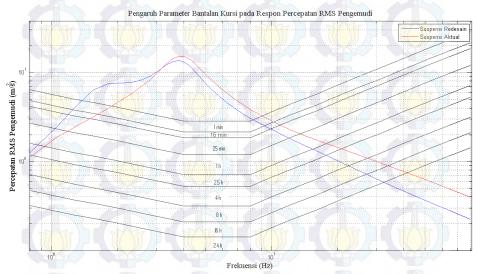
Pada gambar 4.7, dapat dilihat bahwa tingkat kenyamanan pengemudi bervariasi untuk setiap nilai frekuensi.

Semakin rendah nilai percepatan RMS pengemudi, maka tingkat kenyamanan semakin bagus. Percepatan RMS paling rendah pada frekuensi dibawah 4,8 Hz merupakan respon dari tipe bantalan *Comfort Mate Foam*. Sedangkan percepatan RMS paling rendah pada frekuensi diatas 4,8 Hz merupakan respon dari tipe bantalan *Jay J2 Deep Contour*. Untuk nilai panjang gelombang konstan 0,5 m, maka frekuensi 4,8 Hz sama dengan kecepatan kendaraan 8,64 km/jam, dimana kecepatan ini tergolong rendah untuk kecepatan mobil pada umumnya. Karena kecepatan kerja mobil multiguna akan lebih sering berada pada kecepatan diatas 8,64 km/jam, maka tingkat kenyamanan pengemudi akan lebih bagus dengan menggunakan tipe bantalan *Jay J2 Deep Contour*.



Gambar 4.7 Pengaruh Tipe Bantalan Kursi pada Tingkat Kenyamanan Pengemudi

IV.3.2 Respon Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Antara Suspensi Aktual dan Redesain



Gambar 4.8 Perbandingan Respon Percepatan RMS Pengemudi

Gambar 4.8 menunjukkan perbandingan antara respon kenyamanan pengemudi pada grafik ISO 2631 antara suspensi aktual dan suspensi re-desain dengan nilai kekakuan dan redaman bantalan kursi tipe *Jay J2 Deep Contour*, dimana pada frekuensi diatas 3,2 Hz, tingkat kenyamanan suspensi re-desain lebih baik daripada suspensi aktual, sedangkan pada frekuensi dibawah 3,2 Hz, tingkat kenyamanan suspensi aktual lebih baik daripada suspensi re-desain.

Untuk nilai panjang gelombang konstan 0,5 m, maka frekuensi 3,2 Hz sama dengan kecepatan kendaraan 5,76 km/jam, dimana kecepatan ini tergolong rendah untuk kecepatan mobil pada umumnya. Karena kecepatan kerja mobil multiguna akan lebih sering berada pada kecepatan diatas 5,76 km/jam, maka dapat disimpulkan bahwa dengan parameter suspensi re-desain,

tingkat kenyamanan pengemudi akan lebih baik daripada suspensi aktual.

IV.3.3 Respon Perbandingan Kemampuan Ban Menapak Jalan Antara Suspensi Aktual dan Redesain

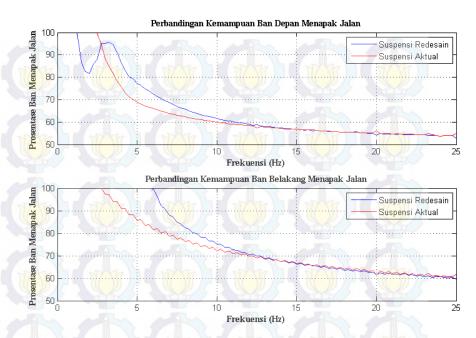
Gambar 4.9 menunjukkan perbandingan antara respon kemampuan ban menapak jalan antara suspensi aktual dan suspensi re-desain yang direpresentasikan dengan prosentase ban depan dan belakang menapak jalan. Parameter ini digunakan untuk menyatakan tingkat keamanan dari kendaraan, dimana semakin besar prosentase ban menapak jalan maka semakin aman suatu kendaraan.

Berdasarkan pada gambar 4.9, prosentase ban depan menapak jalan untuk frekuensi dibawah 3 Hz, suspensi aktual memiliki kemampuan menapak lebih baik daripada suspensi redesain, namun pada frekuensi diatas 3 Hz, suspensi redesain memiliki kemampuan menapak lebih baik daripada suspensi aktual. Sedangkan untuk ban belakang, pada semua nilai frekuensi kemampuan ban menapak pada suspensi redesain lebih baik dari suspensi aktual.

Karena kecepatan kerja mobil multiguna lebih sering diatas 20 km/jam, dengan panjang gelombang 0,5 m, maka frekuensi eksitasi yang diberikan jalan adalah 11,11 Hz. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dengan parameter suspensi redesain, tingkat keamanan kendaraan yang direpresentasikan dengan kemampuan ban menapak jalan, akan lebih baik daripada suspensi aktual.

IV.3.4 Pengaruh Variasi Panjang Gelombang (*Lambda*) pada Respon Kenyamanan Pengemudi

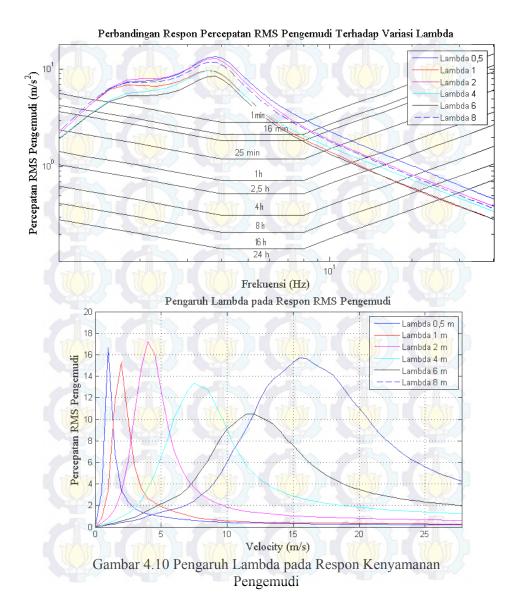
Gambar 4.10 menunjukkan pengaruh panjang gelombang dari eksitasi jalan sinusoidal terhadap tingkat kenyamanan pengemudi pada suspensi re-desain.

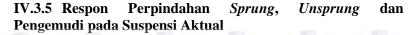


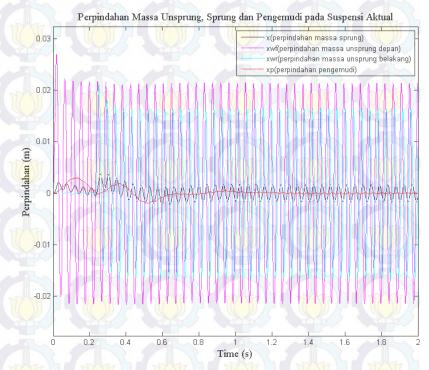
Gambar 4.9 Perbandingan Respon Kemampuan Ban Menapak Jalan

Pada grafik ISO 2631, untuk tingkat kenyamanan yang paling bagus adalah saat *lambda* 6 m. Untuk lebih jelasnya, dapat dilihat pada grafik respon percepatan pengemudi terhadap kecepatan kendaraan, dimana untuk *lambda* yang kecil, percepatan pengemudi tertinggi ada pada kecepatan kendaraan rendah. Semakin besar *lambda*, maka percepatan tertinggi pengemudi akan bergeser pada kecepatan kendaraan yang lebih tinggi.

Sehingga, berdasarkan kendaraan mobil multiguna pedesaan dimana kecepatan kerjanya lebih sering diatas 20 km/jam (5,56 m/s) maka pengemudi akan merasa lebih nyaman pada saat kendaraan berjalan diatas jalan bergelombang dengan panjang gelombang dibawah 1 m.





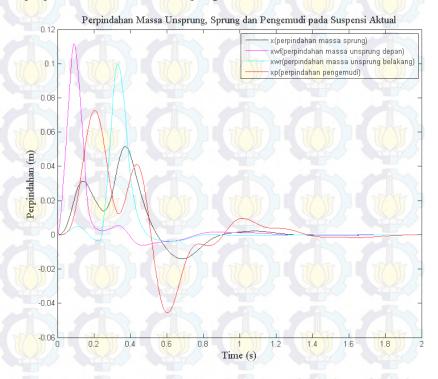


Gambar 4.11 Respon Perpindahan Massa *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Aktual Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal

Gambar 4.11 menunjukkan respon perpindahan massa sprung, unsprung, dan pengemudi akibat eksitasi jalan sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam, dimana grafik berosilasi sesuai dengan eksitasi jalan sinusoidal.

Urutan perpindahan dari yang terbesar adalah perpindahan massa *unsprung* depan, kemudian massa *unsprung* belakang, massa *sprung*, dan yang paling kecil adalah perpindahan massa pengemudi.

Perpindahan terbesar dari massa *unsprung* depan adalah 2,68 cm. Perpindahan terbesar massa *unsprung* belakang adalah 2,11 cm. Perpindahan terbesar massa *sprung* adalah 0,26 cm, dan perpindahan terbesar massa pengemudi adalah 0,29 cm.



Gambar 4.12 Respon Perpindahan Massa *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Aktual Akibat Eksitasi Polisi Tidur

Gambar 4.12 menunjukkan respon perpindahan massa *sprung*, *unsprung*, dan pengemudi akibat eksitasi polisi tidur pada kecepatan 40 km/jam, dimana grafik mempunyai respon perpindahan tertinggi pada amplitudo tertentu, kemudian secara bertahap perpindahannya akan menuju ke nilai 0.

Urutan perpindahan dari yang terbesar adalah perpindahan massa *unsprung* depan, kemudian massa *unsprung* belakang, massa pengemudi, dan yang paling kecil adalah perpindahan massa *sprung*.

Perpindahan terbesar dari massa *unsprung* depan adalah 11,16 cm. Perpindahan terbesar massa *unsprung* belakang adalah 10,01 cm. Perpindahan terbesar massa *sprung* adalah 5,16 cm, dan perpindahan terbesar massa pengemudi adalah 7,26 cm.

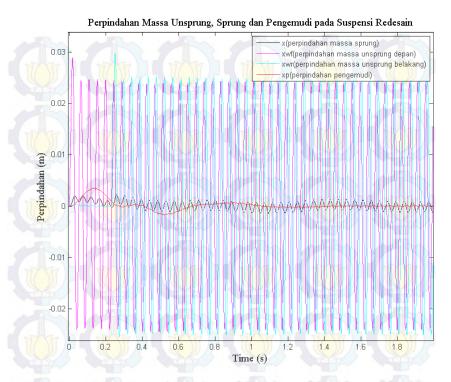
IV.3.6 Respon Perpindahan *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Re-desain

Gambar 4.13 menunjukkan respon perpindahan massa *sprung*, *unsprung*, dan pengemudi akibat eksitasi jalan sinusoidal pada kecepatan 40 km/jam, dimana grafik berosilasi sesuai dengan eksitasi jalan sinusoidal.

Urutan perpindahan dari yang terbesar adalah perpindahan massa *unsprung* belakang, kemudian massa *unsprung* depan, massa pengemudi, dan yang paling kecil adalah perpindahan massa *sprung*.

Perpindahan terbesar dari massa *unsprung* depan adalah 2,88 cm. Perpindahan terbesar massa *unsprung* belakang adalah 2,97 cm. Perpindahan terbesar massa *sprung* adalah 0,22 cm, dan perpindahan terbesar massa pengemudi adalah 0,35 cm. Jika dibandingkan dengan besar perpindahan pada suspensi aktual, maka perpindahan massa *unsprung* depan, massa *sprung* dan massa *unsprung* belakang adalah lebih kecil, sedangkan perpindahan massa *unsprung* belakang adalah lebih besar. Hal ini dikarenakan nilai kekakuan suspensi belakang re-desain lebih kecil dari suspensi aktual.

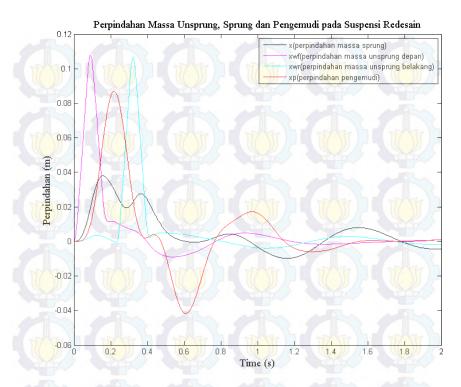
Gambar 4.14 menunjukkan respon perpindahan massa *sprung*, *unsprung*, dan pengemudi akibat eksitasi polisi tidur pada kecepatan 40 km/jam, dimana grafik mempunyai respon perpindahan tertinggi pada amplitudo tertentu, kemudian secara bertahap perpindahannya akan menuju ke nilai 0.



Gambar 4.13 Respon Perpindahan Massa *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Re-desain Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal

Urutan perpindahan dari yang terbesar adalah perpindahan massa *unsprung* depan, kemudian massa *unsprung* belakang, massa pengemudi, dan yang paling kecil adalah perpindahan massa *sprung*.

Perpindahan terbesar dari massa *unsprung* depan adalah 10,8 cm. Perpindahan terbesar massa *unsprung* belakang adalah 10,68 cm. Perpindahan terbesar massa *sprung* adalah 3,81 cm, dan perpindahan terbesar massa pengemudi adalah 8,7 cm.



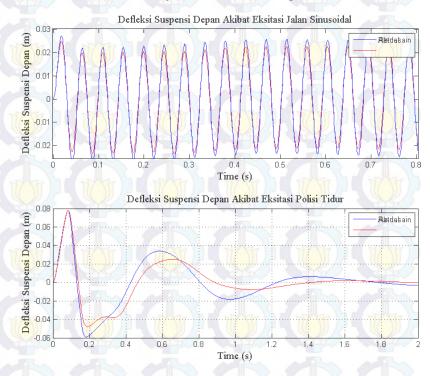
Gambar 4.14 Respon Perpindahan Massa *Sprung* dan *Unsprung* pada Suspensi Re-desain Akibat Eksitasi Polisi Tidur

Jika dibandingkan dengan besar perpindahan pada suspensi aktual, maka perpindahan massa *unsprung* depan dan massa *sprung* lebih kecil, sedangkan perpindahan massa *unsprung* belakang dan massa pengemudi adalah lebih besar. Hal ini dikarenakan nilai kekakuan suspensi belakang re-desain lebih kecil dari suspensi aktual.

IV.3.7 Defleksi Suspensi Depan

Hasil simulasi defleksi suspensi depan akibat jalan sinusoidal dan polisi tidur pada kecepatan 40 km/jam dapat dilihat

pada gambar 4.15. Pada respon defleksi suspensi akibat eksitasi jalan sinusoidal, terlihat bahwa suspensi mengalami kompresi dan ekspansi secara berulang. Sedangkan pada respon defleksi akibat polisi tidur, suspensi mengalami defleksi pada amplitudo tertentu, kemudian secara bertahap defleksi akan menuju ke nilai 0.



Gambar 4.15 Perbandingan Respon Defleksi Suspensi Depan Antara Suspensi Aktual dan Re-desain Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal dan Polisi Tidur

Pada respon akibat jalan sinusoidal, defleksi suspensi baik saat kompresi dan ekspansi adalah sekitar 2,5 cm pada suspensi redesain, yang berarti pada kecepatan 40 km/jam dengan profil jalan sinusoidal yang telah ditentukan, defleksi suspensi

masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan, yaitu 10 cm. Sedangkan pada respon akibat polisi tidur, defleksi suspensi maksimal adalah 6,1 cm pada suspensi redesain, dimana dalam hal ini juga masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan.

Secara umum, dari grafik respon defleksi suspensi depan akibat jalan sinusoidal dan polisi tidur, defleksi suspensi redesain lebih kecil dibandingkan dengan defleksi suspensi aktual.

IV.3.8 Defleksi Suspensi Belakang

Hasil simulasi defleksi suspensi belakang akibat jalan sinusoidal dan polisi tidur pada kecepatan 40 km/jam dapat dilihat pada gambar 4.17. Pada respon defleksi suspensi akibat eksitasi jalan sinusoidal, terlihat bahwa suspensi baru terdefleksi pada waktu 0,234 detik, kemudian mengalami kompresi dan ekspansi secara berulang. Sedangkan pada respon defleksi akibat polisi tidur, suspensi mengalami defleksi pada amplitudo tertentu, kemudian secara bertahap defleksi akan menuju ke nilai 0.

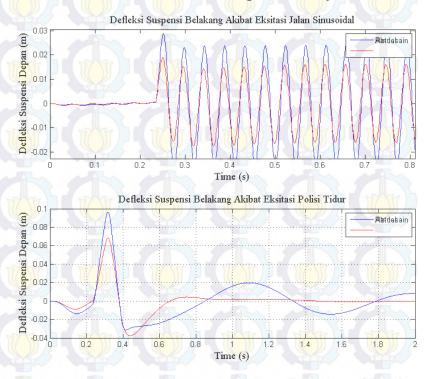
Pada respon akibat jalan sinusoidal, defleksi suspensi baik saat kompresi dan ekspansi adalah sekitar 2,38 cm pada suspensi redesain, yang berarti pada kecepatan 40 km/jam dengan profil jalan sinusoidal yang telah ditentukan, defleksi suspensi masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan, yaitu 12 cm. Sedangkan pada respon akibat polisi tidur, defleksi suspensi maksimal adalah 9,89 cm pada suspensi redesain, dimana dalam hal ini juga masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan.

Secara umum, dari grafik respon defleksi suspensi belakang akibat jalan sinusoidal dan polisi tidur, defleksi suspensi redesain lebih besar dibandingkan dengan defleksi suspensi aktual.

IV.3.9 Defleksi Maksimal Suspensi Depan

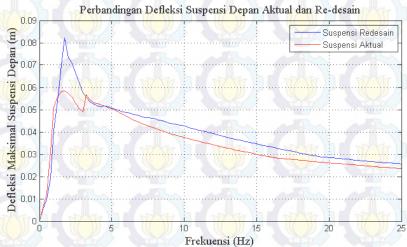
Gambar 4.18 menunjukkan respon defleksi maksimal suspensi depan pada input jalan sinusoidal dengan frekuensi yang

divariasikan. Kedua grafik defleksi maksimal suspensi aktual dan redesain menunjukkan kecenderungan yang sama, yaitu mempunyai defleksi yang besar pada frekuensi rendah, kemudian defleksi maksimal semakin kecil seiring bertambahnya frekuensi.



Gambar 4.17 Perbandingan Respon Defleksi Suspensi Belakang Antara Suspensi Aktual dan Re-desain Akibat Eksitasi Jalan Sinusoidal dan Polisi Tidur

Jika dilihat pada nilai defleksi maksimal suspensi depan pada berbagai rentang frekuensi tersebut, dapat disimpulkan bahwa defleksi maksimal suspensi redesain masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang dijinkan, sehingga dapat dikatakan bahwa suspensi aman terhadap syarat batas defleksi maksimal.



Gambar 4.18 Perbandingan Respon Defleksi Maksimal Suspensi Depan Antara Suspensi Aktual dan Re-desain

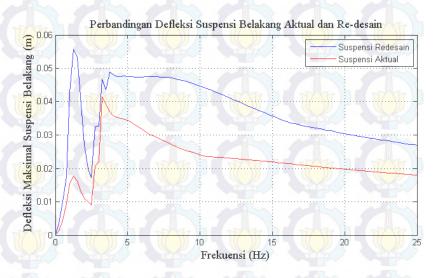
Secara umum, defleksi maksimal suspensi depan redesain lebih kecil dibandingkan dengan defleksi maksimal suspensi depan aktual.

IV.3.10 Defleksi Maksimal Suspensi Belakang

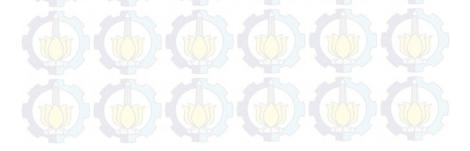
Gambar 4.19 menunjukkan respon defleksi maksimal suspensi belakang pada input jalan sinusoidal dengan frekuensi yang divariasikan. Kedua grafik defleksi maksimal suspensi aktual dan redesain menunjukkan kecenderungan yang sama, yaitu mempunyai defleksi yang besar pada frekuensi rendah, kemudian defleksi maksimal semakin kecil seiring bertambahnya frekuensi.

Jika dilihat pada nilai defleksi maksimal suspensi belakang pada berbagai rentang frekuensi tersebut, dapat disimpulkan bahwa defleksi maksimal suspensi redesain masih berada dibawah batas defleksi maksimal yang diijinkan, sehingga dapat dikatakan bahwa suspensi aman terhadap syarat batas defleksi maksimal.

Secara umum, defleksi maksimal suspensi belakang redesain lebih besar dibandingkan dengan defleksi maksimal suspensi belakang aktual.



Gambar 4.19 Perbandingan Respon Defleksi Maksimal Suspensi
Belakang Antara Suspensi Aktual dan Re-desain



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa terhadap respon gerak mobil multiguna dengan model setengah kendaraan (half car) dapat disimpulkan bahwa:

- 1. Perancangan ulang suspensi mobil multiguna menghasilkan kekakuan pegas depan (Ksf) = 53024,26015 N/m, konstanta redaman suspensi depan (Csf) = 2675,5 Ns/m, kekakuan pegas belakang (Ksr) = 40630,38127 N/m, dan konstanta redaman suspensi belakang (Csr) = 2342 Ns/m.
- 2. Berdasarkan ISO 2631, dengan input profil jalan sinusoidal yang mempunyai amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 50 cm, perencanaan suspensi menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi aktual.
- 3. Dengan input berupa jalan sinusoidal yang memiliki amplitudo 5 cm dan panjang gelombang 50 cm dan polisi tidur dengan dimensi sesuai ketentuan menteri perhubungan nomor 3 tahun 1994, defleksi yang terjadi pada suspensi redesain berada dibawah batas defleksi maksimal yang dijinkan, yaitu 10 cm untuk suspensi depan dan 12 cm untuk suspensi belakang.
- 4. Analisa kenyamanan menunjukkan bahwa tingkat kenyamanan dapat diperbaiki dengan mengubah bantalan kursi, dimana dari hasil analisa didapatkan parameter bantalan yang lebih baik adalah dengan menggunakan tipe bantalan *Jay J2 Deep Contour*.
- 5. Analisa keamanan menunjukkan suspensi redesain memiliki kemampuan menapak jalan yang lebih baik daripada suspensi aktual
- 6. Pegas depan menggunakan pegas ulir dan pegas belakang menggunakan pegas daun dengan spesifikasi hasil perancangan ditunjukkan pada tabel 5.1 dan 5.2.

Tabel 5.1 Spesifikasi Perancangan Pegas Suspensi Depan

Perhitungan Dimensi Pegas Ulir (Suspensi Depan)	
Nt, Jumlah Lilitan Total	10
d, Ø kawat (m)	0,025
Ls, Solid Length	0,25
Lf, Free Length	0,365
D, Ø coil (m)	0,12
C, Spring Index	4,8
p, Pitch	0,0365
Na, Jumlah Lilitan Aktif	8,5
L, Panjang Kawat Pegas (m)	3,204424507
τ, Tegangan Geser (N/m^2)	136105371,1
SF, Safety Factor	3
Ssy, (N/m^2)	408316113,2
Sy (GPa)	0,704
Material Pegas	AISI 4340 Steel

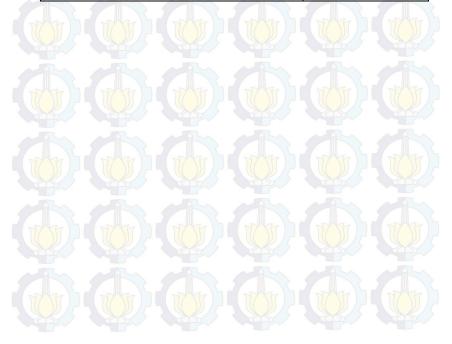
V.2 Saran

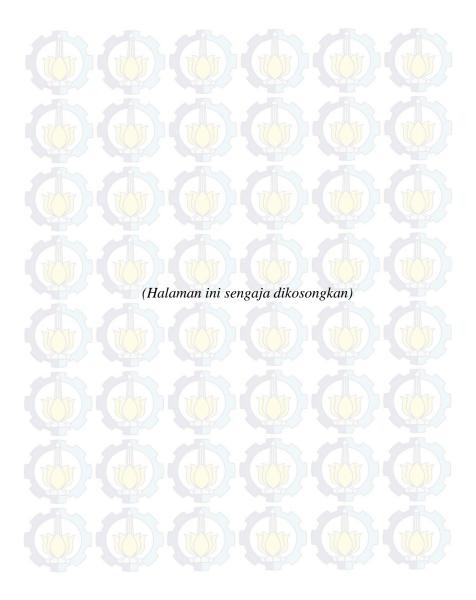
Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan beberapa saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya, yaitu:

- 1. Diperlukan analisa dengan memasukkan parameter nonlinear dari pegas dan juga redaman sistem suspensi supaya hasil dari analisa lebih mendekati kondisi nyata.
- 2. Karena keterbatasan suspensi pasif, serta fungsi mobil multiguna yang ditujukan untuk beroperasi dengan beberapa variasi fungsi dan pembebanan, maka untuk mendapatkan tingkat kenyamanan yang lebih baik, dapat dilakukan perancangan suspensi semi aktif untuk mobil multiguna pedesaan.

Tabel 5.2 Spesifikasi Perancangan Pegas Suspensi Belakang

Perhitungan Dimensi Pegas Daun (Suspensi Belakang)	
Wr max	4875,645753
W (reaksi tumpuan)	2437,822876
L, Panjang Pegas Daun (m)	1,2
b, Lebar Pegas Daun (m)	0,065
t, Tebal Pegas Daun (m)	0,033
M, Momen Bending Max. (Nm)	1462,693726
σ, Tegangan Akibat Momen (N/m^2)	123983363,1
SF, Safety Factor	3
Sy, Yield Strength Minimal (GPa)	0,372
Material Pegas	AISI 4130 Steel



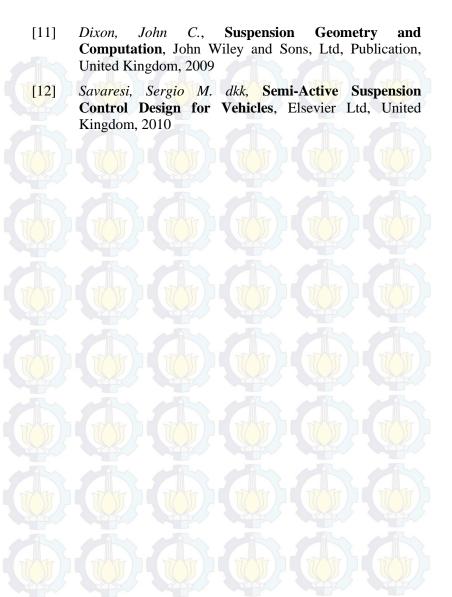


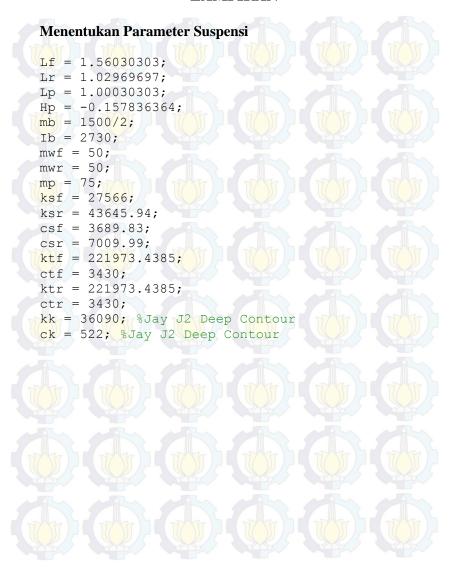
DAFTAR PUSTAKA

- [1] Derive equation from linear system, From:

 http://www.expertsmind.com/questions/derive-the-solution-of-the-characteristic-equation-30144110.aspx,

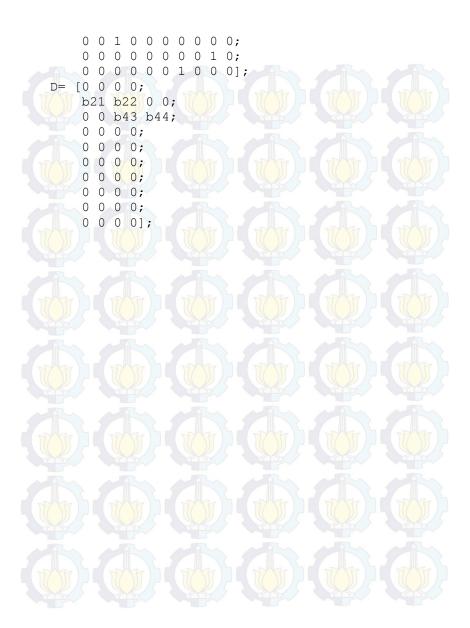
 20 Februari 2015
- [2] Sutantra, I.Nyoman, **Teknologi Otomotif**, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2010.
- [3] S.Rao, Singiresu, Mechanical Vibration, Prentice Hall PTR, Singapore, 2004.
- [4] G.Rill, George, Vehycle Dynamics, University of Applied Sciences, October, 2006.
- [5] Chi Hung, Nguyen, Studies on Design of Passive Suspension System for Railway Vehycle, Phd Thesis, Kyoto Institute of Technology, Kyoto, 2008.
- [6] Khurmi, R.S., J.K Gupta, A Textbook of Machine Design, Eurasia Publishing House (PVT.) LTD., New Delhi, 2005.
- [7] Kim, Hyung Min dkk, Analytical Target Cascading in Automotive Vehycle Design, Journal of Mechanical Design, University of Michigan, Michigan, 2013.
- [8] Zessar, Faldy, Desain dan Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2013
- [9] Huda, Amirul, Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan (GEA), Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2012
- [10] Pramono, Agus Sigit, Rancang Bangun Kendaraan Multiguna Pedesaan, Laporan Kemajuan 2 Tahap Ke-3 Insentif Riset SINas, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2014





```
Penyusunan State Space System
%% konstanta matrix state space
a21 = (-(ktf+ksf))/mwf;
a22 = (-(ctf+csf))/mwf;
a25 = ksf/mwf;
a26 = csf/mwf;
a27 = (ksf*Lf)/mwf;
a28 = (csf*Lf)/mwf;
a43 = (-(ktr+ksr))/mwr;
a44 = (-(ctr+csr))/mwr;
a45 = ksr/mwr;
a46 = csr/mwr;
a47 = (-ksr*Lr)/mwr;
a48 = (-csr*Lr)/mwr;
a61 = ksf/mb:
a62 = csf/mb;
a63 = ksr/mb;
a64 = csr/mb;
a65 = (-(ksr+ksf+kk))/mb;
a66 = (-(csr+csf+ck))/mb;
a67 = (-((ksf*Lf) - (ksr*Lr) + (kk*Lp)))/mb;
a68 = (-((csf*Lf) - (csr*Lr) + (ck*Lp)))/mb;
a69 = kk/mb;
a70 = ck/mb;
a81 = (ksf*Lf)/Ib;
a82 = (csf*Lf)/Ib;
a83 = (-ksr*Lr)/Ib;
a84 = (-csr*Lr)/Ib;
a85 = (-((-ksr*Lr) + (ksf*Lf) + (kk*Lp)))/Ib;
a86 = (-((-csr*Lr) - (csf*Lf) + (ck*Lp)))/Ib;
a87 = (-
((ksr*(Lr^2))+(ksf*(Lf^2))+(kk*(Lp^2))))/Ib;
a88 = (-
((csr*(Lr^2))+(csf*(Lf^2))+(ck*(Lp^2))))/Ib;
a89 = (kk*Lp)/Ib;
a90 = (ck*Lp)/Ib;
```

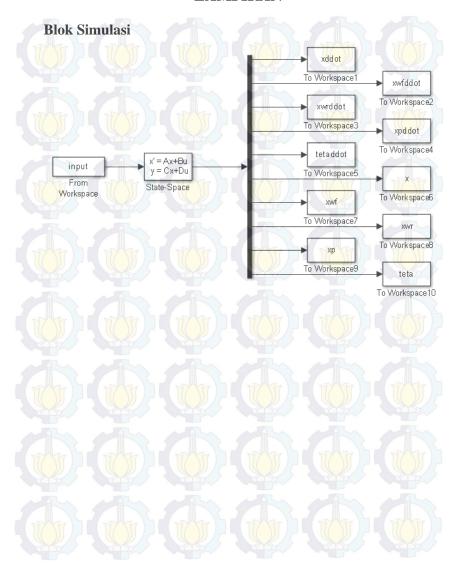
```
a105 = kk/mp;
a106 = ck/mp;
a107 = (kk*Lp)/mp;
a108 = (ck*Lp)/mp;
a109 = -kk/mp;
a110 = -ck/mp;
b21 = ctf/mwf;
b22 = ktf/mwf;
b43 = ctr/mwr;
b44 = ktr/mwr;
%% matrix state space
A = [0 1 0 0 0 0 0 0 0;
    a21 a22 0 0 a25 a26 a27 a28 0 0;
    0 0 0 1 0 0 0 0 0 0;
    0 0 a43 a44 a45 a46 a47 a48 0 0;
    0 0 0 0 0 1 0 0 0 0;
    a61 a62 a63 a64 a65 a66 a67 a68 a69 a70;
    0 0 0 0 0 0 0 1 0 0;
    a81 a82 a83 a84 a85 a86 a87 a88 a89 a90;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 1;
    0 0 0 0 a105 a106 a107 a108 a109 a110];
B = [0 \ 0 \ 0 \ 0;]
    b21 b22 0 0;
    0 0 0 0;
    0 0 b43 b44;
    0 0 0 0;
    0 0 0 0;
    0 0 0 0;
    0 0 0 0;
    0 0 0 0;
    0 0 0 01;
C= [a61 a62 a63 a64 a65 a66 a67 a68 a69 a70;
    a21 a22 0 0 a25 a26 a27 a28 0 0;
    0 0 a43 a44 a45 a46 a47 a48 0 0;
    0 0 0 0 a105 a106 a107 a108 a109 a110;
    a81 a82 a83 a84 a85 a86 a87 a88 a89 a90;
    0 0 0 0 1 0 0 0 0 0;
    1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
```



Input Jalan Sinusoidal %% input V = 40*(1000/3600);L = Lf + Lr;tw = L/V;t = 0:0.001:2;%jalan sinusoidal Am = 0.05;Lambda = 0.5; T = (Lambda/V);f = 1/T;for i = 1:1:length(t);tsinusoidal=t(i); vf(i) =(Am) * (sin(((2*pi*V)/Lambda)*tsinusoidal)); if tsinusoidal>(tw+(T/2)); vr(i) =(Am) * (sin(((2*pi*V)/Lambda) * (tsinusoidal-tw))); else if tsinusoidal<tw;</pre> yr(i) = 0;else yr(i) =(Am) * (sin(((2*pi*V)/Lambda) * (tsinusoidal-tw))); end end end **Input Polisi Tidur (Bump)** %% input V = 40*(1000/3600);L = Lf + Lr;

tw = L/V; t = 0:0.001:2; %profil bump H = 0.12;

```
slope = 0.15;
a = 0.15;
b = H/slope;
t0 = 0;
t1 = b/V;
t2 = t1 + (a/V);
t3 = t2+t1;
for i = 1:1:length(t);
    tbump=t(i);
if tbump<=t1;</pre>
    yf(i) = (H/t1) *tbump;
else if tbump<t2;</pre>
         yf(i)=H;
    else if tbump <= t3;
             yf(i) = ((-H/t1) * (tbump-t2)) + H;
         else
             yf(i) = 0;
         end
    end
end
if tbump<tw
    yr(i)=0;
else if tbump<=(tw+t1);</pre>
    yr(i) = (H/t1) * (tbump-tw);
    else if tbump<(tw+t2);</pre>
         yr(i) = H;
        else if tbump<=(tw+t3);</pre>
         yr(i) = ((-H/t1) * (tbump-tw-t2)) + H;
              else
              yr(i)=0;
              end
         end
    end
end
end
```



BIOGRAFI PENULIS



Bayu Estu Suprayogi adalah anak kedua dari pasangan suami-istri yang tidak lain adalah kedua orang tua penulis. Lahir di Tulungagung 22 Juni 1993 dan menyelesaikan pendidikan dasar di SDN Kauman 3 tahun 2005, kemudian melanjutkan ke SMPN 1 Kauman Tulungagung dan lulus tahun 2008, kemudian memilih untuk melanjutkan ke jenjang SMK di SMKN 3 Boyolangu Tulungagung dan lulus

pada tahun 2011.

Selepas SMK penulis melanjutkan studinya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya Jurusan Teknik Mesin pada tahun akademik 2011/2012. Selain belajar, penulis juga aktif dalam kegiatan berorganisasi di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff dan pernah diamanahi menjadi kepala departemen keilmiahan. Selain dalam organisasi, selama kuliah penulis juga pernah membuat karya tulis dalam beberapa kompetisi lomba karya tulis maupun lomba rancang bangun.

Selama masa perkuliahan, penulis sangat menyukai bidang ilmu mengenai dinamika teknik, vibrasi dan aplikasinya. Dalam proses pengerjaan tugas akhir, setelah melakukan diskusi dan studi literatur, sampai akhirnya jatuh pilihan pada topik sistem suspensi mobil multiguna dibawah bimbingan Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, PhD. Pada tahun 2015 tugas akhir ini pun selesai dan penulis menyelesaikan studi untuk meraih gelar sarjananya.