

TUGAS AKHIR - TM184835

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH  
PENGUNAAN *IN-WHEEL SUSPENSION* DENGAN  
TIGA PEREDAM KEJUT TERHADAP RESPON DINAMIS  
SEPEDA**

**I GDE LAKSAMANA DWIPAYANA JAYAMAHE**  
NRP 02111740000202

Dosen Pembimbing  
**Ir. Suwarmin, M.T.**  
NIP 196103141987011001

Program Studi Teknik Mesin  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2022





TUGAS AKHIR - TM184835

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH  
PENGUNAAN *IN-WHEEL SUSPENSION* DENGAN  
TIGA PEREDAM KEJUT TERHADAP RESPON DINAMIS  
SEPEDA**

**I GDE LAKSAMANA DWIPAYANA JAYAMAHE**

NRP 02111740000202

Dosen Pembimbing

**Ir. Suwarmin, M.T.**

NIP 196103141987011001

**Program Studi Teknik Mesin**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022





**FINAL PROJECT - TM184835**

**MODELING AND ANALYSIS EFFECT OF THE USE OF  
IN-WHEEL SUSPENSION WITH THREE SHOCK  
ABSORBERS ON THE DYNAMIC RESPONSE OF  
BICYCLE**

**I GDE LAKSAMANA DWIPAYANA JAYAMAHE**

**NRP 02111740000202**

**Advisor**

**Ir. Suwarmin, M.T.**

**NIP 196103141987011001**

**Study Program Mechanical Engineering**

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



## LEMBAR PENGESAHAN

### PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN *IN-WHEEL SUSPENSION* DENGAN TIGA PEREDAM KEJUT TERHADAP RESPON DINAMIS SEPEDA

#### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Teknik Mesin  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe**  
NRP. 02111740000202

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. **Ir. Suwarmin, M.T.**

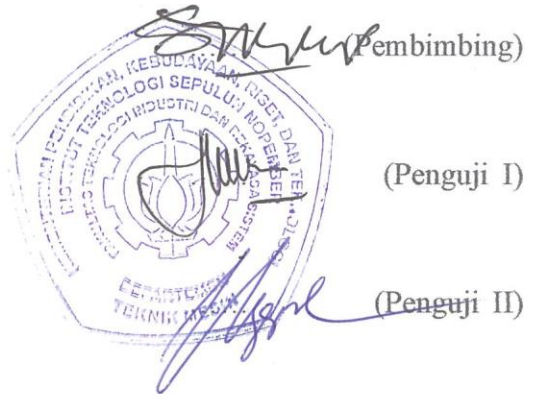
NIP. 196103141987011001

2. **Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.**

NIP. 198604012015041001

3. **Dr.Eng. Unggul Wasiwatono, S.T., M.Eng.Sc.**

NIP. 197805102001121001



SURABAYA  
Juli, 2022

## APPROVAL SHEET

### MODELING AND ANALYSIS EFFECT OF THE USE OF IN-WHEEL SUSPENSION WITH THREE SHOCK ABSORBERS ON THE DYNAMIC RESPONSE OF BICYCLE

#### FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements  
for obtaining a degree Engineering Bachelor at  
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering  
Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe**

NRP. 02111740000202

Approved by Final Project Examiner Team:

1. **Ir. Suwarmin, M.T.**

NIP. 196103141987011001

2. **Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.**

NIP. 198604012015041001

3. **Dr.Eng. Unggul Wasiwatono, S.T., M.Eng.Sc.**

NIP. 197805102001121001



(Advisor)

(Examiner I)

(Examiner II)

SURABAYA

Juli, 2022



## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Mahasiswa / NRP : I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe / 02111740000202

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Suwarmin, M.T. / 196103141987011001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Penggunaan *In-Wheel Suspension* Dengan Tiga Peredam Kejut Terhadap Respon Dinamis Sepeda” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.


Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.


Surabaya, 25 Juli 2022


Mengetahui

Dosen Pembimbing

Mahasiswa

  
(Ir. Suwarmin, M.T.)  
NIP. 196103141987011001



  
(I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe)  
NRP. 02111740000202

## STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe / 02111740000202  
Department : Mechanical Engineering  
Advisor / NIP : Ir. Suwarmin, M.T. / 196103141987011001

hereby declare that the Final Project with the title of “Modeling and Analysis Effect of The Use of In-Wheel Suspension with Three Shock Absorbers on The Dynamic Response of Bicycle” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, July 25<sup>th</sup>, 2022

Acknowledged

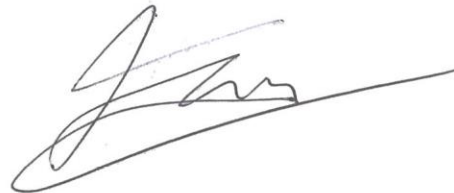
Advisor



(Ir. Suwarmin, M.T.)

NIP. 196103141987011001

Student



(I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe)

NRP. 02111740000202

# PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN *IN-WHEEL SUSPENSION* DENGAN TIGA PEREDAM KEJUT TERHADAP RESPON DINAMIS SEPEDA

Nama Mahasiswa / NRP : I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe / 02111740000202  
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
Dosen Pembimbing : Ir. Suwarmin, M.T.

## Abstrak

Sepeda merupakan alat transportasi yang sangat umum dan luas penggunaannya oleh masyarakat di seluruh dunia. Selain digunakan sebagai alat transportasi, sepeda juga menjadi salah satu sarana berolahraga. Saat ini suspensi tidak hanya digunakan pada sepeda gunung, tetapi sepeda komersial pun menggunakan suspensi sebagai salah satu nilai tambah bagi konsumen dari segi kenyamanan. Seiring dengan berkembangnya teknologi, *in-wheel suspension* muncul sebagai inovasi desain penggunaan suspensi untuk sepeda guna memberikan pengalaman bersepeda yang lebih nyaman. *In-wheel suspension* merupakan suatu desain sistem suspensi di mana peredam kejut dipasang di dalam roda dengan jarak yang sama di hub pusat roda. Hub dibuat dapat bergerak terhadap rim roda tidak seperti pada roda pada umumnya, memiliki kemampuan untuk bergerak ke segala arah dan kembali ke posisi semula sehingga memungkinkan penyerapan getaran dari segala arah.

Pada tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis untuk mengetahui respon dinamis pada sepeda. Pemodelan dilakukan dengan membuat *free body diagram* dari sistem *in-wheel suspension* dengan dua variasi sudut antara hub dan peredam kejut pada *in-wheel suspension*, yaitu  $90^\circ$  dan  $180^\circ$ , dan pada model setengah kendaraan pada sepeda. Dari model tersebut dibentuk persamaan matematisnya untuk kemudian dilakukan simulasi. Simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* MATLAB/Simulink berdasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Parameter  $c_s$  dan  $k_s$  pada model setengah kendaraan merupakan  $c$  dan  $k$  ekuivalen dari kedua variasi dengan semua kemungkinan konfigurasi pada *in-wheel suspension*, yaitu  $0^\circ \leq \gamma < 120^\circ$ .

Hasil simulasi pada penelitian ini didapatkan bahwa dengan input sinusoidal, semakin bertambahnya beban maka respon perpindahan yang dihasilkan semakin besar pada kecepatan rendah dan akan menurun seiring bertambahnya kecepatan. Pada respon kecepatan semakin bertambahnya beban maka respon yang dihasilkan semakin kecil dan akan menurun seiring bertambahnya kecepatan. Pada respon percepatannya semakin bertambahnya beban maka respon yang dihasilkan semakin kecil dan akan meningkat seiring bertambahnya kecepatan. Hasil simulasi yang didapat dengan input *bump*, semakin bertambahnya beban maka respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dihasilkan semakin kecil, kecuali respon perpindahan pada kecepatan 10 km/jam. Ditinjau dari posisi suspensi terhadap hub, selisih nilai respon pada posisi maksimum dan minimum sistem *in-wheel suspension*  $90^\circ$  juga lebih kecil dibanding sistem *in-wheel suspension*  $180^\circ$  sehingga respon dinamis yang dihasilkan sistem *in-wheel suspension*  $90^\circ$  secara keseluruhan dapat dikatakan lebih baik dibandingkan sistem *in-wheel suspension*  $180^\circ$ .

**Kata kunci:** *in-wheel suspension, respon dinamis, sistem suspensi, sepeda*

# MODELING AND ANALYSIS EFFECT OF THE USE OF IN-WHEEL SUSPENSION WITH THREE SHOCK ABSORBERS ON THE DYNAMIC RESPONSE OF BICYCLE

**Student Name / NRP** : I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe / 02111740000202  
**Department** : Mechanical Engineering INDSYS-ITS  
**Advisor** : Ir. Suwarmin, M.T.

## Abstract

Bicycles are a very popular transportation and widely used by people around the world. Besides being used as a transportation, bicycles are also used for exercising. Currently, suspension is not only used on mountain bikes, but commercial bicycles also use suspension as one of the added values for consumers in terms of comfort. Along with the development of technology, in-wheel suspension emerged as an innovation in the use of suspension designs for bicycles to provide a more comfortable cycling experience. In-wheel suspension is a suspension system design in which shock absorbers are installed inside the wheels at an equal distance from the center hub of the wheel. The hub is made to move against the wheel rim unlike the wheels in general, has the ability to move in any direction and return to its original position allowing the absorption of vibrations from all directions.

In this final project, modeling and analysis are carried out to determine the dynamic response on a bicycle. The modeling is done by making a free body diagram of the in-wheel suspension system with two variations of the angle, which is  $90^\circ$  and  $180^\circ$ , between the hub and shock absorbers on the in-wheel suspension and on the half-vehicle model on a bicycle. From this model, the mathematical equations are formed and then carried out simulations. Simulations were carried out using MATLAB/Simulink software based on half-vehicle modeling. Parameters and in the half-vehicle model are and equivalent to both variations with all possible configurations of in-wheel suspension,  $0^\circ \leq \gamma < 120^\circ$ .

The simulation results in this study showed that with sinusoidal input, the more the load increases, the greater the displacement response generated at low speeds and will decrease with increasing speed. In the speed response, the more the load increases, the smaller the response and it will decrease as the speed increases. In the acceleration response, as the load increases, the resulting response is smaller and will increase with increasing speed. The simulation results obtained with the bump input, as the load increases, the displacement response, speed, and acceleration produced are smaller, except for the displacement response at a speed of 10 km/hour. Judging from the position of the suspension to the hub, the difference in the response values at the maximum and minimum positions of the  $90^\circ$  in-wheel suspension system is also smaller than the  $180^\circ$  in-wheel suspension system so that the dynamic response generated by the  $90^\circ$  in-wheel suspension system can be said to be higher better than the  $180^\circ$  in-wheel suspension system.

**Key words:** *in-wheel suspension, dynamic response, suspension system, bicycle*

## KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas segala berkat dan karunia-Nya sehingga tugas akhir yang berjudul “Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Penggunaan *In-Wheel Suspension* Dengan Tiga Peredam Kejut Terhadap Respon Dinamis Sepeda” dapat terselesaikan dengan baik. Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini izinkan penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara langsung maupun tidak langsung, antara lain:

1. Bapak Gede Ginarya, Ibu Maria D. T. W., Ni Made Ganesh P. C., I Nyoman M. B. P., serta Eyang Uti selaku keluarga penulis, serta seluruh anggota keluarga besar yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu yang selalu memberi dukungan, doa, motivasi terus menerus sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. Suwarmin, M.T. selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis yang telah mendedikasikan waktu dan pengetahuan yang sangat membantu penulis hingga akhirnya dapat menyelesaikan tugas akhir.
3. Bapak Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T., Dr.Eng. Unggul Wasiwatono, S.T., M.Eng.Sc., dan Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng, Ph.D. selaku dosen penguji tugas akhir penulis yang telah memberi banyak saran dan kritik serta waktu untuk penulis sehingga tugas akhir ini menjadi lebih baik lagi.
4. Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA selaku dosen wali penulis yang selalu memudahkan kegiatan perkuliahan.
5. Teman-teman Markas 182 (Even, Stefano, Faradison, Gerald, Andreas, Andro, Joshua, Egan, Onward, Kefas, Darren, Chris, Jhonstone, Dicson, Oberlin, Mario, Dave, Horas dan Leo) sebagai tempat berbagi kenangan dan belajar bersama selama perkuliahan.
6. Teman-teman kepengurusan (Dion, Ersa, Ajus, Indra, Ian, Yuliawan, Cahya, Yulia, Tia, Gek Mas, dan Prita) serta lainnya yang menjadi tempat penulis bertumbuh dan berproses di TPKH-ITS.
7. Teman-teman TPKH-ITS sebagai rekan seiman serta telah memberikan kenangan manis selama perkuliahan.
8. Teman-teman penulis dari angkatan Teknik Mesin ITS 2017 M60 yang berjuang bersama penulis selama perkuliahan.
9. Adrian Suherman yang memberikan ilmu daging baik di dalam maupun di luar dunia perkuliahan.
10. Seluruh pihak yang telah membantu penulis dalam menjalani kehidupan, menyelesaikan perkuliahan hingga tugas akhir yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2022

Penulis

## DAFTAR ISI

Abstrak .....	i
Abstract.....	ii
KATA PENGANTAR.....	iii
DAFTAR ISI .....	iv
DAFTAR GAMBAR.....	vi
DAFTAR TABEL .....	viii
BAB 1    PENDAHULUAN.....	1
1.1    Latar Belakang .....	1
1.2    Rumusan Masalah.....	1
1.3    Batasan Masalah .....	2
1.4    Tujuan Penelitian .....	2
1.5    Manfaat Penelitian .....	2
BAB 2    TINJAUAN PUSTAKA.....	3
2.1    Sistem Suspensi .....	3
2.1.1    Suspensi pada Sepeda.....	3
2.1.2 <i>In-Wheel Suspension</i> .....	4
2.1.3    Komponen dari Suspensi pada Sepeda.....	4
2.2    Model Dinamis Roda .....	7
2.3 <i>Base Excitation</i> .....	8
2.4    Transmisibilitas Perpindahan ( <i>Displacement Transmissibility</i> ).....	9
2.5    Model Dinamis Setengah Sepeda (Satu Roda).....	10
2.6    Penelitian Terdahulu .....	11
BAB 3    METODOLOGI PENELITIAN .....	16
3.1    Prosedur Penelitian .....	16
3.2 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	16
3.3    Studi Literatur .....	17
3.4    Pemodelan Dinamis Sistem .....	17
3.4.1    Pemodelan Dinamis <i>In-Wheel Suspension</i> .....	17
3.4.2    Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Sepeda.....	21
3.5    Diagram Blok.....	23
BAB 4    ANALISA DAN PEMBAHASAN .....	24
4.1    Profil Jalan yang Digunakan.....	24

4.2	Respon Dinamis <i>In-Wheel Suspension</i> .....	25
4.3	Respon Dinamis Bodi Sepeda dari Sistem Setengah Kendaraan dengan Penggunaan <i>In-Wheel Suspension</i> .....	27
4.3.1	Input Sinusoidal .....	27
4.3.2	Input <i>Bump</i> .....	28
4.4	Grafik RMS ( <i>Root Mean Square</i> ) .....	35
4.4.1	Grafik Percepatan RMS pada Sistem Setengah Sepeda dengan Penggunaan <i>In-Wheel Suspension</i> .....	35
4.4.2	Grafik Transmisibilitas Perpindahan pada Sistem Setengah Sepeda dengan Penggunaan <i>In-Wheel Suspension</i> .....	37
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN .....	39
5.1	Kesimpulan .....	39
5.2	Saran .....	39
	DAFTAR PUSTAKA .....	40
	LAMPIRAN .....	41
	BIODATA PENULIS .....	43

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Desain suspensi sepeda secara umum (Nielens & Lejeune, 2004).....	3
Gambar 2.2 Hub normal (Dubey et al, 2020).....	4
Gambar 2.3 Hub fleksibel (Dubey et al, 2020).....	4
Gambar 2.4 Komponen dari perangkat peredam kejut (Nielens & Lejeune, 2004).....	5
Gambar 2.5 Peredam kejut <i>monotube</i> dan <i>twin tube</i> (Arekar & Shahade, 2015).....	5
Gambar 2.6 Peredam kejut <i>mono tube</i> (Arekar & Shahade, 2015).....	6
Gambar 2.7 Peredam kejut <i>twin tube</i> (Arekar & Shahade, 2015).....	6
Gambar 2.8 Model dinamis roda (Ren Y. , 2020).....	7
Gambar 2.9 Rasio slip roda pada kondisi putaran roda yang berbeda (Ren Y. , 2020) .....	7
Gambar 2.10 Contoh sederhana dari sistem <i>free vibration with damping</i> (Rao, 2011) .....	8
Gambar 2.11 <i>Base excitation</i> (Rao, 2011).....	9
Gambar 2.12 Grafik variasi dari $Td$ terhadap $r$ (a) dan $\phi$ terhadap $r$ (b) (Rao, 2011).....	9
Gambar 2.13 Model dinamis dan free body diagram setengah sepeda (Abid et al, 2015).....	10
Gambar 2.14 Model <i>in-wheel suspension</i> (Gowri et al, 2020).....	11
Gambar 2.15 <i>Fabricated in-wheel suspension</i> (Gowri et al, 2020).....	11
Gambar 2.16 <i>Spring wheel (side view)</i> (Dubey et al, 2020).....	12
Gambar 2.17 <i>Spring Wheel (Front View)</i> (Dubey et al, 2020).....	12
Gambar 2.18 Sistem koordinat untuk pengukuran <i>hand arm vibration</i> (ISO, 2001).....	14
Gambar 2.19 Durasi paparan vibrasi untuk prediksi 10% kemungkinan menderita sindrom vibrasi <i>white finger</i> (ISO, 2001).....	14
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> penelitian.....	16
Gambar 3.2 Model matematis <i>in-wheel suspension</i> .....	17
Gambar 3.3 <i>Free body diagram in-wheel suspension</i> dengan sudut $180^\circ$ antara peredam kejut dengan hub .....	18
Gambar 3.4 <i>Free body diagram in-wheel suspension</i> dengan sudut $90^\circ$ antara peredam kejut dengan hub .....	19
Gambar 3.5 <i>Free body diagram</i> hub roda .....	19
Gambar 3.6 <i>Free body diagram</i> hub roda yang disederhanakan.....	20
Gambar 3.7 Model dinamis sistem setengah sepeda roda depan .....	22
Gambar 3.8 Blok diagram sistem setengah kendaraan pada MATLAB/Simulink.....	23
Gambar 4.1 Profil jalan dengan input sinusoidal .....	24



Gambar 4.2 Profil jalan dengan input <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam, 20 km/jam, dan 30 km/jam.....	25
Gambar 4.3 Respon dinamis sistem <i>in-wheel suspension</i> 180° .....	26
Gambar 4.4 Respon dinamis sistem <i>in-wheel suspension</i> 90° .....	26
Gambar 4.5 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap waktu dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input sinusoidal .....	28
Gambar 4.6 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap waktu dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input <i>bump</i> 10 km/jam ...	30
Gambar 4.7 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap waktu dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input <i>bump</i> 20 km/jam ...	32
Gambar 4.8 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap waktu dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input <i>bump</i> 30 km/jam ...	34
Gambar 4.9 Grafik $Dy$ terhadap $A(8)$ dengan ketiga variasi beban pada kedua variasi sistem suspensi .....	36
Gambar 4.10 Grafik transmisibilitas perpindahan penggunaan kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> pada sistem setengah sepeda dengan beban (a) 60 kg, (b) 70 kg, dan (c) 100 kg.....	37
Gambar A.1 Blok simulink <i>in-wheel suspension</i> 180° .....	41
Gambar A.2 Blok simulink <i>in-wheel suspension</i> 90° .....	41
Gambar A.3 Input <i>bump</i> .....	41
Gambar A.4 Input sinusoidal.....	42

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi dari <i>spring wheel</i> .....	13
Tabel 3.1 Parameter yang digunakan pada simulasi.....	23
Tabel 4.1 Gaya pada masing-masing peredam kejut sistem <i>in-wheel suspension</i> 180° .....	25
Tabel 4.2 Gaya pada masing-masing peredam kejut sistem <i>in-wheel suspension</i> 90° .....	25
Tabel 4.3 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 60 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 10$ km/jam).....	29
Tabel 4.4 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 70 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 10$ km/jam).....	29
Tabel 4.5 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 100 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 10$ km/jam).....	30
Tabel 4.6 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 60 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 20$ km/jam).....	31
Tabel 4.7 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 70 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 20$ km/jam).....	31
Tabel 4.8 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 100 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 20$ km/jam).....	32
Tabel 4.9 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 60 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 30$ km/jam).....	33
Tabel 4.10 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 70 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 30$ km/jam).....	33
Tabel 4.11 Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 100 kg pada kedua variasi <i>in-wheel suspension</i> dengan input <i>bump</i> ( $v = 30$ km/jam).....	34
Tabel 4.12 Durasi paparan tahunan untuk 10% kemungkinan terkena sindrom vibrasi <i>white finger</i> .....	35

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Sepeda merupakan alat transportasi yang sangat umum dan luas penggunaannya di seluruh dunia yang digunakan orang dari berbagai kalangan usia. Pengguna sepeda di Indonesia belakangan ini menunjukkan pertumbuhan yang pesat. Di masa pandemi Covid-19 ini, sepeda menjadi tren yang sedang digemari oleh hampir semua kalangan masyarakat Indonesia. Selain digunakan sebagai alat transportasi, sepeda juga menjadi salah satu sarana berolahraga dan hobi yang diminati oleh masyarakat. Pertumbuhan penggunaan sepeda tersebut salah satunya disebabkan oleh meningkatnya kesadaran dari masyarakat terhadap pola hidup sehat.

Dalam beberapa tahun terakhir, sepeda sudah banyak mengalami pengembangan teknologi guna memberikan kenyamanan dan keamanan dengan mempertimbangkan beberapa aspek termasuk pada sistem suspensi. Suspensi sepeda sebagian besar digunakan pada sepeda gunung, namun umum digunakan pada sepeda komersial. Sistem suspensi berfungsi sebagai peredam getaran atau kejut yang diakibatkan oleh kondisi jalan tertentu. Sistem suspensi tersebut memiliki dua bagian penting, yaitu pegas dan peredam, yang kemudian disebut dengan peredam kejut. Pegas memungkinkan suspensi untuk bermanuver ke atas saat roda mengalami kontak dengan gundukan dan turun ke posisi semula setelah melewati gundukan. Suspensi mungkin akan beresilasi ke atas dan ke bawah berkali-kali setiap melewati gundukan jika hanya dilengkapi dengan pegas saja. Suspensi membutuhkan cara untuk menghilangkan energi yang tersimpan pada pegas setelah terkompresi. Fungsi dari peredam adalah untuk menghilangkan energi yang tersimpan pada pegas. Peredam menggunakan fluida untuk mengendalikan gaya redaman, di mana fluida bisa berbentuk cairan atau gas.

Seiring dengan berkembangnya teknologi, muncul berbagai inovasi desain penggunaan suspensi untuk sepeda guna memberikan pengalaman bersepeda yang lebih nyaman, salah satunya yaitu *in-wheel suspension* yang merupakan inovasi roda tanpa jari-jari di mana jari-jari tersebut digantikan dengan peredam kejut. *In-wheel suspension* merupakan suatu desain sistem suspensi di mana peredam kejut dipasang di dalam roda dengan jarak yang sama di hub pusat roda untuk memberikan penyerapan getaran yang lebih baik. Hub dibuat dapat bergerak terhadap rim roda tidak seperti pada roda pada umumnya, memiliki kemampuan untuk bergerak ke segala arah dan kembali ke posisi semula sehingga memungkinkan penyerapan getaran dari segala arah. Oleh karena itu dilakukan penelitian yang bertujuan untuk mengetahui respon dinamis yang dihasilkan pada *in-wheel suspension* pada sepeda. Selain itu penelitian ini bertujuan untuk mengetahui gaya redam yang dihasilkan dengan penggunaan *in-wheel suspension*. Pada penelitian ini dilakukan analisis dari *in-wheel suspension* menggunakan tiga silinder peredam kejut dan kemudian disimulasikan dengan software MATLAB/Simulink.

### 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Bagaimana pengaruh beban dan putaran roda terhadap respon dinamis yang dihasilkan sistem suspensi?
2. Bagaimana respon dinamis sepeda dengan penggunaan *in-wheel suspension* ditinjau dari sudut silinder suspensi terhadap hub roda?

### **1.3 Batasan Masalah**

Batasan masalah yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Simulasi menggunakan model setengah sepeda.
2. Analisa dilakukan pada roda bagian depan sepeda.
3. Kecepatan sepeda konstan.
4. Analisa respon hanya memperhatikan gaya-gaya arah vertikal.
5. Roda tidak mengalami slip.
6. Variasi sudut antara silinder dan hub roda yang digunakan adalah  $90^\circ$  dan  $180^\circ$ .
7. Pengaruh ukuran hub roda diabaikan.

### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Mengetahui pengaruh beban dan putaran roda terhadap respon dinamis yang dihasilkan sistem suspensi.
2. Mengetahui respon dinamis sepeda dengan penggunaan *in-wheel suspension* ditinjau dari sudut silinder suspensi  $90^\circ$  dan  $180^\circ$  terhadap hub roda.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Bagi penulis adalah sebagai sarana untuk penerapan keilmuan yang telah didapatkan selama menimba ilmu di Teknik Mesin FTIRS-ITS.
2. Sebagai penambah wawasan mengenai desain sistem suspensi yang dapat digunakan pada sepeda.
3. Sebagai media informasi mengenai respon dinamis yang dihasilkan dari sistem *in-wheel suspension*.
4. Sebagai bahan referensi dan acuan bagi peneliti selanjutnya untuk pengembangan kedepannya.

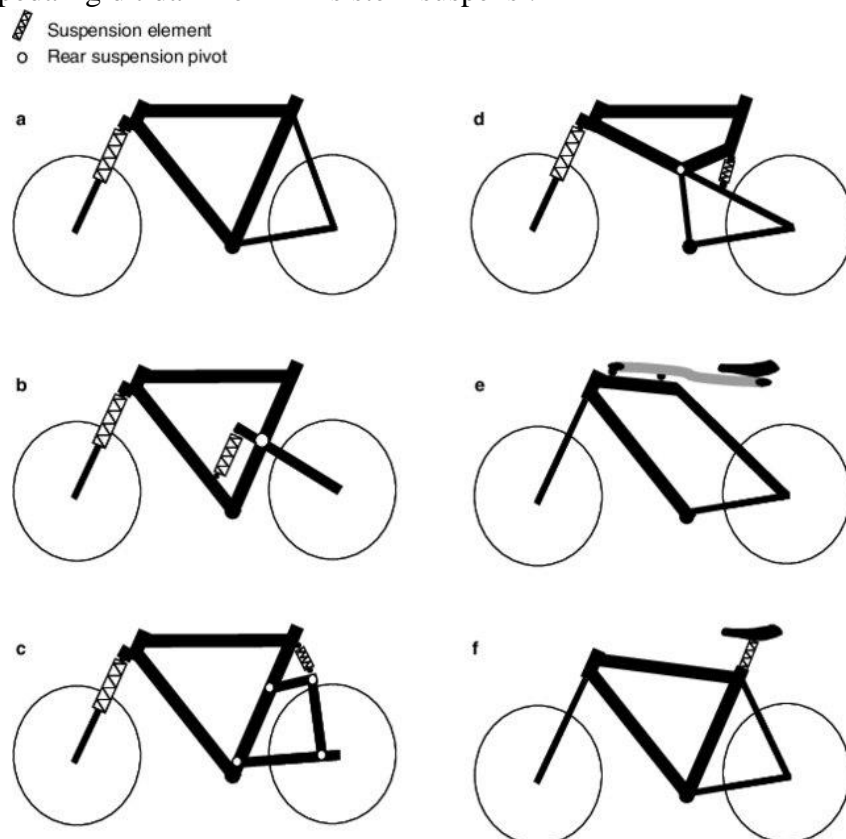
## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Sistem Suspensi

##### 2.1.1 Suspensi pada Sepeda

(Nielens & Lejeune, 2004) menyatakan sepeda dapat digolongkan menjadi tiga jenis, yaitu *hardtail*, *full suspension (soft tail)*, serta *rigid*. Sepeda *hardtail* hanya dilengkapi dengan peredam kejut pada bagian depan. Hal tersebut dapat membantu mengurangi kelelahan pada tubuh bagian atas, mempermudah kemudi pada medan jalan yang kasar dan menjaga tangan tetap pada setang. Sepeda *soft tail* dilengkapi suspensi pada bagian depan dan belakang, sedangkan sepeda rigid tidak memiliki sistem suspensi.



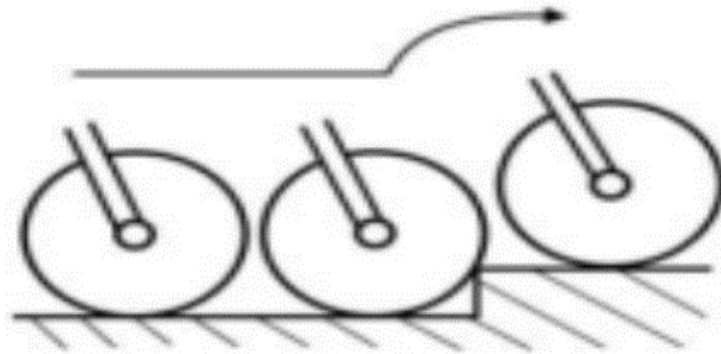
**Gambar 2.1** Desain suspensi sepeda secara umum (Nielens & Lejeune, 2004)

Gambar 2.1 menunjukkan beberapa desain suspensi dari sepeda. Pada sistem suspensi depan yang umum di pasaran berupa garpu teleskopik dengan elemen visko-elastik di setiap lengan garpu (Gambar 2.1a), namun untuk sistem suspensi belakang variannya lebih banyak. Pada sistem suspensi ganda, peletakkan suspensi belakang lebih bervariasi. *Swing arm* belakang konvensional dengan satu titik poros (Gambar 2.1b), sistem suspensi *multibar linkage* belakang dengan beberapa titik poros (Gambar 2.1c), dan sistem segitiga belakang terpadu yang menghilangkan interaksi antara cincin rantai depan dengan suspensi belakang (Gambar 2.1d). Sistem yang jauh lebih sederhana juga telah dikembangkan. Pada sistem *Softride Allsop*, sadel dipasang pada komposit *beam* fleksibel (Gambar 2.1e). Tiang kursi bersuspensi relatif murah dan sistem sederhana yang dapat menggantikan tiang kursi kaku tradisional pada kebanyakan sepeda (Gambar 2.1f).

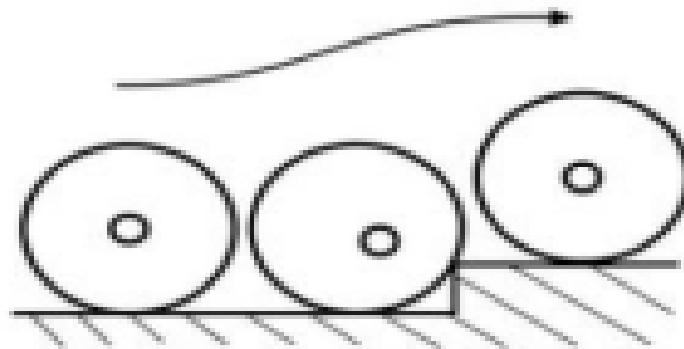
### 2.1.2 *In-Wheel Suspension*

*In-wheel suspension* merupakan suatu inovasi dari sistem suspensi di mana roda tidak menggunakan jari-jari untuk menghubungkan hub dan rim, melainkan digantikan dengan peredam kejut. (Dubey et al, 2020) membuat hub fleksibel terhadap roda sehingga memiliki kemampuan untuk bergerak ke segala arah dan kembali ke posisi semula. Konfigurasi ini memungkinkan penyerapan getaran dari segala arah saat roda melewati jalan yang tidak rata sehingga roda dapat mempertahankan kontak yang lebih baik dengan tanah.

(Dubey et al, 2020) menyatakan bahwa dengan menggunakan *in-wheel suspension*, getaran yang dihasilkan roda dengan jari-jari dipersingkat  $2/3$  rds. *In-wheel suspension* dapat mengatasi keausan dengan lebih baik dibandingkan dengan roda berjari-jari. Seperti penjelasan sebelumnya, hub pusat *in-wheel suspension* adalah hub yang fleksibel. Gaya yang bekerja pada roda menekan peredam kejut, kemudian hub bergeser sesuai dengan gaya yang diterapkan dan mundur kembali ke posisi semula setelah energi tersebar. Tiga peredam kejut dipasang pada sudut penguncian sendiri untuk mengirimkan torsi yang lebih baik.



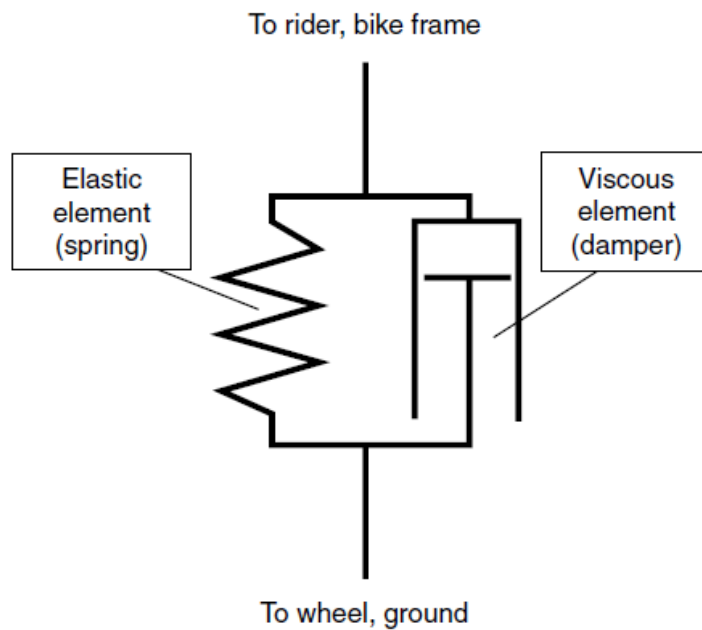
**Gambar 2.2** Hub normal (Dubey et al, 2020)



**Gambar 2.3** Hub fleksibel (Dubey et al, 2020)

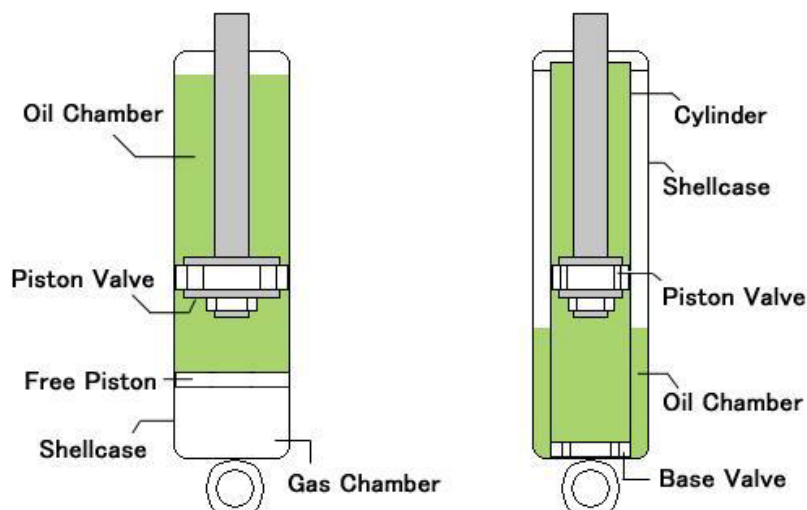
### 2.1.3 **Komponen dari Suspensi pada Sepeda**

Sebagian model sepeda dilengkapi dengan sistem suspensi pada roda bagian depan, atau biasa disebut dengan suspensi depan. (Nielens & Lejeune, 2004) menyatakan model sistem suspensi pada kedua rodanya umumnya disebut dengan suspensi ganda. Seperti yang dibahas oleh De Lorenzo dkk., suspensi mengisolasi pengendara sepeda dari getaran dari medan yang menyebabkan guncangan. Sepeda yang dilengkapi suspensi dapat menempuh medan dengan lebih halus sehingga meningkatkan kenyamanan bersepeda. Suspensi dapat meningkatkan *cornering*, kapasitas pengereman, dan secara umum kontrol terhadap sepeda karena memungkinkan kontak yang lebih baik antara ban dan permukaan jalan.



**Gambar 2.4** Komponen dari perangkat peredam kejut (Nielens & Lejeune, 2004)

Secara umum, sebagian besar peredam kejut bagian depan dan belakang terdiri dari elemen elastis dan *viscous* yang dipasang secara paralel. (Nielens & Lejeune, 2004) menyebut properti mekanis pada kedua elemen umumnya terpisah dan dapat disesuaikan. Elemen elastis ( $k$ ) terbuat dari pegas baja yang dapat dibatasi sebelumnya pada tingkat yang berbeda atau ruang udara yang dapat diisi sebelumnya pada tekanan yang bervariasi sesuai dengan sifat medan dan preferensi pengendara sepeda. Elemen viscous ( $c$ ) umumnya terdiri dari piston dan ruang silinder yang diisi oleh minyak. Minyak tersebut mengalir melalui *orifice* yang terdapat pada piston. (Arekar & Shahade, 2015) menyatakan *orifice* berfungsi sebagai pengatur aliran minyak sehingga ukuran dari *orifice* dapat disesuaikan untuk memodifikasi gaya peredaman.



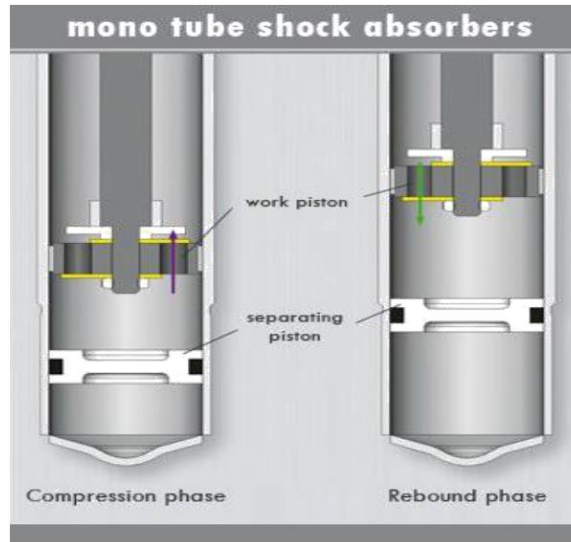
**Gambar 2.5** Peredam kejut *monotube* dan *twin tube* (Arekar & Shahade, 2015)

Peredam kejut sendiri dapat dibagi menjadi dua, yaitu *mono tube* dan *twin tube*. *Mono tube* memiliki satu ruang sedangkan *twin tube* memiliki dua ruang, di mana ruang tersebut dapat diisi oleh minyak atau udara. (Chavan et al, 2013) menyatakan peredam kejut bekerja

berdasarkan prinsip perpindahan fluida pada kompresi dan ekspansi. Dalam siklus kompresi piston bergerak ke bawah dan menekan fluida di dalam ruang yang terletak di bawah piston sehingga fluida mengalir ke ruang atas dari ruang bawah melalui piston. Dalam siklus ekspansi piston bergerak ke atas menuju bagian atas tabung tekanan. Gerakan ke atas menghasilkan kompresi fluida di ruang yang terletak di atas piston. Gambar 2.5 menunjukkan bentuk fisik dari *monotube* dan *twin tube*.

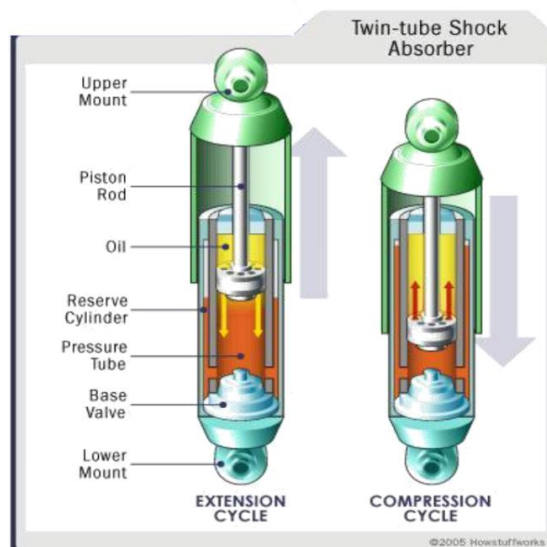
### A. Peredam Kejut *Mono Tube*

Peredam kejut *mono tube* terdiri dari tabung tunggal dengan dua *valve* yang sebagian besar diisi minyak. Saat peredam menekan, *valve* akan terbuka dan saat memanjang, *valve* lainnya terbuka dan yang pertama akan menutup. Jumlah fluida yang dialirkan tergantung pada kecepatan gundukan yang didapatnya saat bergerak. Jika menerima gundukan kecil dengan kecepatan rendah, *valve* yang lebih besar akan terbuka dan ada sejumlah besar fluida yang dialirkan melalui *orifice*. Di sisi lain jika mendapat benturan kuat berkecepatan tinggi, *valve* yang lebih kecil akan dibuka dan sedikit fluida dialirkan.



Gambar 2.6 Peredam kejut *mono tube* (Arekar & Shahade, 2015)

### B. Peredam Kejut *Twin Tube*



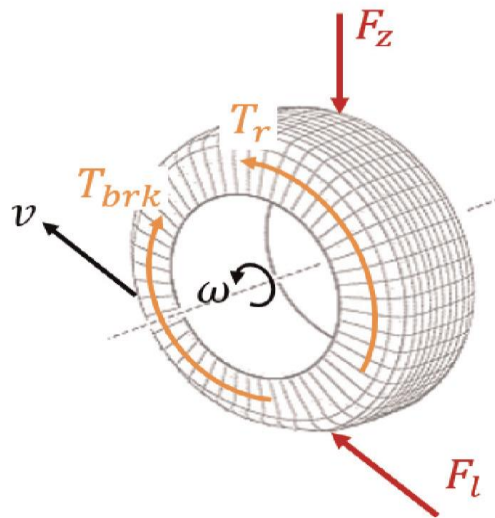
Gambar 2.7 Peredam kejut *twin tube* (Arekar & Shahade, 2015)



Peredam kejut *twin tube* juga dikenal sebagai peredam kejut dua tabung, terdiri dari dua gabungan tabung silinder, tabung dalam yang disebut tabung dan tabung luar yang disebut tabung penyimpan. Di bagian bawah tabung pada bagian dalamnya terdapat *valve* kompresi atau *base valve*. Cairan hidrolik bergerak di antara ruang yang berbeda melalui *orifice* dan melalui *valve* di piston ketika piston dipaksa naik atau turun oleh gundukan di jalan, mengubah energi "kejut" menjadi panas yang kemudian harus dibuang.

## 2.2 Model Dinamis Roda

Model dinamis roda dapat dilihat pada Gambar 2.8. Kecepatan roda ( $\omega_i$ ) menggambarkan transfer daya dari hub roda penggerak roda belakang ke jalan. Pada kendaraan roda dua, roda depan dan belakang direpresentasikan sebagai  $i \in \{f, r\}$ . Torsi traksi ( $T_r$ ) diaplikasikan pada roda belakang, untuk torsi pengereman diaplikasikan pada bagian tengah roda depan dan belakang. Gaya longitudinal ( $F_{l,i}$ ) merupakan gaya untuk menggerakkan roda pada titik kontak antara ban dan permukaan jalan.



**Gambar 2.8** Model dinamis roda (Ren Y. , 2020)

(Ren Y. , 2020) menyatakan dinamika kecepatan roda dapat ditulis sebagai berikut.

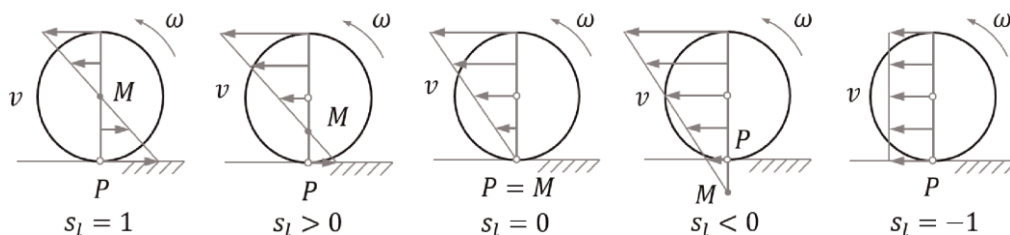
$$\dot{\omega}_f = \frac{-T_{brk,f} - R_f F_{l,f}}{J_f} \quad (2-1)$$

$$\dot{\omega}_r = \frac{T_r - T_{brk,r} - R_r F_{l,r}}{J_r} \quad (2-2)$$

di mana  $J_i$  merupakan inersia roda dengan jari-jari  $R_i$ .

Gaya longitudinal dapat dideskripsikan sebagai fungsi dari koefisien gesek ( $\mu_i$ ) dan slip longitudinal ban ( $s_{l,i}$ ) dikalikan dengan gaya vertikal pada setiap roda ( $F_{z,i}$ ) sebagai berikut.

$$F_{l,i} = F_{z,i} \cdot \mu_i(s_{l,i}) \quad (2-3)$$



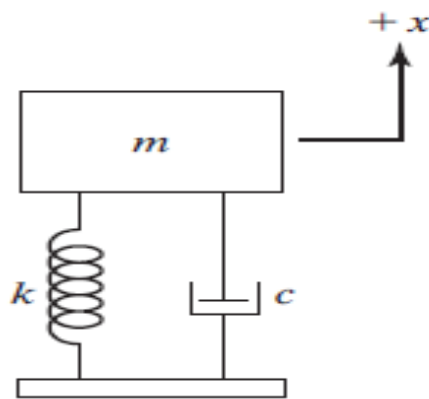
**Gambar 2.9** Rasio slip roda pada kondisi putaran roda yang berbeda (Ren Y. , 2020)

Gambar 2.9 menunjukkan slip longitudinal pada kondisi akselerasi dan pengereman. Penjelasan dari Gambar 2.9 secara berurut dari kiri ke kanan adalah sebagai berikut:

1. Roda hanya mengalami gerak rotasi saja tanpa adanya gerak translasi.
2. Roda mengalami gerak rotasi dan translasi dengan adanya slip pada kondisi akselerasi.
3. Roda mengalami gerak rotasi dan translasi tanpa adanya slip.
4. Roda mengalami gerak rotasi dan translasi dengan adanya slip pada kondisi pengereman.
5. Roda hanya mengalami gerak translasi saja tanpa adanya gerak rotasi.

### 2.3 Base Excitation

(Rao, 2011) menyatakan getaran sebagai gerakan bolak balik dari suatu benda dari titik awalnya melalui titik setimbangnya. Pendulum yang berayun merupakan contoh ilustrasi yang paling sederhana dari getaran. Secara umum sistem getaran termasuk sebagai sarana untuk menyimpan energi potensial (pegas), energi kinetik (massa atau inersia), dan menghilangkan energi secara bertahap (peredam). Pada sistem teredam, beberapa energi akan terdisipasi ke dalam siklus getaran dan harus digantikan dengan sumber eksternal jika kondisi yang diinginkan adalah keadaan getaran stabil. Sistem getaran sederhana dapat digambarkan dengan satu derajat kebebasan yang meliputi massa, pegas, dan peredam.



**Gambar 2.10** Contoh sederhana dari sistem *free vibration with damping* (Rao, 2011)

Secara umum, getaran dapat diklasifikasikan menjadi dua.

- *Free Vibration*, terjadi ketika sistem mekanik diberi dengan input awal dan kemudian dibiarkan bergetar secara bebas. Penurunan rumus dari Gambar 2.10 dapat ditulis sebagai berikut.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2-4)$$

- *Forced Vibration*, terjadi ketika sistem mekanik terkena gaya luar. Penurunan rumus untuk *forced vibration* di mana  $F(t)$  merupakan gaya yang diberikan pada massa saat waktu  $t$  dapat ditulis sebagai berikut.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2-5)$$

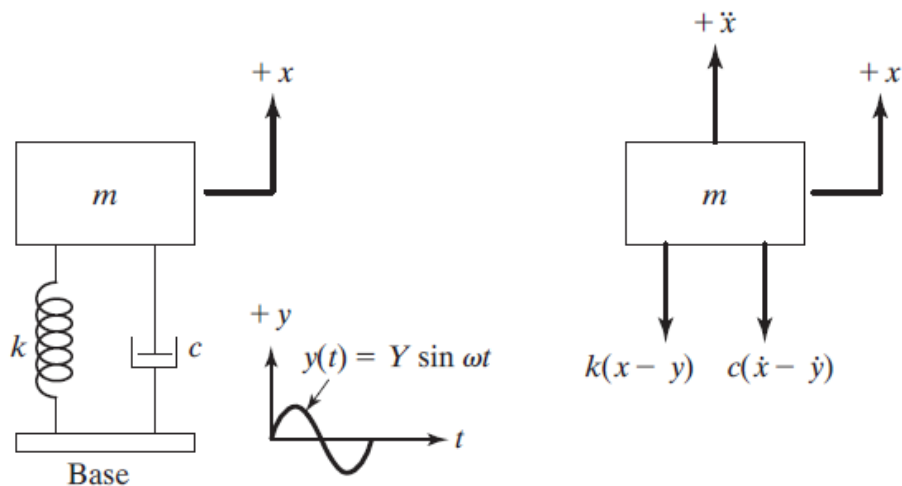
Jika *base* dimodelkan sebagai simpangan  $y(t)$  maka total simpangan dari pegas adalah  $x - y$  dan kecepatan relatif dari damper adalah  $\dot{x} - \dot{y}$ . Gambar 2.11 merupakan skema sistem dinamis dan *free body diagram* dari *motion of base*. Dari *free body diagram* pada Gambar 2.11 didapat persamaan gerak sebagai berikut.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2-6)$$

Jika  $y(t) = Y \sin \omega t$ , maka persamaan 2-6 menjadi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (2-7)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\omega Y \cos \omega t + kY \sin \omega t \quad (2-8)$$

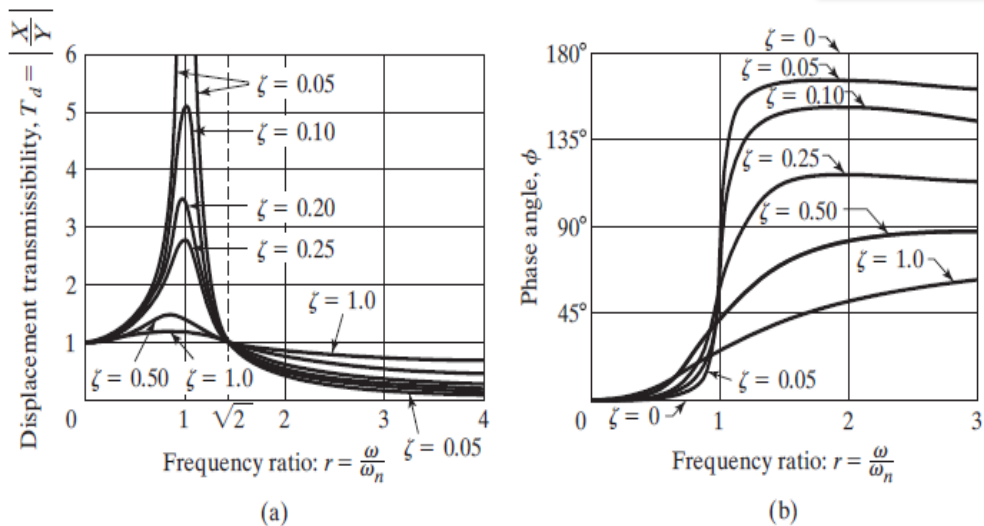


Gambar 2.11 Base excitation (Rao, 2011)

### 2.4 Transmisibilitas Perpindahan (Displacement Transmissibility)

(Rao, 2011) menyatakan rasio dari amplitudo respon  $x_p(t)$  terhadap *base motion*  $y(t)$ , yaitu  $\frac{X}{Y}$ , disebut dengan transmisibilitas perpindahan. Transmisibilitas perpindahan adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara. Grafik dari transmisibilitas perpindahan dapat dilihat pada Gambar 2.12.

$$T_d = \frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{(1 - 2\zeta r)^2}{(1 - r)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2-9)$$



Gambar 2.12 Grafik variasi dari  $T_d$  terhadap  $r$  (a) dan  $\phi$  terhadap  $r$  (b) (Rao, 2011)

Berikut ini merupakan karakteristik transmisibilitas perpindahan ( $T_d = \frac{X}{Y}$ ), yang dapat diambil dari Gambar 2.12 (a):

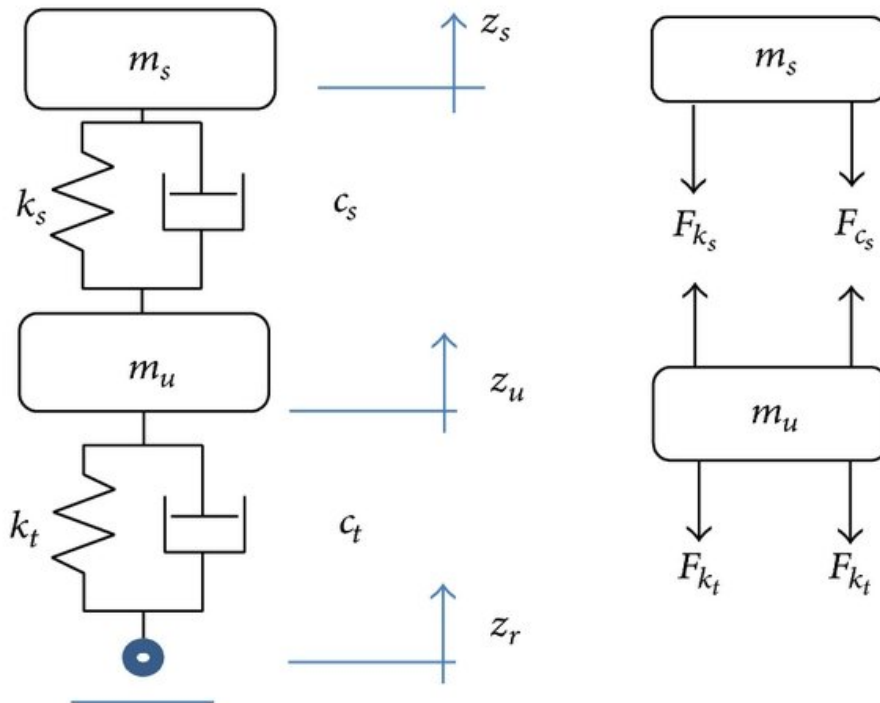
1. Nilai  $T_d = 1$  saat  $r = 0$  dan mendekati 1 untuk nilai  $r$  yang sangat kecil.
2. Untuk sistem tidak teredam ( $\zeta = 0$ ),  $T_d$  menuju tak terhingga saat resonansi ( $r = 1$ ).
3. Nilai  $T_d < 1$  ketika  $r = \sqrt{2}$  (untuk semua nilai  $\zeta$ ).
4. Nilai  $T_d = 1$  ketika  $r = \sqrt{2}$  (untuk semua nilai  $\zeta$ ).

5. Untuk  $r < \sqrt{2}$ , semakin kecil nilai  $\zeta$  maka semakin besar nilai  $T_d$ . Sebaliknya, untuk  $r > \sqrt{2}$ , semakin kecil nilai  $\zeta$  maka semakin kecil juga nilai  $T_d$ .
6. Nilai dari  $T_d$  mencapai nilai maksimum saat  $0 < \zeta < 1$  saat  $r = r_m < 1$ . Nilai  $r_m$  dapat dicari dengan perumusan sebagai berikut:

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} \left[ \sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1 \right]^{1/2} \quad (2-10)$$

## 2.5 Model Dinamis Setengah Sepeda (Satu Roda)

Representasi sistem suspensi pada sepeda yang terdapat pada Gambar 2.13 yang disebut dengan sistem setengah kendaraan pada sepeda, di mana bertujuan untuk menggambarkan interaksi antara sistem suspensi, ban, dan bodi pada salah satu bagian pada sepeda. (Abid et al, 2015) menyebut massa *sprung* (bodi) dan massa *unsprung* (roda), yang dimodelkan sebagai elemen elastis, ditopang oleh pegas dan elemen peredam dari suspensi.



**Gambar 2.13** Model dinamis dan free body diagram setengah sepeda (Abid et al, 2015)

Persamaan dinamis dari massa *sprung* dan massa *unsprung* pada Gambar 2.13 dapat ditulis sebagai berikut.

- Persamaan massa *sprung*:

$$\Sigma F = m_s \ddot{z}_s \quad (2-11)$$

$$-c_s \dot{z}_s + c_s \dot{z}_u - k_s z_s + k_s z_u = m_s \ddot{z}_s \quad (2-12)$$

$$-c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) = m_s \ddot{z}_s \quad (2-13)$$

$$m_s \ddot{z}_s + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) = 0 \quad (2-14)$$

- Persamaan massa *unsprung*:

$$\Sigma F = m_u \ddot{z}_u \quad (2-15)$$

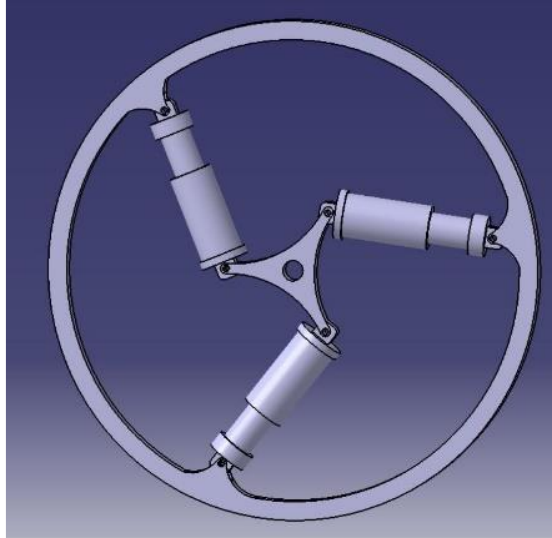
$$-(c_t + c_s)\dot{z}_u + c_s \dot{z}_s + c_t \dot{z}_r - (k_t + k_s)z_u - k_s z_s - k_t z_r = m_u \ddot{z}_u \quad (2-16)$$

$$c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - c_t(\dot{z}_u - \dot{z}_r) + k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) = m_u \ddot{z}_u \quad (2-17)$$

$$m_u \ddot{z}_u - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + c_t(\dot{z}_u - \dot{z}_r) - k_s(z_s - z_u) + k_t(z_u - z_r) = 0 \quad (2-18)$$

## 2.6 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian terdahulu ditinjau sebagai penunjang dan referensi pada penelitian tugas akhir ini. (Gowri et al, 2020) melakukan penelitian tentang *in-wheel suspension* dengan tujuan untuk membuat sistem suspensi pada sepeda dengan desain dan pembuatan yang hemat biaya dan peningkatan efisiensi dari sistem suspensi. Pada penelitian tersebut Shankar M. dkk. memodifikasi bagian hub roda dengan tujuan untuk pemasangan peredam kejut. Hub yang terdiri dari poros, *bearing*, dan rangka hub harus cukup kuat untuk menahan getaran dari berbagai kondisi jalan. Gambar 2.14 merupakan model yang dibuat pada penelitian tersebut dengan menggunakan *software* CATIA.



**Gambar 2.14** Model *in-wheel suspension* (Gowri et al, 2020)

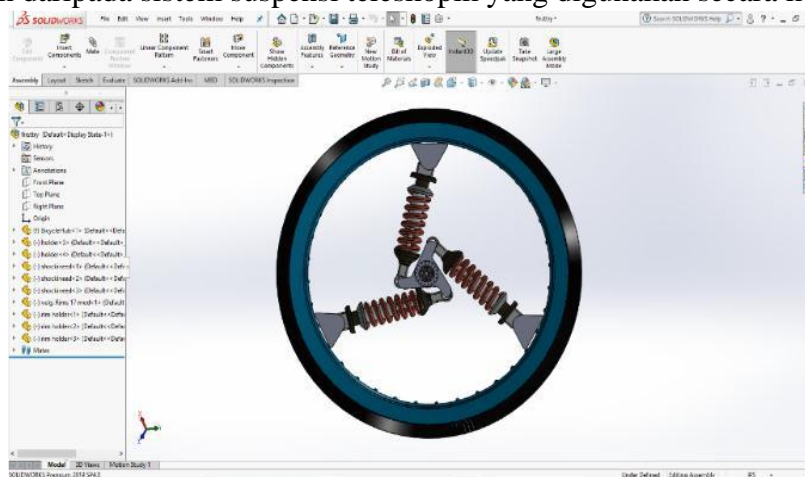
Gambar 2.14 merupakan prototipe dari *in-wheel suspension* pada penelitian ini. Dalam proses pembuatan prototipe hal yang terpenting adalah proses pembuatan komponennya, seperti hub roda, rim roda, poros, peredam kejut. (Gowri et al, 2020) memilih material *mild steel* untuk membuat hub roda. *Mild steel* dipilih karena memiliki karakteristik yang lebih baik dan sangat cocok dengan model prototipe. Rim roda diambil dari roda sepeda konvensional yang terbuat dari paduan aluminium dengan diameter 32 cm kemudian dilas dengan kedudukan sebagai penghubung peredam kejut dari rim ke hub. Kedudukan tersebut terbuat dari *mild steel*. Pengelasan gas dipilih karena lebih cocok untuk mengelas paduan aluminium dengan *mild steel* untuk menyatukan seluruh komponen tersebut.



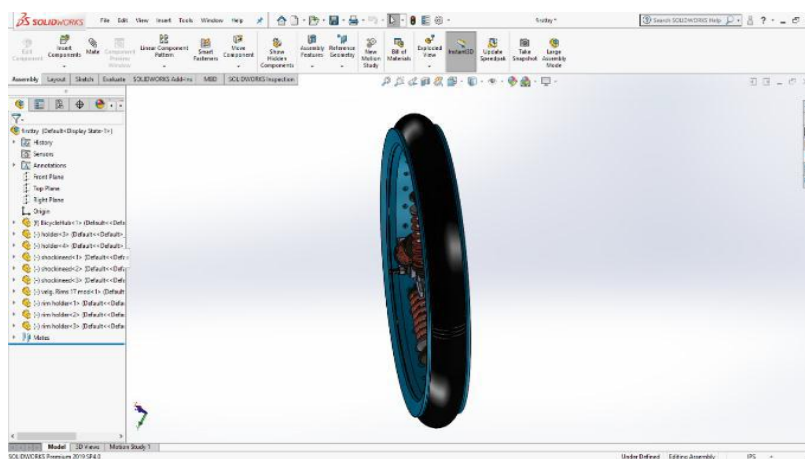
**Gambar 2.15** Fabricated *in-wheel suspension* (Gowri et al, 2020)

(Gowri et al, 2020) selanjutnya memasang poros di dalam hub roda di atas *bearing*, di mana fungsi *bearing* untuk menahan gaya antara poros dan hub roda. Porosnya kaku dan dengan adanya gaya dari *bearing*, hub roda berputar di atas poros sambil menyerap getaran dari jalan dan karena gaya pegas, peredam kejut kembali ke posisi semula. Komponen-komponen tersebut kemudian dirakit menggunakan baut dan mur. Salah satu ujung peredam kejut dipasang dengan hub roda pada sudut 90 derajat di mana hub roda dan peredam kejut saling tegak lurus. Komponen yang telah selesai dirakit, ban dan peredam kejut dipasang, roda kemudian diuji dalam berbagai beban dan kondisi.

Dari penelitian tersebut (Gowri et al, 2020) menyimpulkan bahwa *in-wheel suspension* menyerap guncangan dan getaran benturan, sekaligus memberikan kekakuan dan stabilitas yang luar biasa. Hal ini membantu untuk mengurangi rasa sakit dan kelelahan yang dialami oleh pengemudi. Keuntungan paling banyak menggunakan *in-wheel suspension* adalah dari segi kenyamanan, kelelahan yang dialami oleh tenaga penggerak lebih sedikit. Di saat kenyamanan pengemudi meningkat, kemantapan kendaraan berkurang yang menunjukkan bahwa kecelakaan di jalan dapat dihindari. Banyak kecelakaan di jalan terjadi karena kurangnya stabilitas dan kontrol pengemudi, pilihan suspensi seperti *in-wheel suspension* dapat mengurangi kecelakaan di pinggir jalan dan meningkatkan keselamatan kesehatan pengemudi atau manusia. Oleh karena itu *in-wheel suspension* akan menjadi lebih dan lebih menguntungkan daripada sistem suspensi teleskopik yang digunakan secara komersial.



**Gambar 2.16** Spring wheel (side view) (Dubey et al, 2020)



**Gambar 2.17** Spring Wheel (Front View) (Dubey et al, 2020)

(Dubey et al, 2020) melakukan penelitian tentang *in-wheel suspension* di mana jari-jari roda digantikan dengan tiga buah peredam kejut. Penelitian tersebut bertujuan untuk merancang roda tipe baru dengan hub, rim, dan ban yang sekaligus bisa dijadikan sebagai sistem suspensi. Pada penelitian ini, Dubey dkk. mengobservasi konsep pegas daun pada truk yang kapasitas bebannya tinggi dan melakukan studi tentang konsep ini untuk merancang roda dengan kemampuan menyerap getaran maksimum. Keuntungan dari model ini adalah kinerja penyerapan getaran meningkat, kenyamanan yang lebih baik dari roda sepeda konvensional, lebih mulus saat berkendara, dan jauh lebih kuat dibanding dengan roda lainnya.

Pada penelitian tersebut, (Dubey et al, 2020) menggunakan *software* Solidworks untuk memodelkan *spring wheel*. Gambar 2.16 dan 2.17 merupakan model lengkap dari *spring wheel*, di mana komponen pada roda tersebut terdapat rim roda, hub roda, *coil over shock absorber*, komponen hub segitiga, *clamp* yang dimodifikasi. Spesifikasi dari Gambar 2.16 dan 2.17 dapat dilihat pada Tabel 2.1.

**Tabel 2.1** Spesifikasi dari *spring wheel*

Component	Dimension	Weight	Material	Load Carrying
Tyre	26x4 inch ISO 559 120 tpi 1.6-2.0 bar	1.30- 1.40 kg	Magnesium Nylon	136 kg
Tube	22x4 inch	1.2 kg	Butyl Rubber	90 kg
Rim	22-26 inch	1.7-2.2 kg	Alloy (Aluminium + 1 ron)	145 kg
Shock Absorber	7 inch 0.35''- 0.96'' width	3 kg	Alloy	8 kg (individual)
Hub	135-170 mm	500 kg	Steel	-
Spokes	-	No. 30- 40	Steel	50 kg (individual)
Cycle	-	21 kg	Alloy (Carbon Fiber)	200 kg

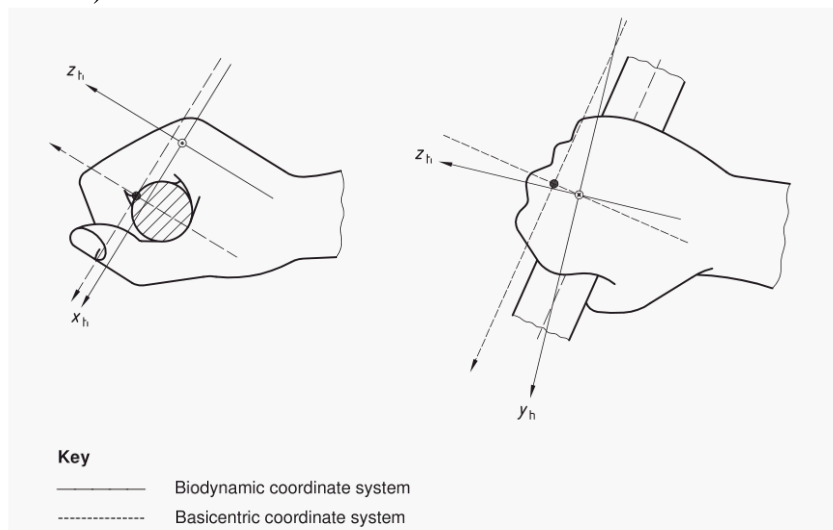
Dari penelitian tersebut (Dubey et al, 2020) menyimpulkan bahwa desain roda dengan peredam kejut yang menggantikan jari-jari konvensional menghasilkan hasil positif terhadap kenyamanan bersepeda dan kemajuan elemen lainnya, dengan sedikit atau tanpa kekurangan. Kemudahan bersepeda yang hadir dengan desain demikian juga meningkatkan penyerapan getaran. Hal tersebut menghilangkan kebutuhan akan peredam kejut pada rangka sepeda. Jenis roda seperti ini menegaskan pada aplikasinya bahwa kenyamanan adalah mutlak, dan roda tipe ini juga dapat diaplikasikan pada kursi roda.

Pengukuran getaran yang ditransmisikan ke pengendara melalui tangan menggunakan *basentric coordinate system* dengan origin permukaan *handle* di bawah tulang jari tengah

dijelaskan sesuai standar ISO 5349-1 oleh (International Organization for Standardization, 2001). Paparan getaran bergantung pada besarnya getaran dan durasi paparan di mana besarnya getaran diwakili oleh nilai total percepatan getaran  $a_{hv}$ . Durasi paparan (harian) adalah total waktu di mana tangan terpapar getaran. Paparan getaran diperoleh dari besar getaran dan durasi paparan. Durasi paparan dinyatakan dalam nilai total getaran 8-h *energy-equivalent frequency-weighted* seperti yang ditunjukkan persamaan berikut.

$$A(8) = a_{hv} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (2-19)$$

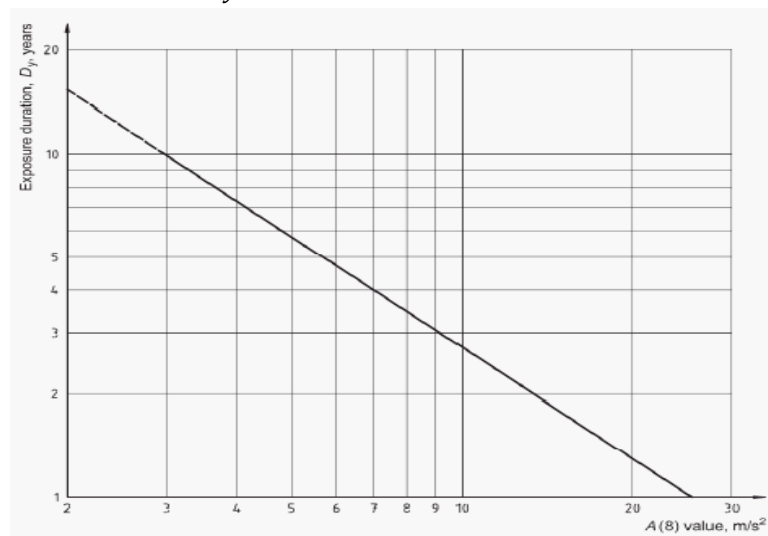
Di mana  $T$  adalah total paparan getaran harian untuk getaran  $a_{hv}$  dan  $T_0$  adalah durasi referensi yaitu 8 jam (28.800 s).



**Gambar 2.18** Sistem koordinat untuk pengukuran *hand arm vibration* (ISO, 2001)

Durasi paparan tahunan ( $D$ ) bagi individu untuk memiliki 10% kemungkinan untuk menderita sindrom vibrasi *white finger* ditunjukkan persamaan berikut.

$$D_y = 31.8(A(8))^{-1.06} \quad (2-20)$$



**Gambar 2.19** Durasi paparan vibrasi untuk prediksi 10% kemungkinan menderita sindrom vibrasi *white finger* (ISO, 2001)



*European Directive 2002/44/EC (Directive, 2002/44/EC, 2002)* mengharuskan pemberi kerja bertanggung jawab untuk memastikan bahwa risiko getaran seluruh tubuh dihilangkan atau diminimalkan. Arahan tersebut mendefinisikan ambang batas paparan sebesar  $2,5 \text{ m/s}^2$  untuk sistem tangan-lengan dan jika terlampaui, tindakan untuk mengurangi getaran harus dilakukan. Arahan tersebut juga mengharuskan ambang batas paparan sebesar  $5 \text{ m/s}^2$  untuk sistem tangan-lengan tidak boleh dilampaui.

## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

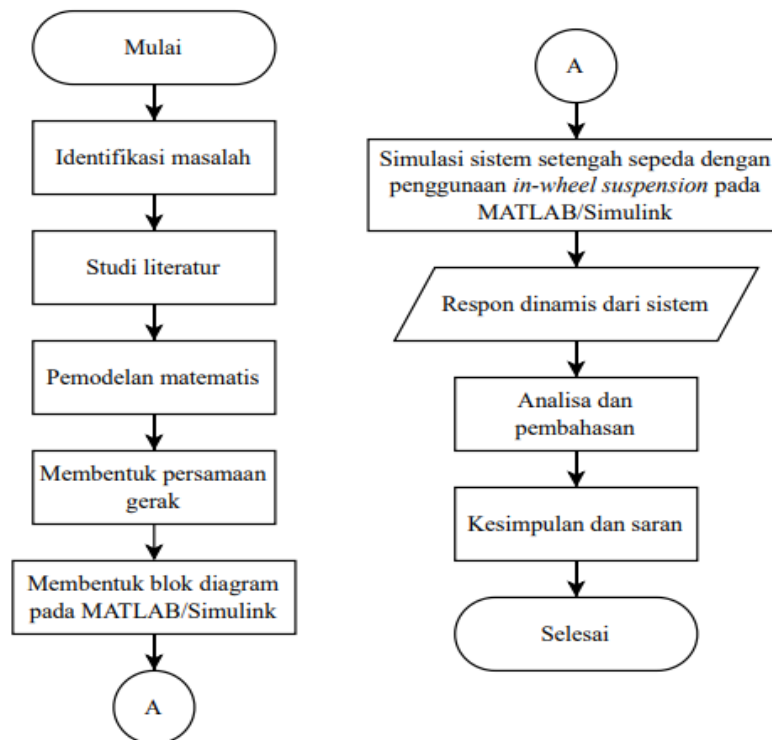
### 3.1 Prosedur Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui respon dinamis pada *in-wheel suspension* yang menggunakan tiga peredam kejut dengan dua variasi sudut, yaitu pada sudut  $90^\circ$  dan  $180^\circ$  antara peredam kejut terhadap hub. Pada penyusunan tugas akhir ini, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan yaitu sebagai berikut:

- Tahap pertama, dilakukan identifikasi masalah yang dapat dibahas dan menjadi latar belakang penelitian ini.
- Tahap kedua, dilakukan studi literatur dari berbagai buku, jurnal ilmiah, dan penelitian terdahulu mengenai pengembangan sistem suspensi.
- Tahap ketiga, penentuan batasan dalam simulasi yang akan dilakukan.
- Tahap keempat, pembuatan model dinamis beserta parameter yang digunakan dan dilakukan simulasi pada *software* MATLAB/Simulink.
- Tahap kelima, dilakukan analisis dan pembahasan dari hasil simulasi *software* MATLAB/Simulink.
- Tahap keenam, dilakukan kesimpulan yang berdasarkan hasil analisis dan saran untuk penelitian selanjutnya akan dibuat untuk mendapatkan hasil yang lebih baik.

### 3.2 Flowchart Penelitian

Penulisan ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis dari sepeda dengan penggunaan sistem *in-wheel suspension*. Dalam proses penulisan tugas akhir ini terdapat langkah-langkah yang secara garis besar ditunjukkan oleh *flowchart* penelitian pada Gambar 3.1.



**Gambar 3.1** Flowchart penelitian

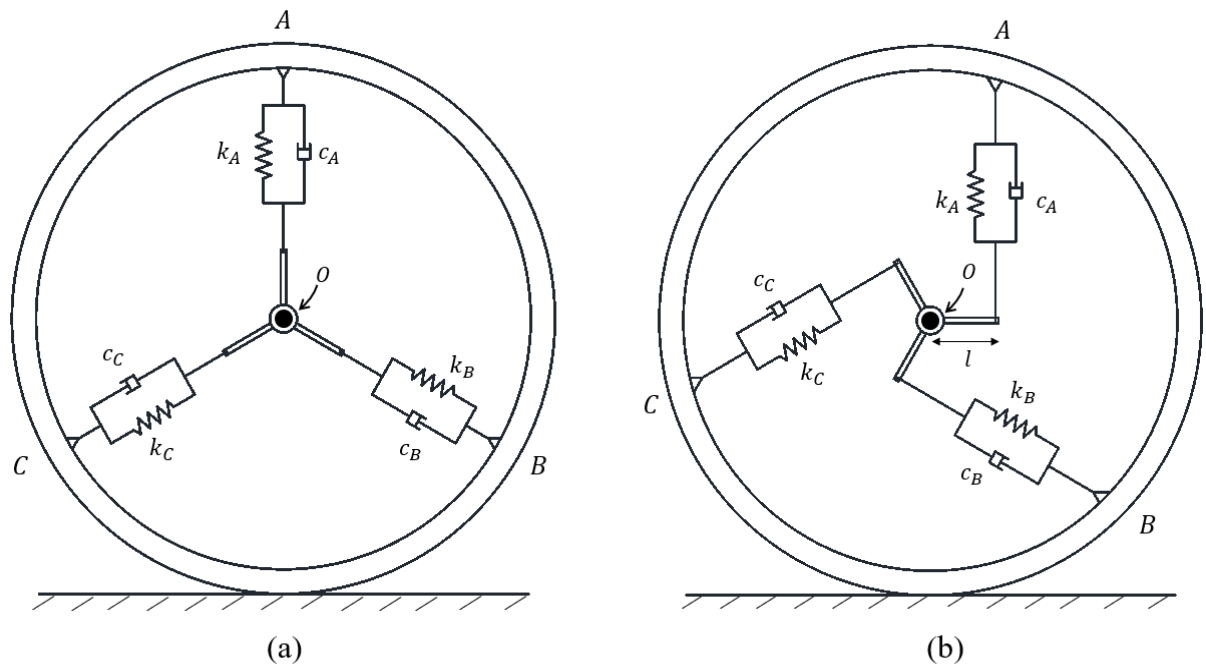
### 3.3 Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi untuk menunjang proses analisis sistem *in-wheel suspension*. Pada tahap ini dilakukan kajian mengenai dasar teori yang memiliki kaitan pada penelitian ini. Literatur dan penelitian terdahulu yang digunakan meliputi mekanika getaran dasar, suspensi pada kendaraan, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi dan rotasi, dan software MATLAB/Simulink sebagai media simulasi dari penelitian ini. Berbagai sumber yang diperoleh dari jurnal ilmiah, disertasi, serta buku-buku yang berhubungan dengan penelitian ini juga dikaji untuk memperkuat dasaran.

### 3.4 Pemodelan Dinamis Sistem

#### 3.4.1 Pemodelan Dinamis *In-Wheel Suspension*

Model sistem *in-wheel suspension* pada sepeda menggunakan dua variasi posisi antara hub dan peredam kejut seperti yang ditunjukkan Gambar 3.2. Sistem dimodelkan sebagai tiga pegas dan peredam yang dihubungkan oleh sebuah hub pada sudut  $120^\circ$  satu sama lain yang berada dalam roda. Dari kedua model tersebut akan dicari nilai ekuivalen dari koefisien peredam ( $c$ ) dan konstanta pegas ( $k$ ), kemudian akan dimasukkan ke dalam model setengah kendaraan pada sepeda, dan  $\gamma$  adalah sudut antara posisi peredam kejut dengan sumbu  $y$ .  $0^\circ \leq \gamma < 120^\circ$  adalah semua kemungkinan konfigurasi pada *in-wheel suspension*, maka dari itu  $c$  dan  $k$  ekuivalen akan mempunyai nilai berbeda-beda di setiap posisi sudut hingga kembali ke posisi awal.

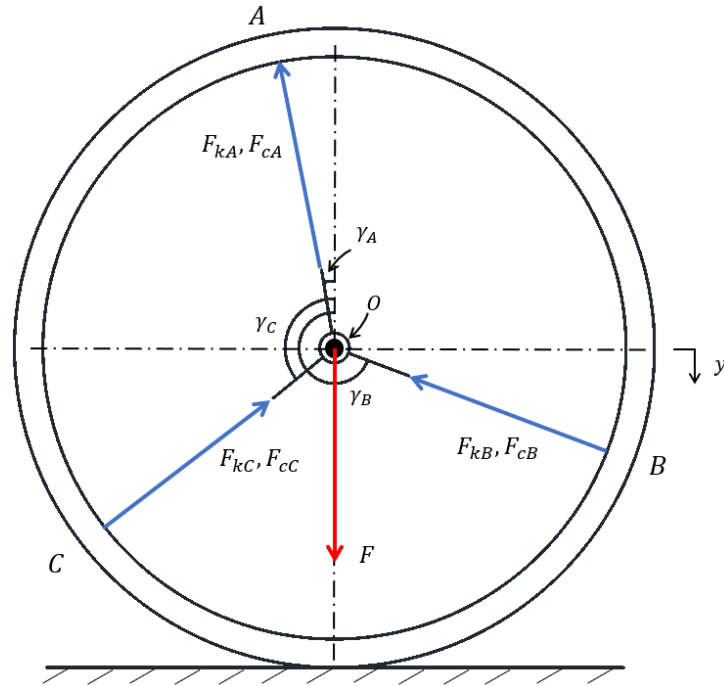


**Gambar 3.2** Model matematis *in-wheel suspension*

Gambar 3.3 (a) menunjukkan posisi antara hub dan peredam kejut sebesar  $180^\circ$  (variasi 1). Jika titik  $O$  diberikan gaya secara vertikal sebesar  $F$  maka akan terjadi perpindahan secara translasi pada arah sumbu  $y$  dari posisi setimbangnya. Seperti yang diketahui untuk mencari gaya redam dan gaya pegas dapat digunakan rumus sebagai berikut.

$$F_c = c\dot{y} \tag{3-1}$$

$$F_k = ky \tag{3-2}$$



**Gambar 3.3** Free body diagram in-wheel suspension dengan sudut  $180^\circ$  antara peredam kejut dengan hub

Besarnya nilai  $c$  dan  $k$  ekuivalen terhadap titik  $O$  seperti yang ditunjukkan oleh *free body diagram* pada Gambar 3.3, dengan  $\gamma$  merupakan posisi sudut antara suspensi terhadap titik  $O$  di mana  $\gamma_B = 240^\circ + \gamma_A$  dan  $\gamma_C = 120^\circ + \gamma_A$ , adalah sebagai berikut.

Mencari  $c$  ekuivalen:

$$F_{ceq} = F_{cA} + F_{cB} + F_{cC} \quad (3-3)$$

$$c_{eq}\dot{y}_{eq} = c_A\dot{y}_A \cos \gamma_A + c_B\dot{y}_B \cos \gamma_B + c_C\dot{y}_C \cos \gamma_C \quad (3-4)$$

$$c_{eq}\dot{y}_{eq} = (c_A \cos \gamma_A + c_B \cos \gamma_B + c_C \cos \gamma_C)\dot{y} \quad (3-5)$$

$$c_{eq} = (\cos \gamma_A + \cos \gamma_B + \cos \gamma_C)c \quad (3-6)$$

Mencari  $k$  ekuivalen:

$$F_{keq} = F_{kA} + F_{kB} + F_{kC} \quad (3-7)$$

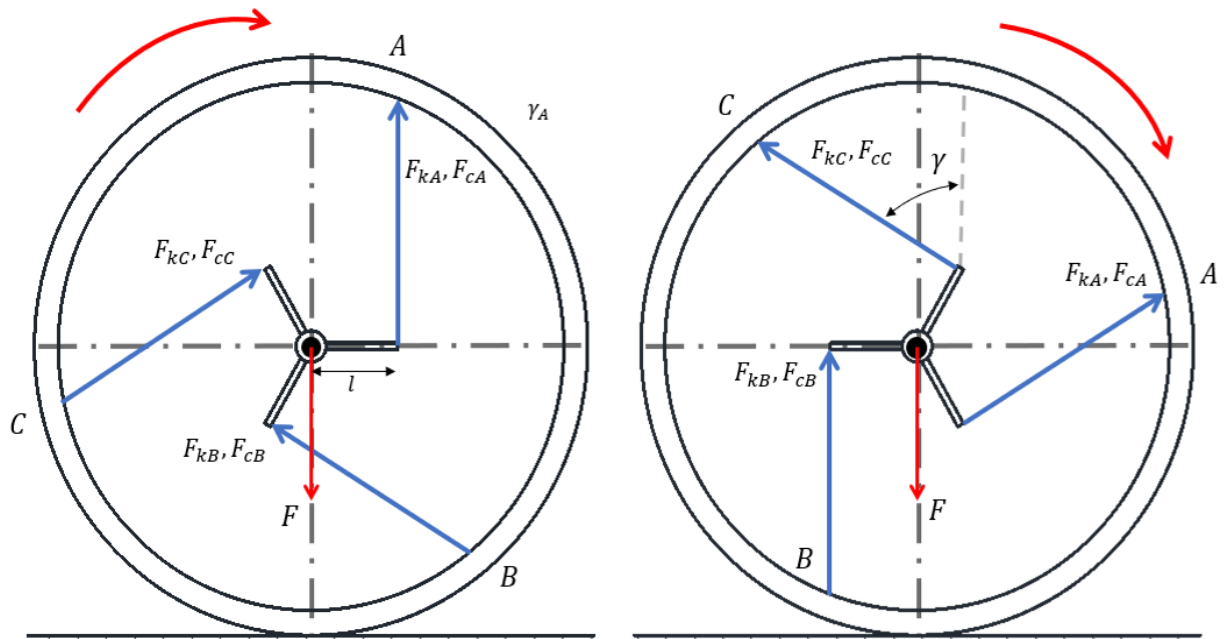
$$k_{eq}y_{eq} = k_A y_A \cos \gamma_A + k_B y_B \cos \gamma_B + k_C y_C \cos \gamma_C \quad (3-8)$$

$$k_{eq}y_{eq} = (k_A \cos \gamma_A + k_B \cos \gamma_B + k_C \cos \gamma_C)y \quad (3-9)$$

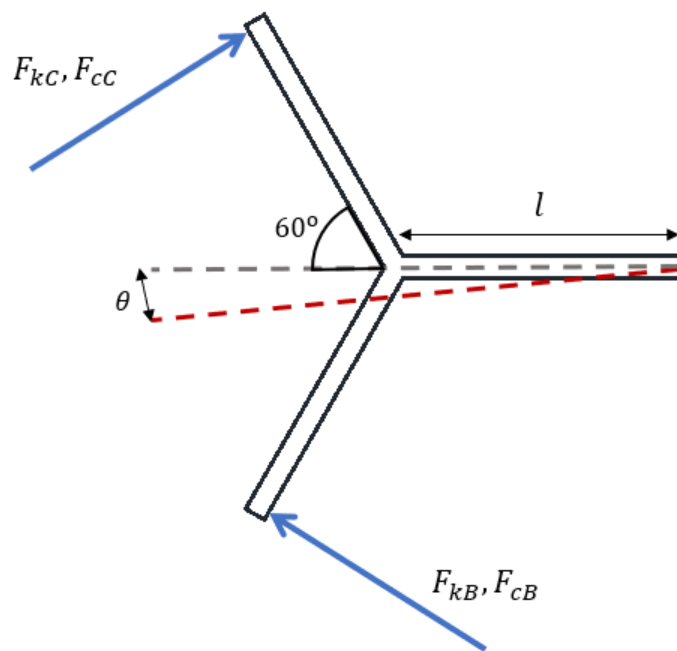
$$k_{eq} = (\cos \gamma_A + \cos \gamma_B + \cos \gamma_C)k \quad (3-10)$$

Gambar 3.3 (b) menunjukkan posisi antara hub dan peredam kejut sebesar  $90^\circ$  (variasi 2). Dengan demikian, panjang lengan hub akan diperhitungkan sehingga jika titik  $O$  diberikan gaya secara vertikal sebesar  $F$  maka akan terjadi perpindahan secara translasi pada arah sumbu  $y$  dan rotasi sebesar  $\theta$  dari posisi setimbangnya. Pada kasus ini, terdapat dua kondisi rotasi, yaitu serah jarum jam (*cw*) dan berlawanan arah jarum jam (*ccw*). Pada kondisi *cw*, satu lengan hub berada di posisi kiri titik  $O$  dan dua lengan hub di posisi seberangnya. Kondisi *ccw* adalah kebalikannya.

Besarnya nilai  $c$  dan  $k$  ekuivalen terhadap titik  $O$  dapat dicari seperti yang ditunjukkan oleh *free body diagram* pada Gambar 3.4. Untuk memudahkan perhitungan, maka hub diasumsikan lurus sehingga *free body diagram* menjadi seperti yang ditunjukkan Gambar 3.5.



**Gambar 3.4** Free body diagram in-wheel suspension dengan sudut  $90^\circ$  antara peredam kejut dengan hub



**Gambar 3.5** Free body diagram hub roda

Hal pertama yang dilakukan adalah mencari  $c$  dan  $k$  ekuivalen dari dua peredam kejut pada salah satu sisi. Gambar 3.5 menunjukkan *free body diagram* dari hub roda di mana terdapat  $F_{cB}$ ,  $F_{kB}$ ,  $F_{cC}$  dan  $F_{kC}$  pada sisi lainnya, maka untuk mendapatkan nilai  $c$  dan  $k$  ekuivalen adalah sebagai berikut.

$$M_{eq} = M_B + M_C \quad (3-11)$$

$$F_{eq}(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B) = F_{kB}(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B) + F_{kC}(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B) \quad (3-12)$$

$$k_{eq}y(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B) = \left( k_B \cos \gamma_B y(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B) \right) + k_C \cos \gamma_C y(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C) \quad (3-13)$$

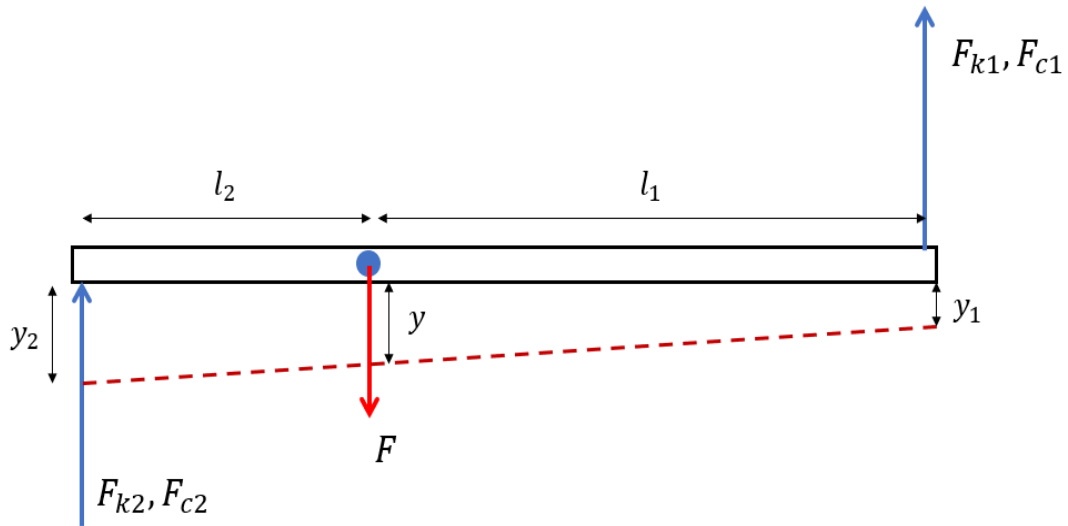
$$k_{eq}(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)^2 \theta = \left( \begin{array}{l} k_B \cos \gamma_B (l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)^2 \theta \\ + k_C \cos \gamma_C (l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)^2 \theta \end{array} \right) \quad (3-14)$$

Karena  $k_B$  dan  $k_C$  memiliki nilai yang sama, maka didapat  $k$  ekuivalen sebagai berikut.

$$k_{eq} = \begin{cases} k_B \cos \gamma_B + k_C \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)^2}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\} \\ k_A \cos \gamma_A + k_C \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)^2}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\} \end{cases} \quad (3-15)$$

Dengan menggunakan cara yang sama maka akan didapat  $c$  ekuivalen sebagai berikut.

$$c_{eq} = \begin{cases} c_B \cos \gamma_B + c_C \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)^2}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\} \\ c_A \cos \gamma_A + c_C \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)^2}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\} \end{cases} \quad (3-16)$$



**Gambar 3.6** Free body diagram hub roda yang disederhanakan

Pada Gambar 3.6,  $F_{c1}$  dan  $F_{k1}$  adalah  $F_{cA}$  dan  $F_{kA}$  sedangkan untuk  $F_{c2}$  dan  $F_{k2}$  adalah  $F$  ekuivalen yang ditunjukkan pada persamaan 3-15 dan 3-16. Untuk mendapat nilai  $c$  dan  $k$  ekuivalen dari keseluruhan sistem, maka penurunan persamaannya adalah sebagai berikut.

$$l_1 = l \cos \beta_A \quad (3-17)$$

$$l_2 = l \cos \beta_B \quad (3-18)$$

$$y_1 = \begin{cases} y - l_1 \theta & \text{jika } 30^\circ < \beta < 330^\circ \\ y + l_1 \theta & \text{lainnya} \end{cases} \quad (3-19)$$

$$y_2 = \begin{cases} y - l_2 \theta & \text{jika } 150^\circ < \beta < 210^\circ \\ y + l_2 \theta & \text{lainnya} \end{cases} \quad (3-20)$$

$$k_1 = \begin{cases} k_A \cos \gamma_1 \\ k_A \cos \gamma_A + k_C \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)^2}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\} \end{cases} \quad (3-21)$$

$$k_2 = \begin{cases} k_B \cos \gamma_B + k_C \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)^2}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\} \\ k_B \cos \gamma_2 \end{cases} \quad (3-22)$$

Gaya pada tiap pegas:

$$F_1 = k_1 y_1 = k_1 (y - l_1 \theta) \quad (3-23)$$

$$F_2 = k_2 y_2 = k_2 (y + l_2 \theta) \quad (3-24)$$

Gaya pegas total:

$$F_{tot} = F_1 + F_2 \quad (3-25)$$

$$F_{tot} = k_1 (y - l_1 \theta) + k_2 (y + l_2 \theta) \quad (3-26)$$

$$F_{tot} = (k_1 + k_2)y - (k_1 l_1 - k_2 l_2)\theta \quad (3-27)$$

Momen pada titik  $O$ :

$$\Sigma M = M_1 - M_2 \quad (3-28)$$

$$0 = F_1 l_1 - F_2 l_2 \quad (3-29)$$

$$0 = k_1 (y - l_1 \theta) l_1 - k_2 (y + l_2 \theta) l_2 \quad (3-30)$$

$$0 = (k_1 l_1 - k_2 l_2)y - (k_1 l_1^2 \theta + k_2 l_2^2 \theta) \quad (3-31)$$

$$\theta = \frac{(k_1 l_1 - k_2 l_2)y}{(k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)} \quad (3-32)$$

Persamaan 3-32 kemudian dimasukkan ke persamaan 3-27 sebagai berikut:

$$F_{tot} = (k_1 + k_2)y - (k_1 l_1 - k_2 l_2) \frac{(k_1 l_1 - k_2 l_2)y}{(k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)} \quad (3-33)$$

$$F_{tot} = (k_1 + k_2)y - \frac{(k_1 l_1 - k_2 l_2)^2 y}{(k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)} \quad (3-34)$$

$$k_{eq} = \frac{(l_1 + l_2)^2 k_1 k_2}{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2} \quad (3-35)$$

Persamaan 3-17 sampai 3-20 kemudian disubstitusikan ke persamaan 3-36 sehingga didapat nilai  $k$  ekuivalen sebagai berikut:

$$k_{eq} = \left[ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)^2 \cos \gamma_A \cdot \left( \cos \gamma_B + \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\}^2 \right)}{\cos \gamma_A (l \cos \beta_A)^2 + \left( \cos \gamma_B + \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\}^2 \right) (l \cos \beta_B)^2} \right] k \quad (3-36)$$

Dengan menggunakan cara yang sama maka akan didapat  $c$  ekuivalen sebagai berikut:

$$c_{eq} = \left[ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)^2 \cos \gamma_A \cdot \left( \cos \gamma_B + \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\}^2 \right)}{\cos \gamma_A (l \cos \beta_A)^2 + \left( \cos \gamma_B + \cos \gamma_C \left\{ \frac{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_C)}{(l \cos \beta_A + l \cos \beta_B)} \right\}^2 \right) (l \cos \beta_B)^2} \right] c \quad (3-37)$$

### 3.4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Sepeda

Respon dinamis dari sistem *in-wheel suspension* dapat diketahui dengan menggunakan model setengah kendaraan pada sepeda dengan dua derajat kebebasan, di mana ada massa *sprung* dan massa *unsprung*. Gambar 3.7 menunjukkan model setengah kendaraan pada sepeda baik untuk konfigurasi posisi sudut  $180^\circ$  maupun  $90^\circ$ . Model setengah kendaraan menggunakan model dari (Savaresi et al, 2010) seperti pada gambar di bawah.

Dari model yang ditunjukkan pada Gambar 3.7 dapat dicari persamaan dinamisnya dan kemudian diubah ke persamaan *state variable* sebagai berikut.

Mencari persamaan gerak massa *sprung*:

$$\Sigma F_y = m_s \ddot{y}_s \quad (3-38)$$

$$-c_s \dot{y}_s \sin \alpha + c_s \dot{y}_u \sin \alpha - k_s y_s \sin \alpha + k_s y_u \sin \alpha = m_s \ddot{y}_s \quad (3-39)$$

$$-c_s \sin \alpha (\dot{y}_s - \dot{y}_u) - k_s \sin \alpha (y_s - y_u) = m_s \ddot{y}_s \quad (3-40)$$

$$\ddot{y}_s = -\frac{1}{m_s} \{c_s \sin \alpha (\dot{y}_s - \dot{y}_u) + k_s \sin \alpha (y_s - y_u)\} \quad (3-41)$$

Mencari persamaan gerak massa *unsprung*:

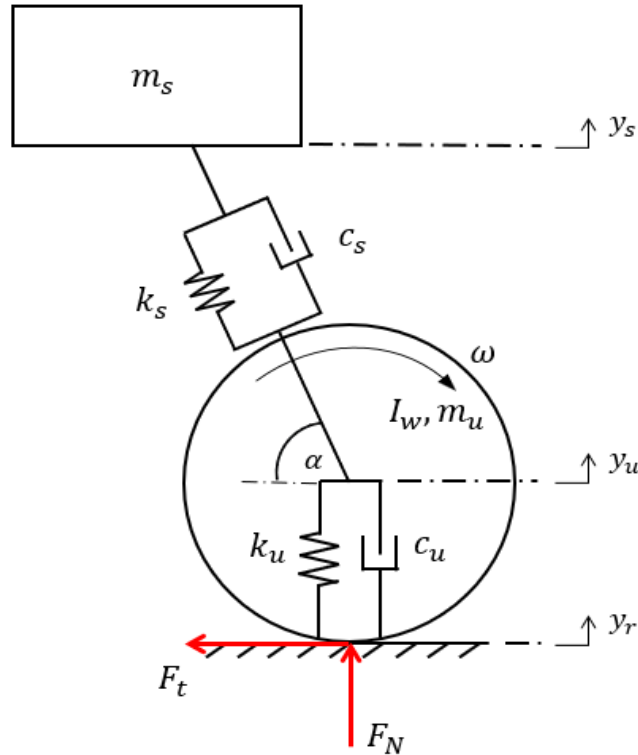
$$\Sigma F_y = m_u \ddot{y}_u \quad (3-42)$$

$$c_s \dot{y}_s \sin \alpha - c_s \dot{y}_u \sin \alpha + k_s y_s \sin \alpha - k_s y_u \sin \alpha - c_u \dot{y}_u + c_u \dot{y}_r - k_u y_u + k_u y_r = m_u \ddot{y}_u \quad (3-43)$$

$$c_s \sin \alpha (\dot{y}_s - \dot{y}_u) - c_u (\dot{y}_u - \dot{y}_r) + k_s \sin \alpha (y_s - y_u) - k_u (y_u - y_r) = m_u \ddot{y}_u \quad (3-44)$$

$$\ddot{y}_u = \frac{1}{m_u} \{c_s \sin \alpha (\dot{y}_s - \dot{y}_u) - c_u (\dot{y}_u - \dot{y}_r) + k_s \sin \alpha (y_s - y_u) - k_u (y_u - y_r)\} \quad (3-45)$$

- Di mana
- $m_s$  : massa pengendara dan massa bodi sepeda (kg)
  - $m_u$  : massa roda sepeda (kg)
  - $c_s$  : konstanta *damping* ekuivalen (Ns/m)
  - $c_u$  : konstanta *damping* roda (Ns/m)
  - $k_s$  : konstanta pegas ekuivalen (N/m)
  - $k_u$  : konstanta pegas roda (N/m)
  - $y_s$  : perpindahan vertikal bodi sepeda
  - $y_u$  : perpindahan vertikal roda
  - $y_r$  : profil jalan yang dijadikan sebagai *input*
  - $F_t$  : gaya gesek longitudinal (N)
  - $F_N$  : gaya normal (N)
  - $g$  : percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )



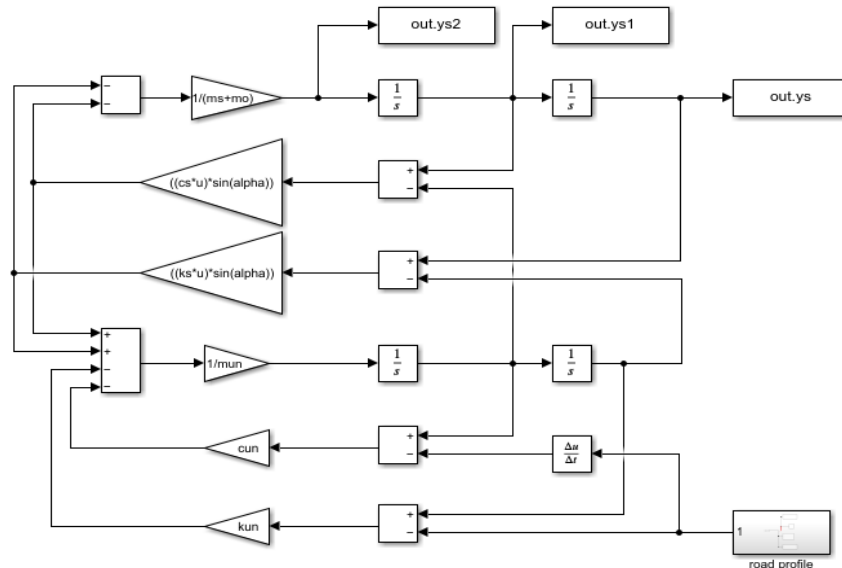
**Gambar 3.7** Model dinamis sistem setengah sepeda roda depan



### 3.5 Diagram Blok

Blok diagram dibuat pada *software* MATLAB/Simulink sesuai dengan persamaan gerak yang telah didapatkan pada subbab sebelumnya dan dapat dilihat pada Gambar 3.8. Blok diagram yang telah selesai dibuat kemudian dijalankan untuk mendapatkan grafik respon yang akan dibahas pada bab selanjutnya. Parameter yang digunakan untuk simulasi didapat dari berbagai jurnal referensi dan dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Beberapa referensi sebagai acuan untuk parameter yang digunakan diantaranya (Dubey et al, 2020) untuk massa sepeda dan jari-jari hub, (Zanarini & Brugnioni, 2016) untuk konstanta pegas dan damping peredam kejut, (Bulsink et al, 2015) untuk konstanta pegas dan damping ban, (Gowri et al, 2020) untuk jari-jari roda dan massa roda. Variasi massa pengendara yang digunakan adalah 60 kg, 70 kg, dan 100 kg yang merepresentasikan berat badan rata-rata wanita, pria, dan orang dengan berat badan berlebih di Indonesia.



**Gambar 3.8** Blok diagram sistem setengah kendaraan pada MATLAB/Simulink

**Tabel 3.1** Parameter yang digunakan pada simulasi

Parameter	Satuan	Nilai
Massa sepeda	kg	21
Massa roda ( $m_u$ )	kg	3,34
Koefisien <i>damping</i> peredam kejut ( $c_A, c_B, c_C$ )	Ns/m	4000
Konstanta pegas peredam kejut ( $k_A, k_B, k_C$ )	N/m	85000
Koefisien <i>damping</i> ban ( $c_u$ )	Ns/m	5.448
Konstanta pegas ban ( $k_u$ )	N/m	108.970
Jari-jari roda ( $R$ )	m	0,33
Percepatan gravitasi ( $g$ )	m/s <sup>2</sup>	9,81
Head angle ( $\alpha$ )	°	72

## BAB 4

### ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi sistem *in-wheel suspension* pada sepeda dengan menggunakan sistem setengah sepeda (satu roda). Hasil simulasi digunakan untuk mempelajari respon getaran pada bodi sepeda saat melewati profil jalan tertentu. Hasil grafik RMS percepatan yang didapat dari kedua variasi *in-wheel suspension* akan dibandingkan.

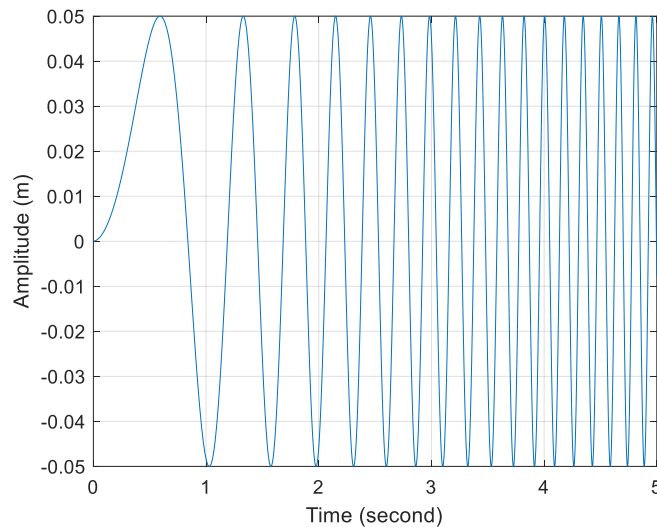
#### 4.1 Profil Jalan yang Digunakan

Profil jalan yang digunakan untuk simulasi adalah input sinusoidal (Rao, 2011) dan input *bump* (Gampa & M., 2021). Input sinusoidal digunakan untuk mendapat respon *steady state* dan input *bump* digunakan untuk mendapat respon transien. Persamaan kedua input dapat ditulis sebagai berikut.

- Input sinusoidal

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (4-1)$$

Pada persamaan 4-1,  $Y$  merupakan amplitudo yang digunakan pada input.  $\omega$  merupakan besar frekuensi yang didapat dengan menggunakan rumus  $\omega = 2\pi f$ , di mana  $f = \frac{v}{\lambda}$  dengan  $v$  merupakan kecepatan kendaraan dan  $\lambda$  merupakan panjang gelombang. Pada simulasi ini  $Y$  yang digunakan adalah 5 cm dan  $\lambda$  diasumsikan sebesar 6 m. Grafik input sinusoidal dapat dilihat pada Gambar 4.1.

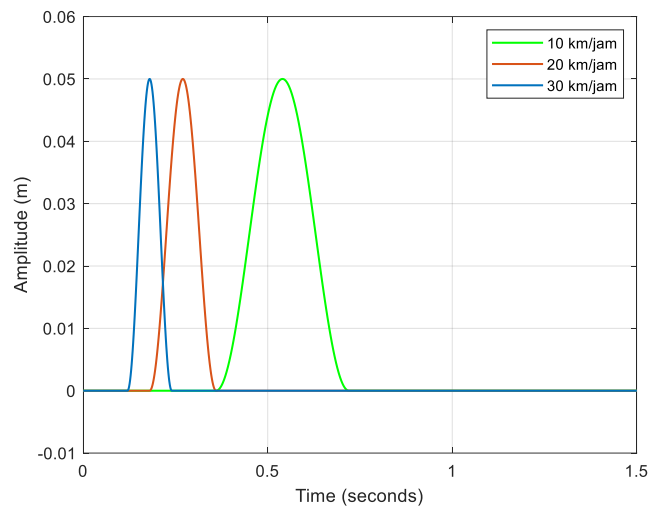


**Gambar 4.1** Profil jalan dengan input sinusoidal

- Input *bump*

$$y(t) = \begin{cases} \frac{Y}{2} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{t}{T_b} \right) \right), & \text{untuk } T_b \leq t \leq 2T_b \\ 0, & \text{lainnya} \end{cases} \quad (4-2)$$

Pada persamaan 4-2,  $Y$  merupakan tinggi dari *bump* dari  $T_b$  merupakan durasi dari *bump*. Besarnya nilai  $T_b$  didefinisikan dari rasio dari panjang *bump* ( $L$ ) terhadap kecepatan kendaraan ( $v$ ), di mana *bump* diasumsikan berada pada rentang waktu  $T_b$  dan  $2T_b$  detik. Pada simulasi ini  $Y$  yang digunakan adalah sebesar 5 cm,  $L$  sebesar 100 cm, dan  $v$  sebesar 10 km/jam, 20 km/jam, dan 30 km/jam. Grafik input *bump* ditunjukkan pada Gambar 4.2.



**Gambar 4.2** Profil jalan dengan input *bump* dengan kecepatan 10 km/jam, 20 km/jam, dan 30 km/jam

#### 4.2 Respon Dinamis *In-Wheel Suspension*

Gambar 4.3 dan Gambar 4.4 merupakan grafik respon gaya dengan posisi sudut  $0^\circ$ ,  $12^\circ$ ,  $22^\circ$ , dan  $30^\circ$  pada *in-wheel suspension*  $180^\circ$  dan  $90^\circ$  di mana posisi suspensi A menjadi acuannya. Grafik yang ditunjukkan berwarna biru, merah, dan kuning berturut-turut mewakili respon dari suspensi A, suspensi B, dan suspensi C. Grafik gaya yang ditunjukkan pada gambar diatas terdapat nilai positif dan negatif, di mana nilai positif menunjukkan gaya tarik pada suspensi sedangkan nilai negatif menunjukkan gaya tekan pada suspensi. Pada posisi tersebut dapat dilihat grafik suspensi A berbanding terbalik dengan grafik suspensi B dan C. Hal tersebut menunjukkan pada posisi tersebut suspensi A menerima gaya tarik sedangkan suspensi B dan C menerima gaya tekan yang kemudian beresilasi mengikuti respon input yang diberikan.

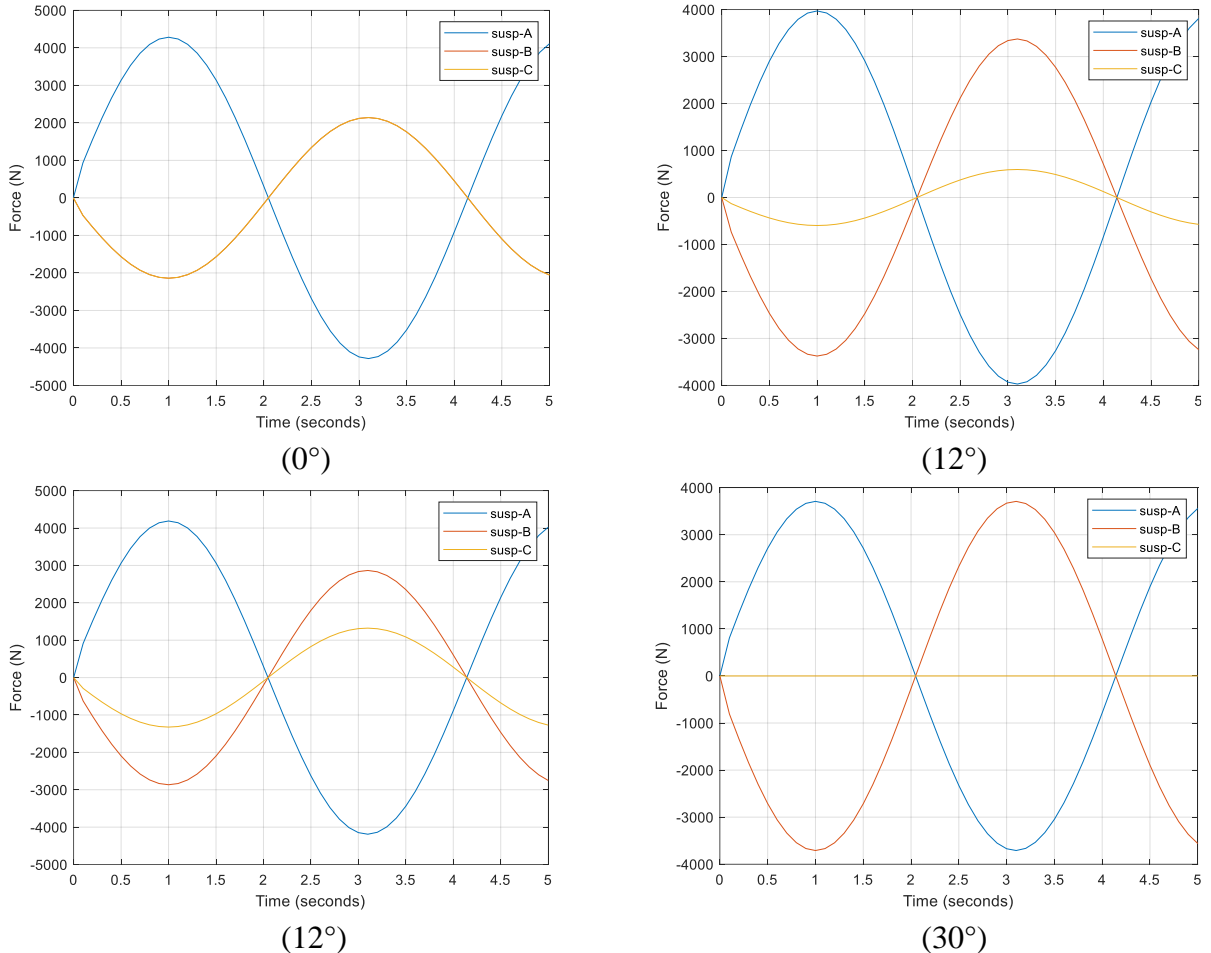
**Tabel 4.1** Gaya pada masing-masing peredam kejut sistem *in-wheel suspension*  $180^\circ$

Posisi peredam kejut	Gaya pada suspensi (N)		
	A	B	C
$0^\circ$	4283.0	2141.0	2141.0
$12^\circ$	4189.0	2866.0	1323.0
$22^\circ$	3971.0	3375.0	596.2
$30^\circ$	3709.0	3709.0	0.0

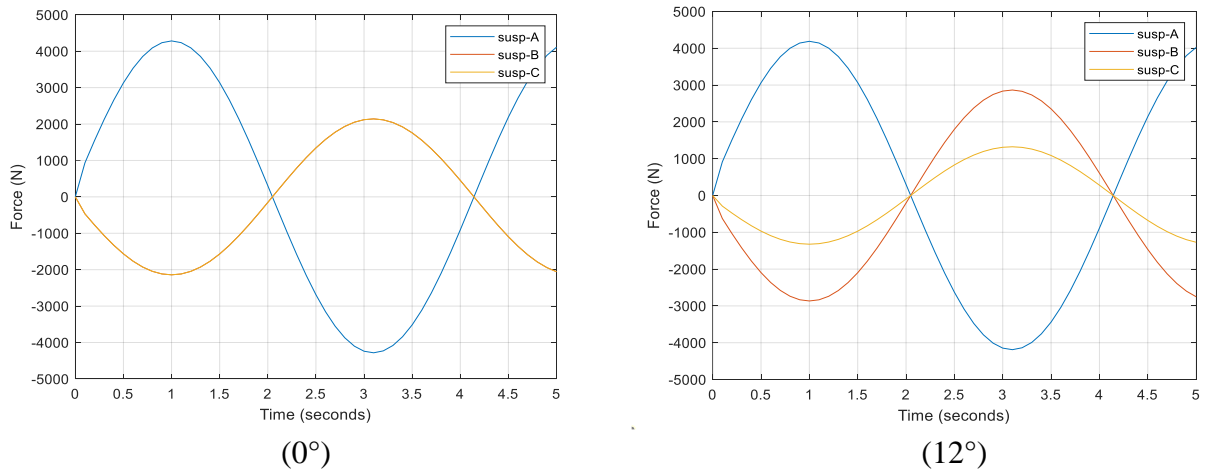
**Tabel 4.2** Gaya pada masing-masing peredam kejut sistem *in-wheel suspension*  $90^\circ$

Posisi peredam kejut	Gaya pada suspensi (N)		
	A	B	C
$0^\circ$	1428.0	2855.0	2855.0
$12^\circ$	2501.0	3656.0	1688.0
$22^\circ$	3288.0	3061.0	683.4
$30^\circ$	3709.0	3709.0	0.0

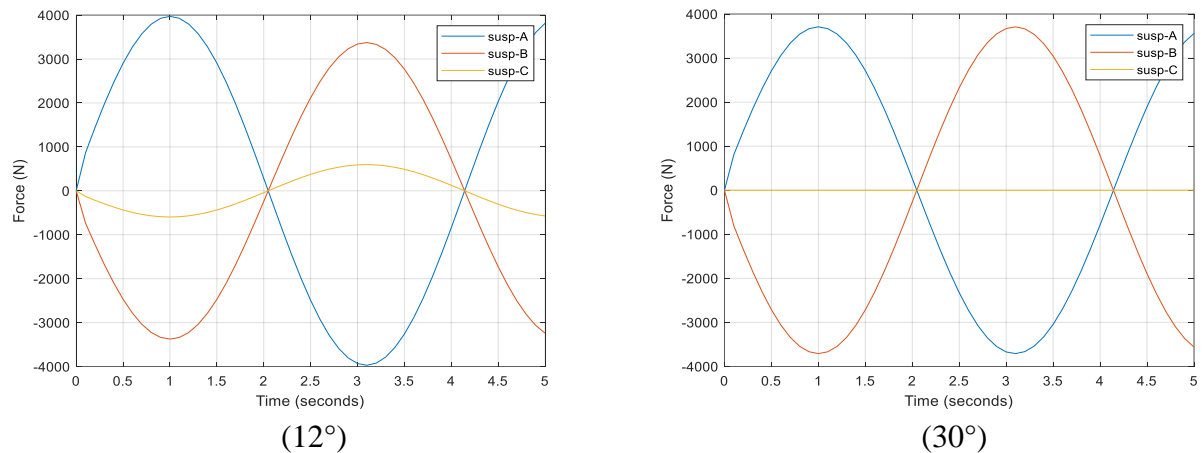
Tabel 4.1 dan Tabel 4.2 menunjukkan besarnya gaya yang diterima pada masing-masing peredam kejut *in-wheel suspension* 180° dan 90° pada posisi 0°, 12°, 22°, dan 30° dengan amplitudo sebesar 5 cm dan frekuensi sebesar 1,5 Hz. Dari data tersebut dapat dilihat perbedaan gaya yang diterima peredam kejut pada posisi yang sama, kecuali pada posisi 30°. Hal ini dikarenakan posisi peredam kejut terhadap hub pada *in-wheel suspension* 90° sehingga memungkinkan adanya torsi yang bekerja pada model *in-wheel suspension* tersebut.



**Gambar 4.3** Respon dinamis sistem *in-wheel suspension* 180°



**Gambar 4.4** Respon dinamis sistem *in-wheel suspension* 90°



**Gambar 4.4** Respon dinamis sistem *in-wheel suspension* 90° (lanjutan)

### 4.3 Respon Dinamis Bodi Sepeda dari Sistem Setengah Kendaraan dengan Penggunaan *In-Wheel Suspension*

Simulasi dilakukan untuk mengetahui respon dinamis bodi sepeda dengan sistem setengah kendaraan dengan penggunaan *in-wheel suspension* pada setiap posisi akibat eksitasi harmonik (sinusoidal) dan eksitasi beban *impact (bump)*. Frekuensi pada rentang 0-5 Hz akan digunakan pada input sinusoidal dan kecepatan sepeda sebesar 10 km/jam, 20 km/jam, 30 km/jam digunakan pada input *bump*. Hasil simulasi dipaparkan pada subbab 4.3.1 dan 4.3.2.

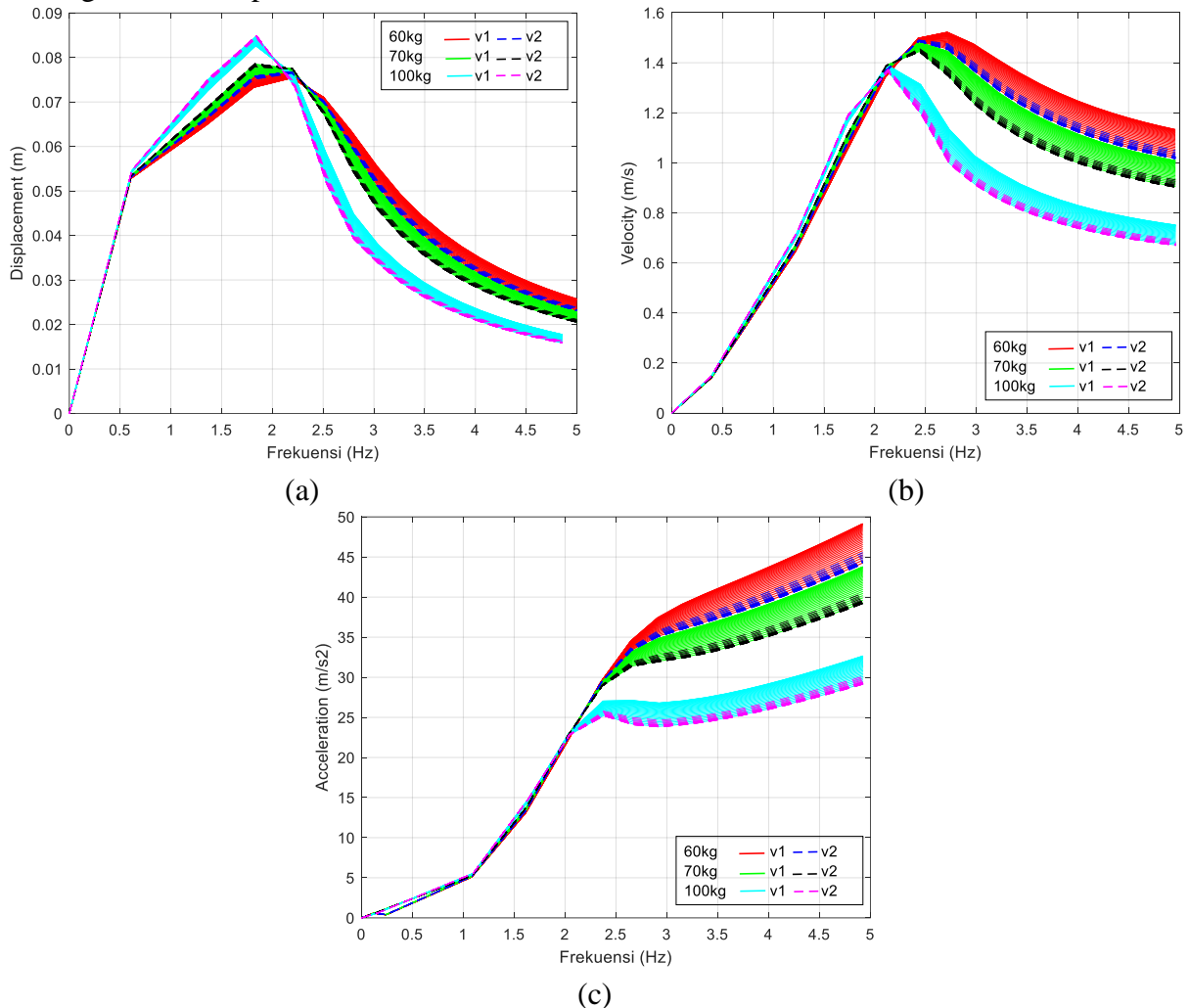
#### 4.3.1 Input Sinusoidal

Gambar 4.5 menunjukkan grafik respon dinamis dari sistem setengah sepeda kedua variasi *in-wheel suspension* dan dengan beban pengendara 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input sinusoidal pada rentang frekuensi 0-5 Hz. Pada grafik respon perpindahan, nilai perpindahan terbesar berturut-turut pada beban 100 kg, 70 kg, dan 60 kg. Grafik akan berada pada titik puncak pada frekuensi tertentu kemudian menurun seiring bertambahnya frekuensi. Beban 100 kg variasi 1 dan 2 memiliki nilai perpindahan maksimum pada frekuensi disekitar 1,84 Hz, untuk variasi 1 sebesar 0,08266 pada posisi 0° dan 0,08488 m pada posisi 30°, sedangkan untuk variasi 2 sebesar 0,08431 m pada posisi 0° dan 0,08493 m pada posisi 12°. Beban 70 kg variasi 1 memiliki nilai perpindahan maksimum pada frekuensi disekitar 1,82 Hz sebesar 0,07676 pada posisi 0°, dan 0,07853 m pada posisi 30° pada frekuensi disekitar 2,1 Hz, sedangkan untuk variasi 2 memiliki nilai perpindahan maksimum pada frekuensi disekitar 1,82 Hz sebesar 0,07674 m pada posisi 0° dan 0,0786 m pada posisi 12°. Beban 60 kg variasi 1 dan 2 memiliki nilai perpindahan maksimum pada frekuensi disekitar 2,19 Hz, untuk variasi 1 sebesar 0,07538 m pada posisi 0° dan 0,07674 m pada posisi 30°, sedangkan untuk variasi 2 sebesar 0,08431 m pada posisi 0° dan 0,08493 m pada posisi 12°.

Pada grafik respon kecepatan, nilai kecepatan terbesar berturut-turut pada beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg. Grafik akan berada pada titik puncak pada frekuensi tertentu kemudian menurun seiring bertambahnya frekuensi. Beban 60 kg variasi 1 memiliki nilai kecepatan maksimum pada frekuensi disekitar 2,73 Hz sebesar 1,522 m/s pada posisi 0° dan pada frekuensi disekitar 2,43 Hz sebesar 1,486 m/s pada posisi 30°, sedangkan untuk variasi 2 memiliki nilai kecepatan maksimum pada frekuensi disekitar 2,43 Hz sebesar 1,491 m/s pada posisi 0° dan 1,485 m/s pada posisi 12°. Beban 70 kg variasi 1 dan 2 memiliki nilai kecepatan maksimum pada frekuensi disekitar 2,43 Hz, untuk variasi 1 sebesar 1,482 m/s pada posisi 0° dan 1,445 m/s pada posisi 30°, sedangkan untuk variasi 2 sebesar 1,457 m/s pada posisi 0° dan

1,444 m/s pada posisi 12°. Beban 100 kg variasi 1 dan 2 memiliki nilai perpindahan maksimum pada frekuensi disekitar 2,13 Hz, untuk variasi 1 sebesar 1,389 m/s pada posisi 0° dan 1,366 m/s pada posisi 30°, sedangkan untuk variasi 2 sebesar 1,374 m/s pada posisi 0° dan 1,366 m/s pada posisi 12°.

Pada grafik respon percepatan, nilai kecepatan terbesar berturut-turut pada beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg. Grafik akan terus meningkat seiring bertambahnya frekuensi. Akan tetapi, grafik pada beban 100 kg akan sedikit menurun pada frekuensi disekitar 2,4 Hz sampai meningkat kembali pada frekuensi disekitar 3 Hz.



**Gambar 4.5** Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap frekuensi dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input sinusoidal

### 4.3.2 Input Bump

#### a. Kecepatan 10 km/jam

Gambar 4.6 menunjukkan grafik respon dinamis dari sistem setengah sepeda dengan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension* dan dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input *bump* 10 km/jam. Pada beban 60 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,06049 m saat posisi 0° dan 0,06097 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,06085 m saat posisi 0° dan 0,06099 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk

variasi 1 sebesar 0,5090 m/s saat posisi 0° dan 0,5056 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,5066 m/s saat posisi 0° dan 0,5055 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 8,9990 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 8,4350 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 8,6010 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 8,4170 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.3** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 60 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 10$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.06049	0.5090	8.9990
	30°	0.06097	0.5056	8.4350
2 (90°)	0°	0.06085	0.5066	8.6010
	12°	0.06099	0.5055	8.4170

Pada beban 70 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,0610 m saat posisi 0° dan 0,06139 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,06129 m saat posisi 0° dan 0,06140 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,5049 m/s saat posisi 0° dan 0,5002 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,5016 m/s saat posisi 0° dan 0,5 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 8,3610 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 7,7720 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 7,9260 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 7,7570 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.4** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 70 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 10$  km/jam)

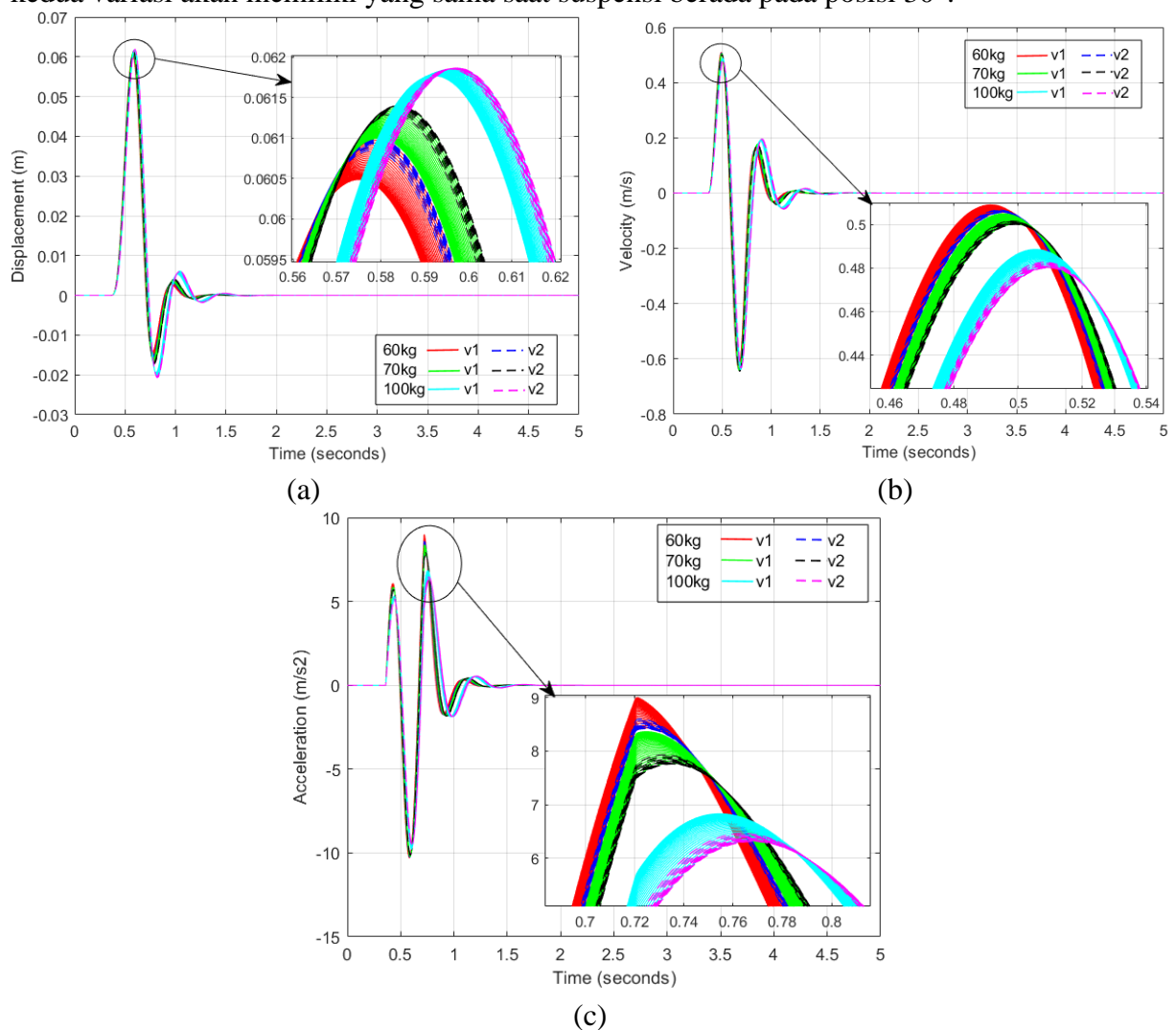
Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.06100	0.5049	8.3610
	30°	0.06139	0.5002	7.7720
2 (90°)	0°	0.06129	0.5016	7.9260
	12°	0.06140	0.5000	7.7570

Pada beban 100 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,06177 m saat posisi 0° dan 0,06187 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,06185 m saat posisi 0° dan 0,06187 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,4886 m/s saat posisi 0° dan 0,4804 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,4827 m/s saat posisi 0° dan 0,4801 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 6,8280 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 6,3210 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 6,4570 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 6,3100 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.5** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 100 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 10$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 ( $180^\circ$ )	$0^\circ$	0.06177	0.4886	6.8280
	$30^\circ$	0.06187	0.4804	6.3210
2 ( $90^\circ$ )	$0^\circ$	0.06185	0.4827	6.4570
	$12^\circ$	0.06187	0.4801	6.3100

Respon dinamis dari penggunaan kedua variasi sistem suspensi terdapat selisih nilai respon baik dari pembebanan dan posisi suspensi terhadap hub, namun sangat kecil. Beban yang semakin besar berpengaruh pada respon perpindahan yang semakin besar juga, namun untuk respon kecepatan dan percepatan akan semakin kecil. Posisi suspensi terhadap hub pada variasi 1 memiliki nilai yang lebih kecil pada respon perpindahan dari variasi 2, namun pada respon kecepatan dan percepatan nilai variasi 1 lebih besar dibanding dengan variasi 2. Respon kedua variasi akan memiliki yang sama saat suspensi berada pada posisi  $30^\circ$ .



**Gambar 4.6** Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap waktu dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input *bump* 10 km/jam



## b. Kecepatan 20 km/jam

Gambar 4.7 menunjukkan grafik respon dinamis dari sistem setengah sepeda dengan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension* dan dengan beban pengendara 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input *bump* 20 km/jam. Pada beban 60 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,05281 m saat posisi 0° dan 0,05189 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,05215 m saat posisi 0° dan 0,05186 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,7465 m/s saat posisi 0° dan 0,7189 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,7265 m/s saat posisi 0° dan 0,7181 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 14,84 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 14,01 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 14,23 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 13,98 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.6** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 60 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 20$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.05281	0.7465	14.8400
	30°	0.05189	0.7189	14.0100
2 (90°)	0°	0.05215	0.7265	14.2300
	12°	0.05186	0.7181	13.9800

Pada beban 70 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,05176 m saat posisi 0° dan 0,05070 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,05100 m saat posisi 0° dan 0,05067 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,7158 m/s saat posisi 0° dan 0,6870 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,6949 m/s saat posisi 0° dan 0,6861 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 13,92 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 13,10 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 13,32 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 13,07 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.7** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 70 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 20$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.05176	0.7158	13.9200
	30°	0.05070	0.6870	13.1000
2 (90°)	0°	0.05100	0.6949	13.3200
	12°	0.05067	0.6861	13.0700

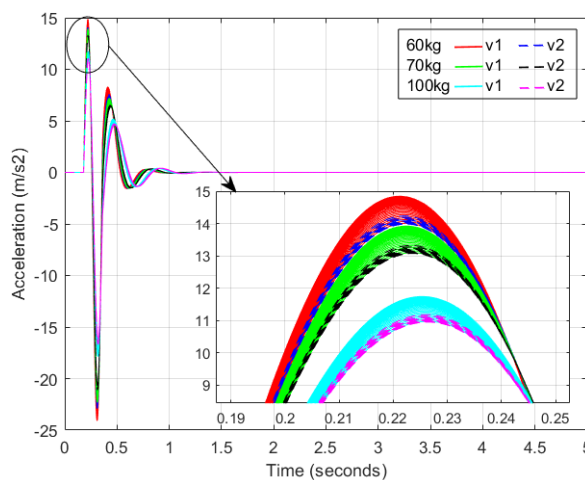
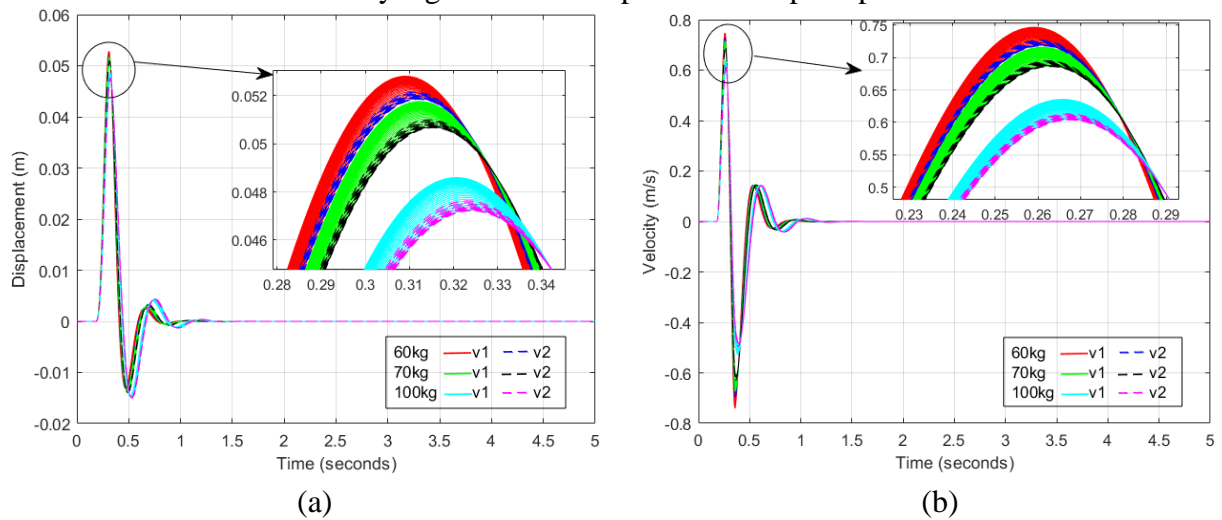
Pada beban 100 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,04860 m saat posisi 0° dan 0,04725 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,04763 m saat posisi 0° dan 0,04721 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,6355 m/s saat posisi 0° dan 0,6049 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,6132 m/s saat posisi 0° dan 0,6039 m/s saat posisi

12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 11,74 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 10,97 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 11,17 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 10,95 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.8** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 100 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 20$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.04860	0.6355	11.7400
	30°	0.04725	0.6049	10.9700
2 (90°)	0°	0.04763	0.6132	11.1700
	12°	0.04721	0.6039	10.9500

Respon dinamis dari penggunaan kedua variasi sistem suspensi terdapat selisih nilai respon baik dari pembebanan dan posisi suspensi terhadap hub, namun sangat kecil. Beban yang semakin besar berpengaruh pada respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang akan semakin kecil. Posisi suspensi terhadap hub pada variasi 1 memiliki nilai yang lebih besar pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dibanding dengan variasi 2. Namun, respon kedua variasi akan memiliki yang sama saat suspensi berada pada posisi 30°.



**Gambar 4.7** Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap waktu dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input *bump* 20 km/jam

### c. Kecepatan 30 km/jam

Gambar 4.8 menunjukkan grafik respon dinamis dari sistem setengah sepeda dengan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension* dan dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input *bump* 30 km/jam. Pada beban 60 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,04305 m saat posisi 0° dan 0,04156 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,04197 m saat posisi 0° dan 0,04152 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,8372 m/s saat posisi 0° dan 0,7923 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,8045 m/s saat posisi 0° dan 0,7910 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 23,44 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 21,82 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 22,25 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 21,77 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.9** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 60 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 30$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.04305	0.8372	23.4400
	30°	0.04156	0.7923	21.8200
2 (90°)	0°	0.04197	0.8045	22.2500
	12°	0.04152	0.7910	21.7700

Pada beban 70 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,04139 m saat posisi 0° dan 0,03984 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,04027 m saat posisi 0° dan 0,03979 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,7875 m/s saat posisi 0° dan 0,7429 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,7549 m/s saat posisi 0° dan 0,7415 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 21,66 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 20,11 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 20,52 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 20,06 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.10** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 70 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 30$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.04139	0.7875	21.6600
	30°	0.03984	0.7429	20.1100
2 (90°)	0°	0.04027	0.7549	20.5200
	12°	0.03979	0.7415	20.0600

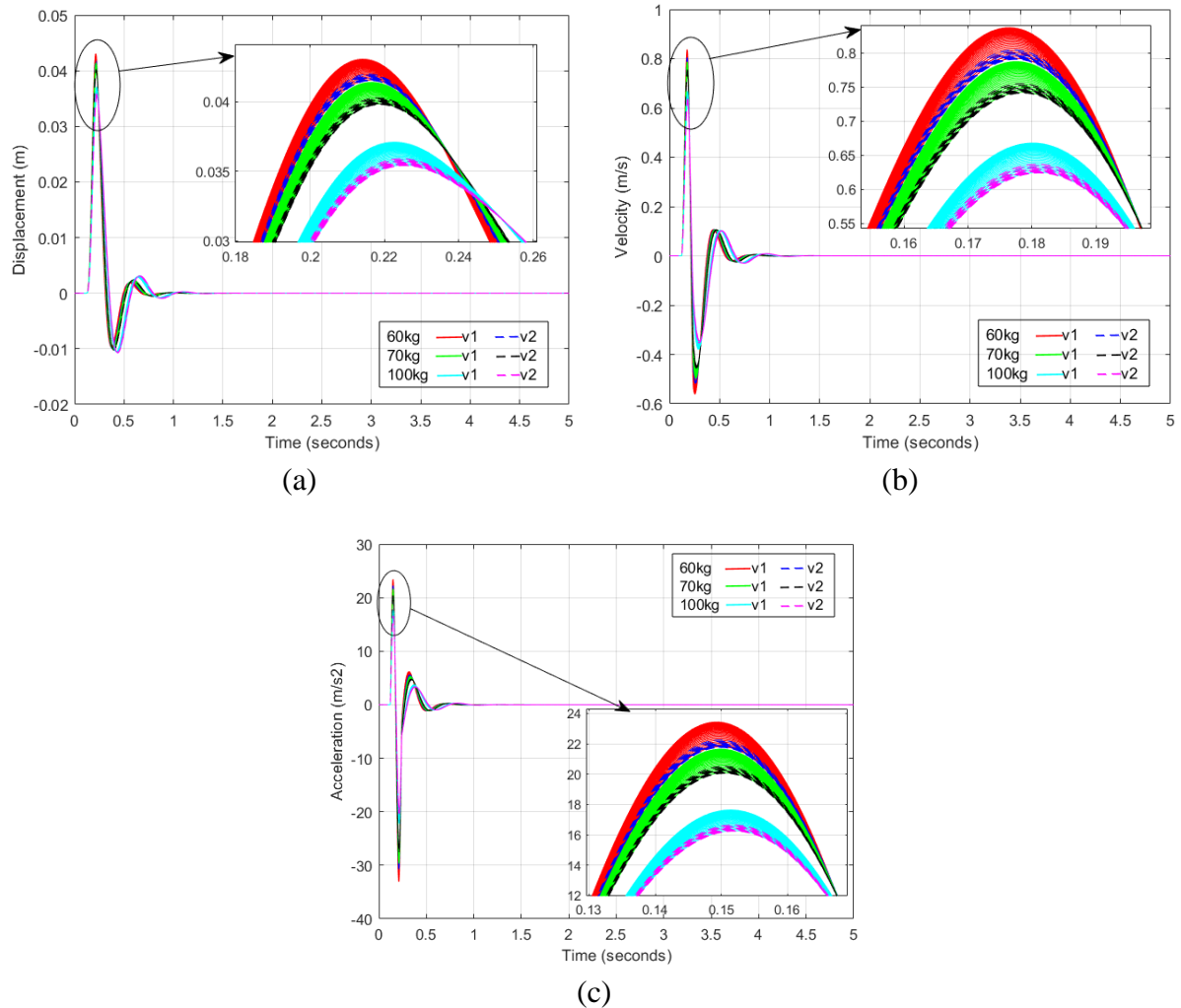
Pada beban 100 kg, grafik respon perpindahan memiliki nilai maksimum perpindahan untuk variasi 1 sebesar 0,03708 m saat posisi 0° dan 0,03545 m saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum perpindahan variasi 2 sebesar 0,03590 m saat posisi 0° dan 0,03540 m saat posisi 12°. Pada grafik respon kecepatan, nilai maksimum kecepatan untuk variasi 1 sebesar 0,6679 m/s saat posisi 0° dan 0,6253 m/s saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai

maksimum kecepatan variasi 2 sebesar 0,6368 m/s saat posisi 0° dan 0,6241 m/s saat posisi 12°. Pada grafik respon percepatan, nilai maksimum percepatan untuk variasi 1 sebesar 17,64 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 16,29 m/s<sup>2</sup> saat posisi 30°, sedangkan untuk nilai maksimum percepatan variasi 2 sebesar 16,65 m/s<sup>2</sup> saat posisi 0° dan 16,25 m/s<sup>2</sup> saat posisi 12°.

**Tabel 4.11** Nilai respon dinamis sistem setengah sepeda dengan beban 100 kg pada kedua variasi *in-wheel suspension* dengan input *bump* ( $v = 30$  km/jam)

Variasi <i>in-wheel suspension</i>	Posisi dengan nilai maks. & min.	$x_s$ maks.	$v_s$ maks.	$a_s$ maks.
1 (180°)	0°	0.03708	0.6679	17.6400
	30°	0.03545	0.6253	16.2900
2 (90°)	0°	0.03590	0.6368	16.6500
	12°	0.03540	0.6241	16.2500

Respon dinamis dari penggunaan kedua variasi sistem suspensi terdapat selisih nilai respon baik dari pembebanan dan posisi suspensi terhadap hub, namun sangat kecil. Beban yang semakin besar berpengaruh pada respon perpindahan, kecepatan dan percepatan yang akan semakin kecil. Posisi suspensi terhadap hub pada variasi 1 memiliki nilai yang lebih besar pada respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dibanding dengan variasi 2.



**Gambar 4.8** Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan setengah sepeda terhadap waktu dengan beban 60 kg, 70 kg, dan 100 kg pada input *bump* 30 km/jam

#### 4.4 Grafik RMS (*Root Mean Square*)

##### 4.4.1 Grafik Percepatan RMS pada Sistem Setengah Sepeda dengan Penggunaan *In-Wheel Suspension*

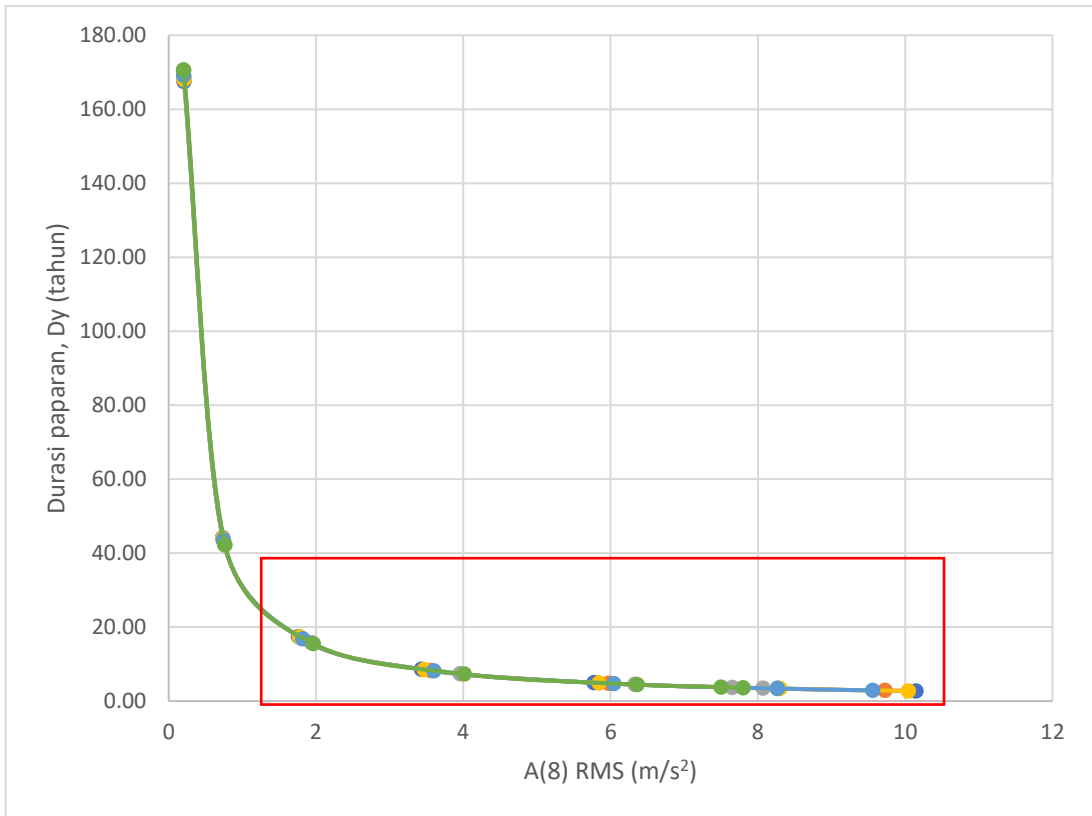
Nilai percepatan RMS dapat digunakan untuk menganalisa intensitas getaran yang ditransmisikan ke pengendara melalui tangan sesuai standar ISO 5349. Nilai percepatan RMS tersebut didapat dari hasil simulasi setengah sepeda pada jalan paving dengan asumsi profil jalan berupa input sinusoidal. Nilai percepatan RMS tersebut dicari rata-ratanya. Selanjutnya durasi paparannya dapat dicari dari nilai rata-rata RMS tersebut, dinyatakan dalam nilai total getaran *8-h energy-equivalent frequency-weighted*, di mana pengendara diasumsikan mengendarai sepeda selama 2 jam dalam sehari. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 5 km/jam sampai dengan 35 km/jam dengan menaikkan setiap 5 km/jam. Besar kecepatan tersebut dapat digunakan untuk mencari besar frekuensinya menggunakan persamaan  $f = \frac{v}{3.6/d}$  di mana  $d$  merupakan jarak antara pusat dari dua blok paving.

**Tabel 4.12** Durasi paparan tahunan untuk 10% kemungkinan terkena sindrom vibrasi *white finger*

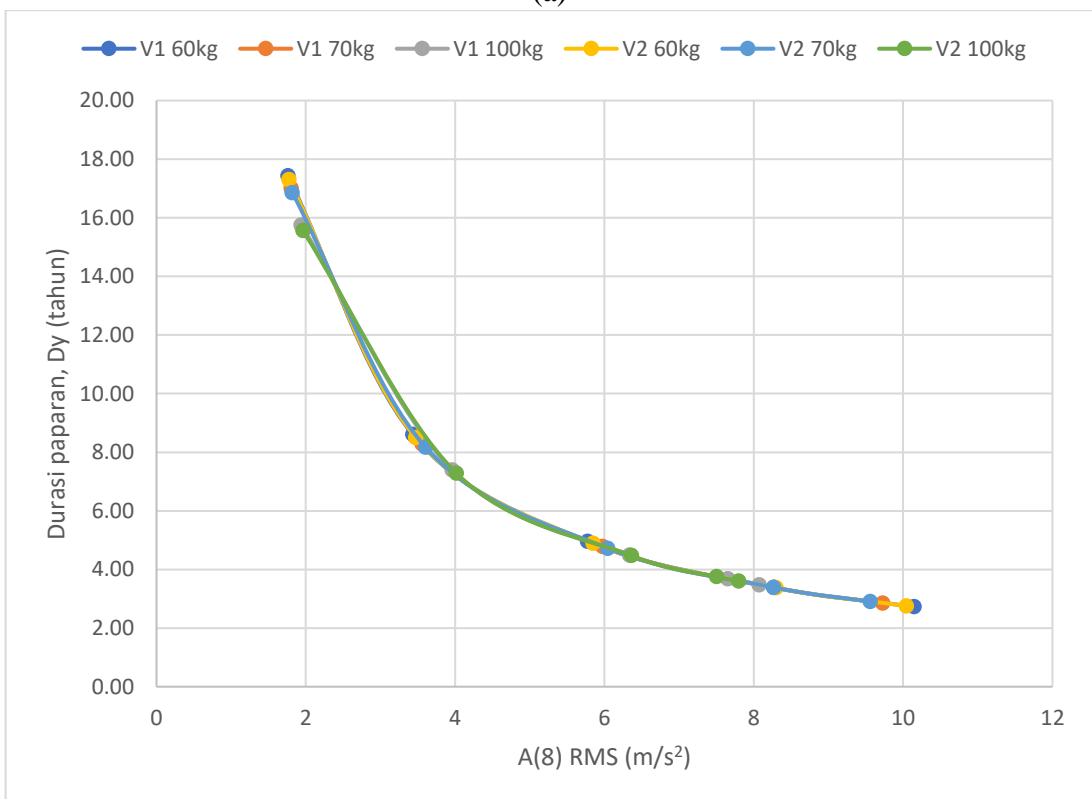
kecepatan (km/jam)	frekuensi (Hz)	Dy (tahun)					
		V1			V2		
		60 kg	70 kg	100 kg	60 kg	70 kg	100 kg
5	0.46	167.48	168.72	170.51	168.01	169.13	170.64
10	0.93	44.14	43.76	42.42	44.02	43.60	42.20
15	1.39	17.43	17.01	15.75	17.30	16.86	15.56
20	1.85	8.60	8.28	7.39	8.50	8.17	7.28
25	2.32	4.95	4.78	4.49	4.89	4.72	4.47
30	2.78	3.39	3.38	3.68	3.37	3.39	3.76
35	3.24	2.73	2.85	3.48	2.76	2.90	3.60

Nilai A(8) RMS dapat digunakan untuk mengetahui durasi paparan tahunan yang dapat menyebabkan 10% kemungkinan terkena sindrom vibrasi *white finger*. Durasi paparan tahunan tersebut dapat dicari dengan menggunakan persamaan 2-19. Tabel 4.12 menunjukkan nilai durasi paparan tahunan berdasarkan nilai rata-rata A(8) RMS yang didapat.

Gambar 4.9 menunjukkan grafik durasi paparan tahunan yang dapat menyebabkan 10% kemungkinan terkena sindrom vibrasi *white finger* pada seseorang dengan mengendarai sepeda dengan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension* pada sistem suspensi. Grafik menunjukkan kedua variasi sistem suspensi memiliki karakteristik yang indentik di mana durasi kemungkinan terpaparannya menurun seiring bertambahnya percepatan. Dilihat dari nilainya meskipun memiliki selisih yang sangat kecil, sistem suspensi variasi 1 memiliki durasi yang lama dibanding variasi 2. Namun, jika kekepatannya menyentuh dan diatas 30 km/jam, sistem suspensi variasi 2 memiliki durasi kemungkinan terpapar yang lebih lama dibanding variasi 1.



(a)

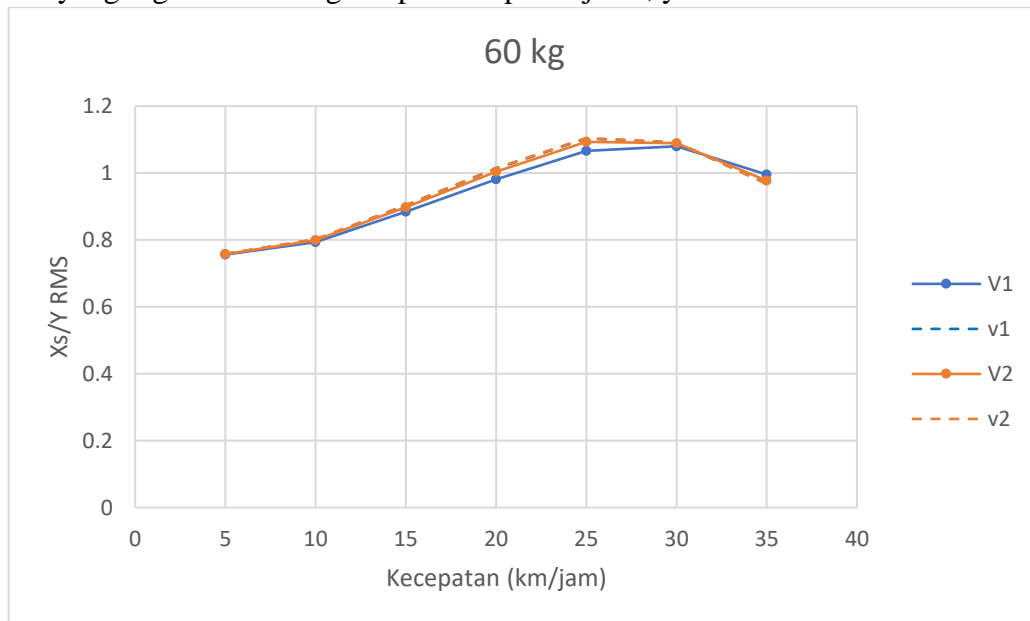


(b)

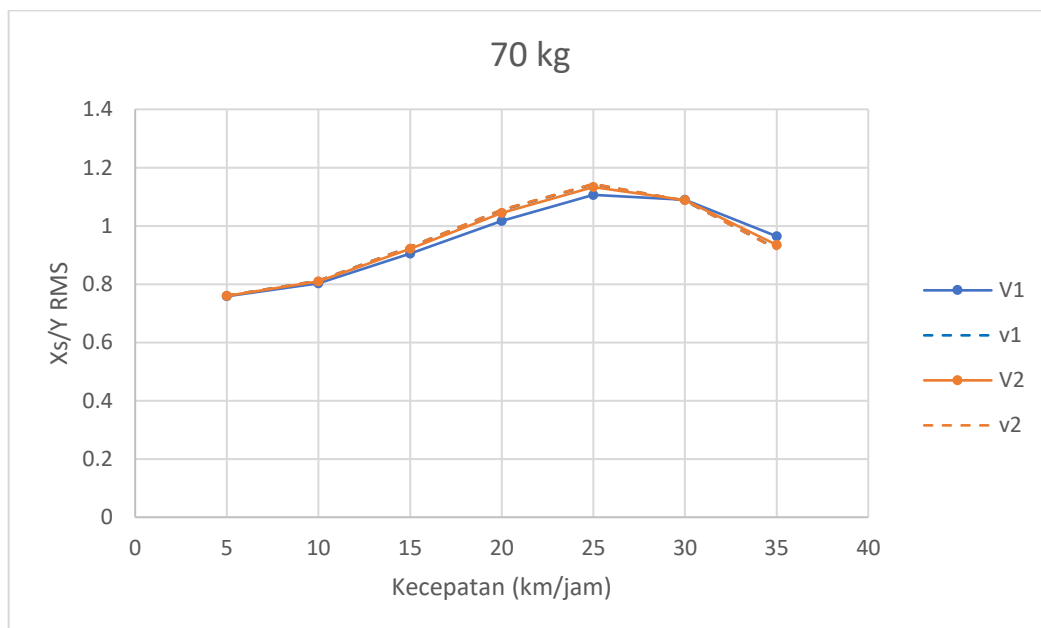
**Gambar 4.9** Grafik  $D_y$  terhadap  $A(8)$  dengan ketiga variasi beban pada kedua variasi sistem suspensi

#### 4.4.2 Grafik Transmisibilitas Perpindahan pada Sistem Setengah Sepeda dengan Penggunaan *In-Wheel Suspension*

Gambar 4.10 tersebut merupakan grafik  $x_s/Y$  RMS yang didapat dari simulasi yang dilakukan pada sistem setengah sepeda dengan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension*. Keduanya disimulasikan pada variasi kecepatan 5 km/jam sampai 35 km/jam dengan input sinusoidal. Besar kecepatan tersebut dapat digunakan untuk mencari besar frekuensinya menggunakan persamaan  $f = \frac{v}{3.6/d}$  di mana  $d$  merupakan jarak antara pusat dari dua blok paving.  $x_s$  RMS merupakan respon perpindahan RMS dari bodi sepeda dan  $Y$  menunjukkan amplitudo yang digunakan sebagai input dari profil jalan, yaitu sebesar 5 cm.

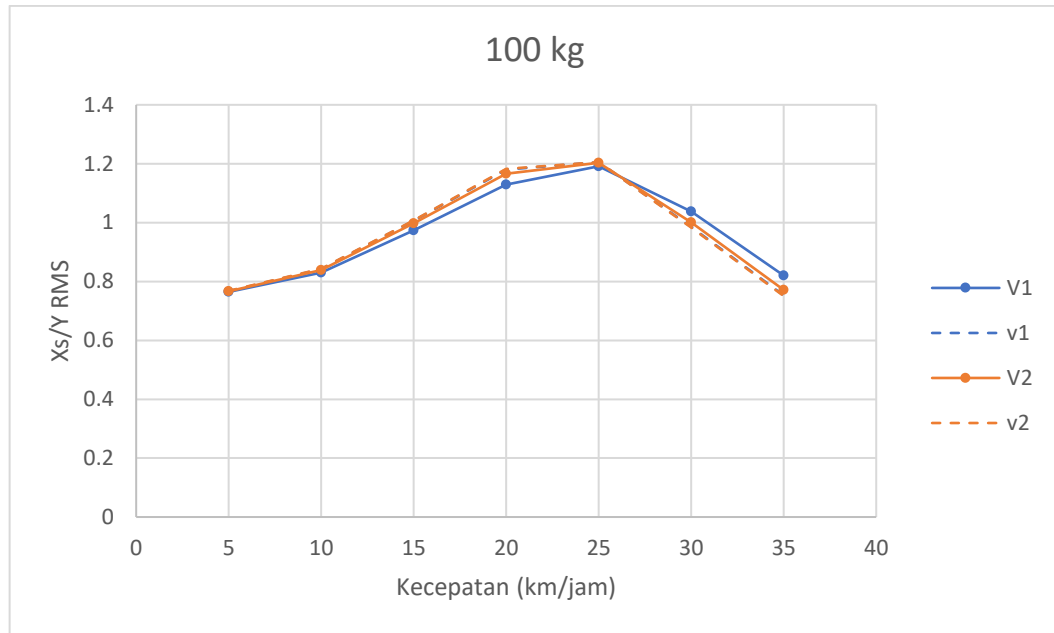


(a)



(b)

**Gambar 4.10** Grafik transmisibilitas perpindahan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension* pada sistem setengah sepeda dengan beban (a) 60 kg, (b) 70 kg, dan (c) 100 kg



(c)

**Gambar 4.10** Grafik transmisibilitas perpindahan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension* pada sistem setengah sepeda dengan beban (a) 60 kg, (b) 70 kg, dan (c) 100 kg (lanjutan)

Gambar 4.10 menunjukkan grafik transmisibilitas perpindahan penggunaan kedua variasi *in-wheel suspension* pada sistem setengah sepeda. Garis lurus menunjukkan nilai maksimum dan garis putus-putus menunjukkan nilai minimum dari  $x_s/Y$  RMS pada setiap pembebanan. Grafik antara variasi 1 dan variasi 2 menunjukkan karakteristik yang identik pada setiap pembebanan. Grafik mencapai titik puncak pada kecepatan 25 km/jam dan selanjutnya grafik menurun seiring bertambahnya kecepatan. Nilai maksimum  $x_s/Y$  RMS lebih kecil dari nilai minimum  $x_s/Y$  RMS pada kecepatan dibawah 25 km/jam, namun saat kecepatan 25 km/jam dan mulai bertambah, nilai maksimum  $x_s/Y$  RMS lebih besar dari nilai minimum  $x_s/Y$  RMS.

Dari gambar 4.10 dapat disimpulkan sistem *in-wheel suspension* 90° sedikit lebih baik dari *in-wheel suspension* 180°. Hal ini dapat dilihat dari grafik transmisibilitas perpindahan *in-wheel suspension* 90° memiliki grafik yang lebih berhimpit pada posisi maksimum dan minimumnya. *In-wheel suspension* 180° memiliki nilai transmisibilitas perpindahan yang lebih kecil pada posisi maksimum namun hal ini membuat selisih yang lebih besar dengan nilai pada posisi minimumnya.



## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dihasilkan dari tugas akhir mengenai respon dinamis dari penggunaan *in-wheel suspension* pada sepeda berdasarkan hasil simulasi, analisa, dan pembahasan adalah sebagai berikut.

1. Beban dan putaran roda (kecepatan) mempengaruhi respon dinamis yang dihasilkan pada sistem setengah sepeda dengan penggunaan *in-wheel suspension*. Hasil simulasi yang didapat dengan input sinusoidal, semakin bertambahnya beban maka respon perpindahan yang dihasilkan semakin besar pada kecepatan rendah dan akan menurun seiring bertambahnya kecepatan. Pada respon kecepatan semakin bertambahnya beban maka respon yang dihasilkan semakin kecil dan akan menurun seiring bertambahnya kecepatan. Pada respon percepatannya semakin bertambahnya beban maka respon yang dihasilkan semakin kecil dan akan meningkat seiring bertambahnya kecepatan. Hasil simulasi yang didapat dengan input *bump*, semakin bertambahnya beban maka respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dihasilkan semakin kecil, kecuali respon perpindahan pada kecepatan 10 km/jam.
2. Ditinjau dari posisi suspensi terhadap hub, sistem *in-wheel suspension* 90° memiliki nilai respon percepatan yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem *in-wheel suspension* 180° baik pada input sinusoidal maupun input *bump* dengan berbagai variasi kecepatan. Selisih nilai respon pada posisi maksimum dan minimum sistem *in-wheel suspension* 90° juga lebih kecil dibanding sistem *in-wheel suspension* 180° sehingga respon dinamis yang dihasilkan sistem *in-wheel suspension* 90° secara keseluruhan dapat dikatakan lebih baik dibandingkan sistem *in-wheel suspension* 180°.
3. Penggunaan sistem *in-wheel suspension* dengan posisi suspensi 90° memiliki peluang terkena sindrom *white finger* lebih cepat dibandingkan dengan posisi suspensi 180° pada kecepatan sedang berdasarkan standar ISO 5349 meskipun memiliki selisih yang sangat kecil. Namun, pada kecepatan 5 km/jam dan diatas 30 km/jam, sistem *in-wheel suspension* 90° memiliki durasi kemungkinan terpapar yang lebih lama dibandingkan *in-wheel suspension* 180°.

#### 5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya berdasarkan tugas akhir tentang penggunaan *in-wheel suspension* pada sepeda adalah sebagai berikut.

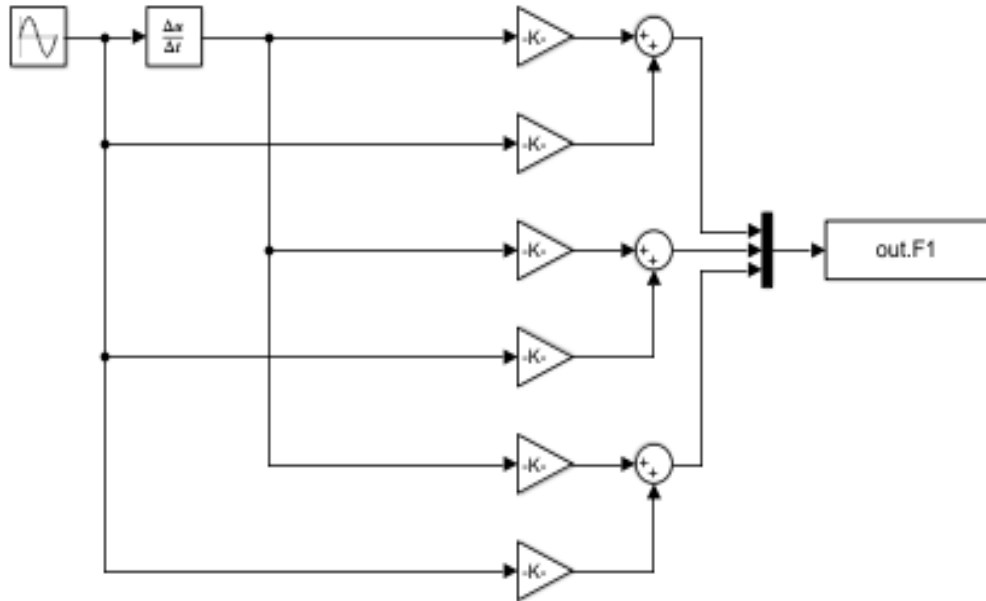
1. Penelitian lebih lanjut diperlukan pemodelan dan analisis yang lebih detail, misalnya gerak pada sumbu horizontal dari hub roda.
2. Penelitian lebih lanjut diperlukan uji eksperimen sistem *in-wheel suspension* untuk memvalidasi hasil simulasi.
3. Penelitian lebih lanjut diperlukan pengujian pada jenis peredam kejut yang paling cocok untuk sistem *in-wheel suspension*.

## DAFTAR PUSTAKA

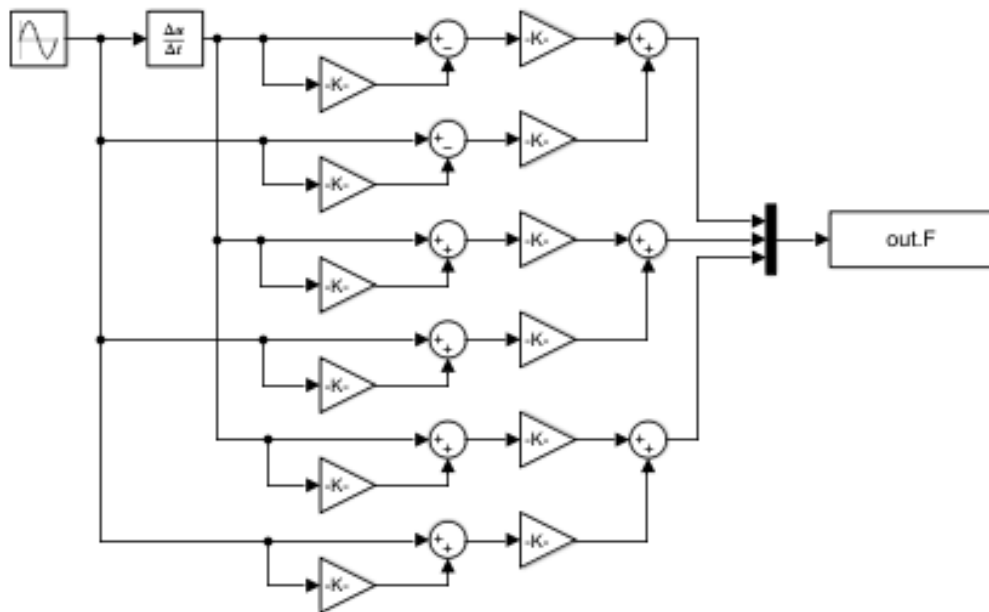
- Abid, H. J., Chen, J., & Nassar, A. A. (2015). Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles. *International Scholarly Research Notices*, 6 pages.
- Arekar, M. P., & Shahade, S. (2015). Power Generating Shock Absorber. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 4.
- Bulsink, V. E., Doria, A., van de Belt, D., & Koopman, B. (2015). The Effect of Tyre and Rider Properties on the Stability of a Bicycle. *Advances in Mechanical Engineering*, 1–19.
- Chavan, D. K., Margaje, S. V., & Chinchorkar, P. A. (2013). Suspension in Bikes Considering Preload, Damping Parameters and Employment of Mono Suspension in Recent Bikes. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 4(2).
- Dubey, U., Khan, S., Rana, R., Singh, R. K., & Kumar, D. (2020). Shock Absorber in Cycle Wheels. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 5875-5879.
- Gampa, S. R., & M., S. K. (2021). Optimum PID Controller Design Using PSO For Vehicle. *Journal of Electrical Engineering*.
- Gowri, S. M., Ajay, S., Prasanna, N., & Rajagopal, T. (2020). Design and Fabrication of In-Wheel Suspension in Bicycle. *International Journal of Advanced Science and Technology*, 5318-5326.
- Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G., & Giuclea, M. (2008). *Semi-active Suspension Control*. Springer.
- International Organization for Standardization. (2001). *ISO 5349-1 Mechanical vibration - Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration Part 1: General requirements*.
- Nielens, H., & Lejeune, T. (2004). Bicycle Shock Absorption Systems and Energy Expended by the Cyclist. *Sports Medicine*, 71-80.
- Rao, S. S. (2011). *Mechanical Vibrations Fifth Edition*. Upper Saddle River: Prentice Hall.
- Ren, H., Shim, T., Ryu, J., & Chen, S. (2014). The 3-DoF Bicycle Model with the Simplified Piecewise Linear Tire Model. *Development of Effective Bicycle Model for Wide Ranges of Vehicle Operations*, SAE Technical Paper 2014-01-0841.
- Savaresi, S. M., Poussout-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., & Dugard, L. (2010). *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. Boston: Elsevier Ltd.
- Sun, W., Gao, H., & Shi, P. (2020). *Advanced Control for Vehicle Active Suspension Systems*. Cham: Springer.
- Zanarini, A., & Brugnoli, E. (2016). Frequency analysis of a motorbike under motion conditions.

## LAMPIRAN

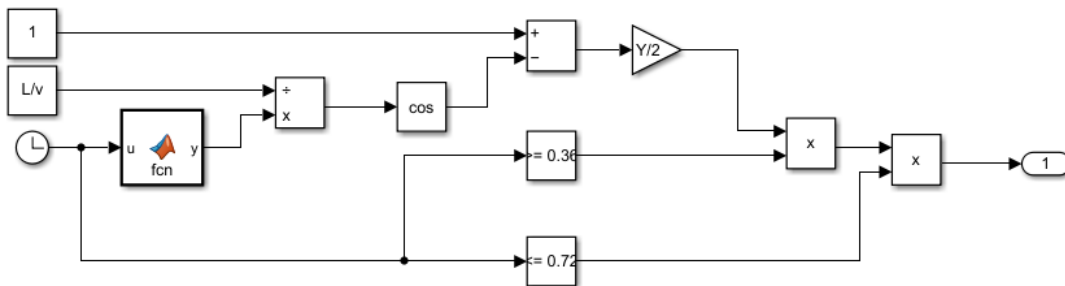
**Gambar A.1** Blok simulink *in-wheel suspension 180°*



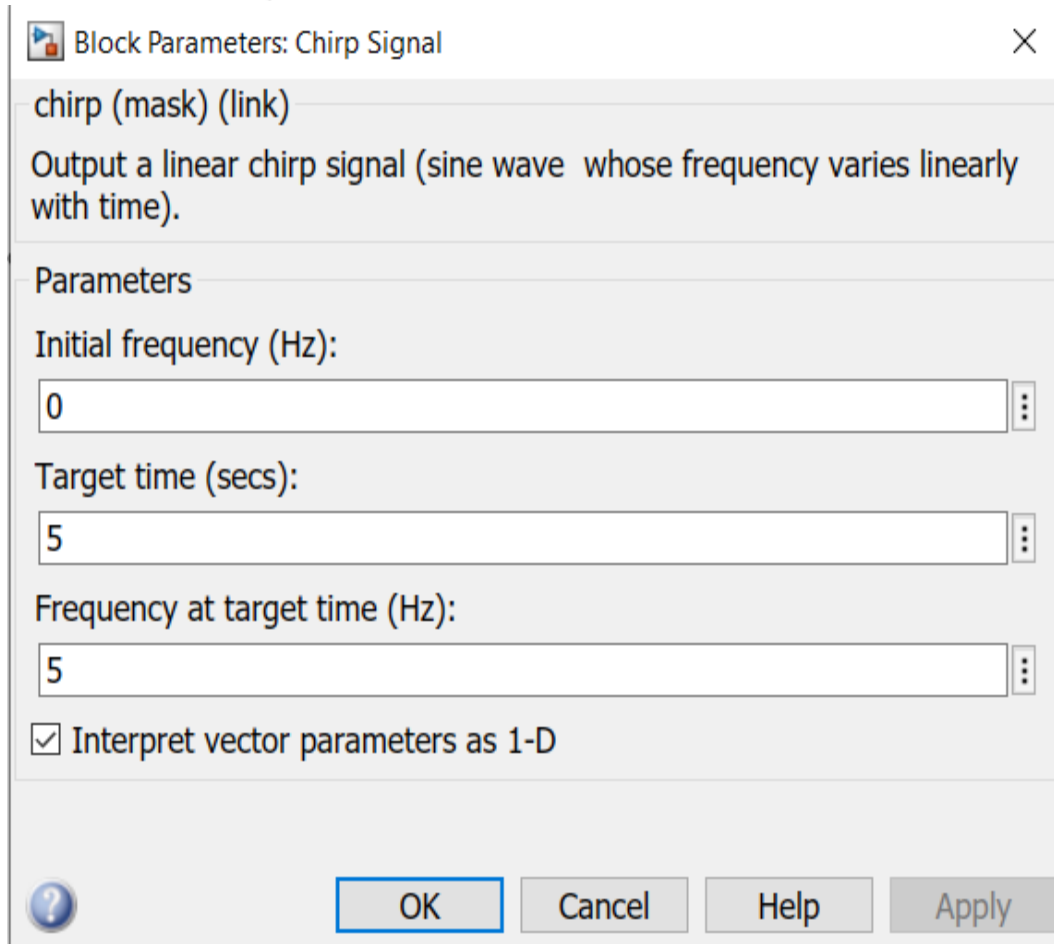
**Gambar A.2** Blok simulink *in-wheel suspension 90°*



**Gambar A.3** Input *bump*



**Gambar A.4** Input sinusoidal



## BIODATA PENULIS



I Gde Laksamana Dwipayana Jayamahe lahir di Bandung, 23 Mei 1999, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SD Santa Angela Bandung (2005-2011), SMP Santa Angela Bandung (2011-2014), dan SMA Santo Aloysius I Bandung (2014-2017). Setelah lulus dari jenjang SMA, penulis mengikuti SMITS dan diterima di Departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS pada tahun 2017 dan terdaftar dengan NRP 02111740000202.

Selama masa studi perkuliahan, penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi. Penulis sempat mengikuti beberapa kegiatan seminar dan pelatihan yang diselenggarakan oleh HMM, departemen, maupun insitut. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Departemen Seni dan Minat Bakat di TPKH-ITS 2018/2019. Selanjutnya menjadi Kepala Departemen Minat dan Bakat di TPKH-ITS 2019/2020. Selain itu penulis juga memiliki pengalaman kerja praktik di PT. Astra Honda Motor pada Divisi *Engineering*.

Apabila terdapat pesan atau informasi yang hendak disampaikan kepada penulis, dapat mengirim pesan melalui *email*: jayamahe21@gmail.com.