



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR (DESAIN) - TM141585

**STUDI PENGARUH PENGGUNAAN JUMLAH
SENSOR PADA *LOW BANDWIDTH ACTIVE*
SUSPENSION DENGAN KONTROL LQG**

STEFANUS RANGGA KRISTIADI
NRP. 2111100016

Advisor
Dr-Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT (DESIGN) - TM141585

EFFECT OF FEEDBACK MEASUREMENT ON LQG CONTROL FOR LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION

STEFANUS RANGGA KRISTIADI
NRP. 2111100016

Advisor
Dr-Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

**STUDI PENGARUH PENGGUNAAN JUMLAH
SENSOR PADA LOW-BANDWIDTH ACTIVE
SUSPENSION DENGAN KONTROL LQG**

TUGAS AKHIR

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh

STEFANUS RANGGA KRISTIADI
NRP.2111 100 016

<u>Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T.,</u> <u>M.Eng.Sc</u> (NIP. 197805102001121001)	(Pembimbing)
<u>Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc,</u> <u>PhD</u> (NIP. 195106051978031002)	(Penguji I)
<u>Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng,</u> <u>PhD</u> (NIP.196912031994031001)	(Penguji II)
<u>Arif Wahyudi, S.T., M.T., PhD</u> (NIP. 197303222001121001)	(Penguji III)

SURABAYA
November 2015

**STUDI PENGARUH PENGGUNAAN JUMLAH SENSOR
PADA *LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION*
DENGAN KONTROL LQG**

Nama Mahasiswa : Stefanus Rangga Kristiadi
NRP : 2111100016
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr-Eng. Unggul Wasiwitono, S.T.,
M.Eng.Sc

Abstrak

Perkembangan teknologi dan tingginya permintaan akan kendaraan yang semakin aman dan nyaman membawa dampak besar terhadap desain suatu kendaraan, terutama sistem suspensinya. Penggunaan suspensi pasif yang memiliki nilai konstanta redaman dan kekakuan pegas tetap dirasa kurang mampu untuk memenuhi permintaan pasar di masa mendatang akan peningkatan keamanan dan kenyamanan kendaraan, khususnya mobil. *High Bandwith Active Suspension* (HBAS) telah banyak diteliti guna mengatasi hal ini. Namun konsumsi energi yang besar seringkali menjadi *handicap* sistem suspensi ini. Hingga kemudian tercetuslah gagasan mengenai *Low Bandwith Active Suspension* (LBAS) dengan konsumsi energi yang lebih rendah.

Penelitian mengenai LBAS sudah banyak dilakukan. Akan tetapi penelitian-penelitian tersebut umumnya dilakukan dengan menggunakan *full state feedback* (LQR) sebagai sistem kontrolnya. Untuk saat ini pengukuran beberapa *state* sangat sulit untuk diimplementasikan. Walaupun bisa, biaya instalasinya sangat tinggi. Hal inilah yang menjadi salah satu kekurangan sistem kontrol *full state feedback*.

Pada Tugas Akhir ini dianalisa performa LBAS dengan *Linear Quadratic Gaussian* (LQG) *control*. Penelitian difokuskan pada pengaruh jumlah pengukuran yang digunakan terhadap performa LBAS. Dari penelitian yang telah dilakukan, didapatkan

bahwa *Controller* dengan tiga pengukuran (kondisi III) mencapai comfort gain 2,4%, dua pengukuran (kondisi II) mencapai 18,48%, dan tiga pengukuran (kondisi I) mencapai 17,53%.

Kata kunci : Active Suspension, LBAS, output feedback, LQG

EFFECT OF FEEDBACK MEASUREMENT ON LQG CONTROL FOR LOW BANDWIDTH ACTIVE SUSPENSION

Name : Stefanus Rangga Kristiadi
NRP : 2111100016
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr-Eng. Unggul Wasiwitono, S.T.,
M.Eng.Sc

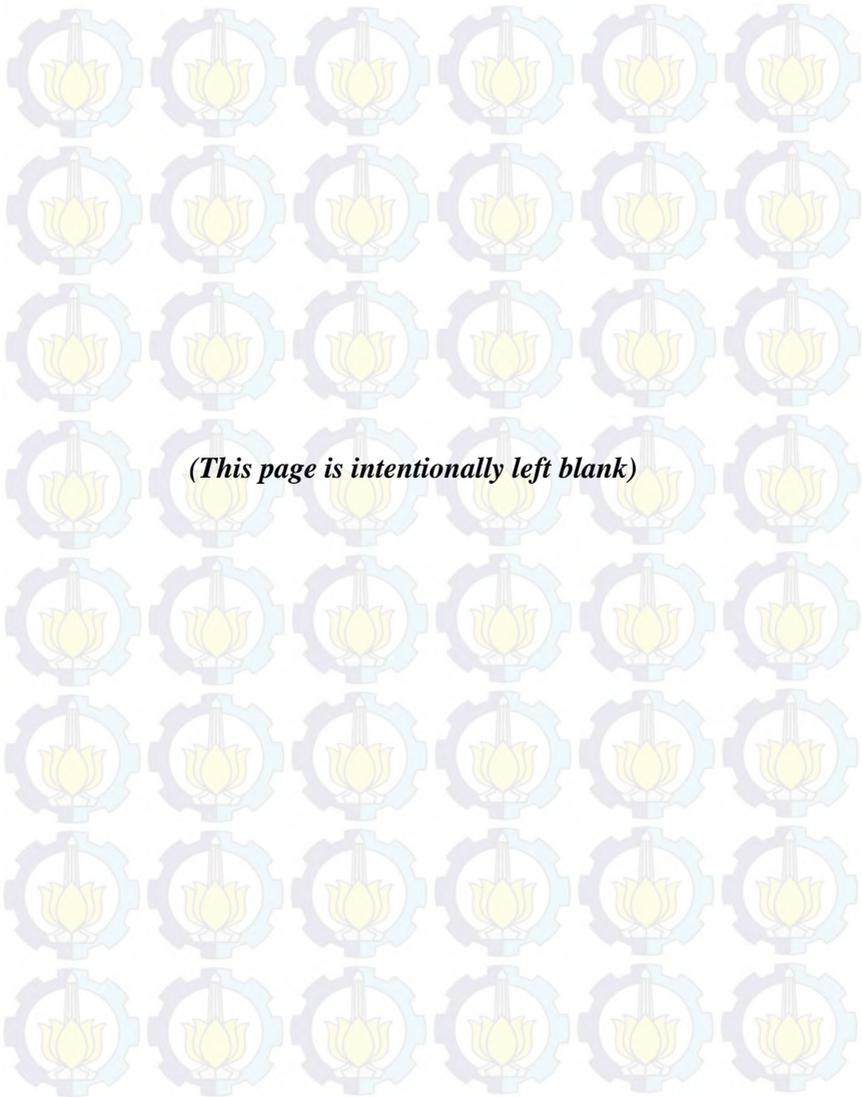
Abstract

The massive development and huge demand of safer and more comfortable vehicle leads into changes in vehicle design, especially the suspension system. Passive suspension usage which has constant damping and spring value is now considered to fail giving the admired response. High Bandwidth Active Suspension (HBAS) has been tremendously studied to solve this problem. However, the power consumption leads into another problem either. Therefore, Low Bandwidth Active Suspension is studied as the energy demand is less.

LBAS has been studied before but most of the research use full state feedback controller in which almost all of the measurements are impossible to be conducted. If it could, the installation cost would be astonishingly high.

In this final project, performance of LBAS with LQG Control is analysed. The research is focused on the correlation between the number of measurements and LBAS performance. From the research, it is known that controller with one measurement (case III) achieve 2.4% of comfort gain, two measurements (case II) achieve 18.48%, and three measurements (case III) achieve 17.53%.

Keywords : Active Suspension, LBAS, output feedback, LQG



KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Tuhan Yang Maha Kuasa, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul Studi Pengaruh Jumlah Sensor pada *Low Bandwidth Active Suspension* dengan Kontrol LQG. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua dan adik-adik tersayang yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Bapak Dr-Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc., selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D, Ir. Bambang Pramujati, M.Sc., Ph.D. dan Bapak Arif Wahyudi, S.T., M.T., Ph.D selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis.
4. Bapak Ir. Bobby Oedy Soepangkat, M.Sc., Ph.D. selaku dosen wali yang telah memberikan arahan-arahannya kepada penulis selama masa perkuliahan tahap Sarjana.
5. Ilman Patria Nugraha, sahabat sekaligus partner tugas akhir yang telah berjuang bersama, bersabar, dan bergembira dalam mengerjakan dan menyelesaikan setiap bagian dari Tugas Akhir ini.
6. Teman-teman, dan segenap civitas akademika Teknik Mesin ITS.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan

penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut.

Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

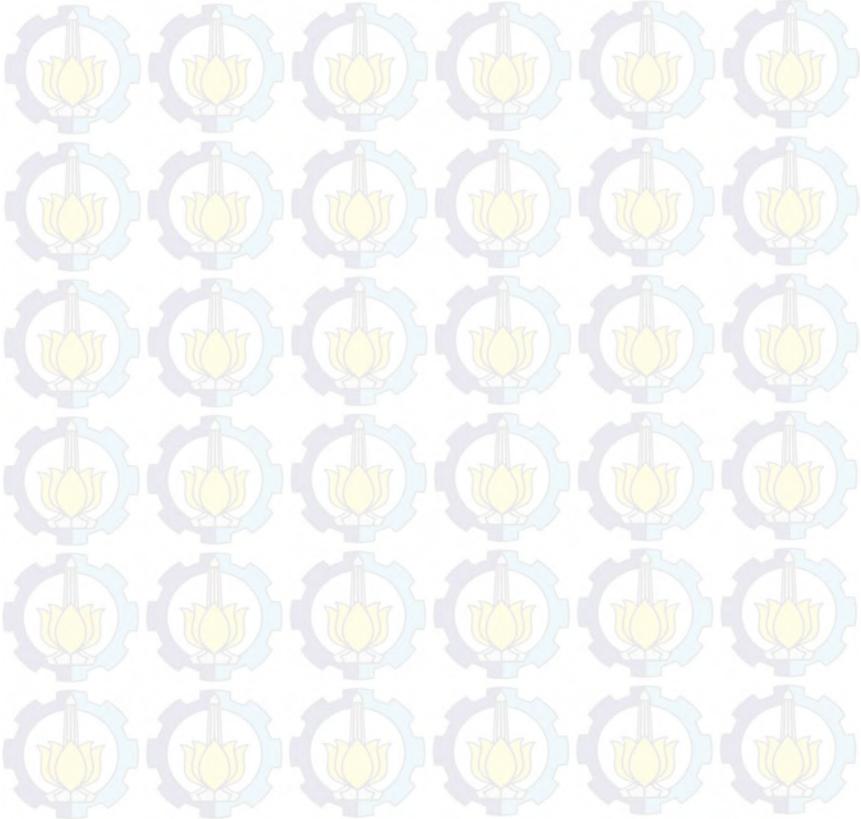
HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR SIMBOL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Tugas Akhir	3
1.5 Relevansi	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	
2.1 Tinjauan Pustaka	5
2.2 Sistem Suspensi	6
2.2.1 Pegas	8
2.2.2 Peredam	9
2.3 Pemodelan Suspensi	11
2.3.1 Suspensi Pasif	11
2.3.2 <i>Low bandwidth Active Suspension (LBAS)</i>	12
2.3.3 <i>High bandwidth A. Suspension (HBAS)</i>	15
2.4 <i>Linear Quadratic Gaussian (LQG) Controller</i>	16
2.5 Sensor dan Spesifikasi Desain	18
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Prosedur Tugas Akhir	23
3.2 Flowchart Tugas Akhir	24

3.3	Prosedur Simulasi dan Analisa LBAS	25
3.4	Flowchart Simulasi LBAS	28
3.5	Metode Pembobotan	29
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		
4.1	Validasi Sistem	32
4.2	<i>Frequency Response</i>	33
4.2.1	<i>Frequency Response Body Acceleration</i>	34
4.2.2	<i>Frequency Response Susp. Deflection</i>	35
4.2.3	<i>Frequency Response Tyre Deformation</i>	37
4.3	<i>Carpet Plots</i>	39
4.3.1	<i>Damping Ratio vs Body Acceleration</i>	40
4.3.2	<i>Damping Ratio vs Suspension Deflection</i>	42
4.3.3	<i>Damping Ratio vs Tyre Deformation</i>	44
4.3.4	<i>Susp. Deflection vs Body Acceleration</i>	45
4.3.5	<i>Tyre Deformation vs Body Acceleration</i>	47
4.3.6	<i>Tyre Deformation vs Susp. Deflection</i>	48
4.4	<i>Comfort Gain</i>	49
BAB V PENUTUP		
5.1	Kesimpulan	51
5.2	Saran	52
DAFTAR PUSTAKA		53
LAMPIRAN		55
RIWAYAT PENULIS		61

DAFTAR GAMBAR

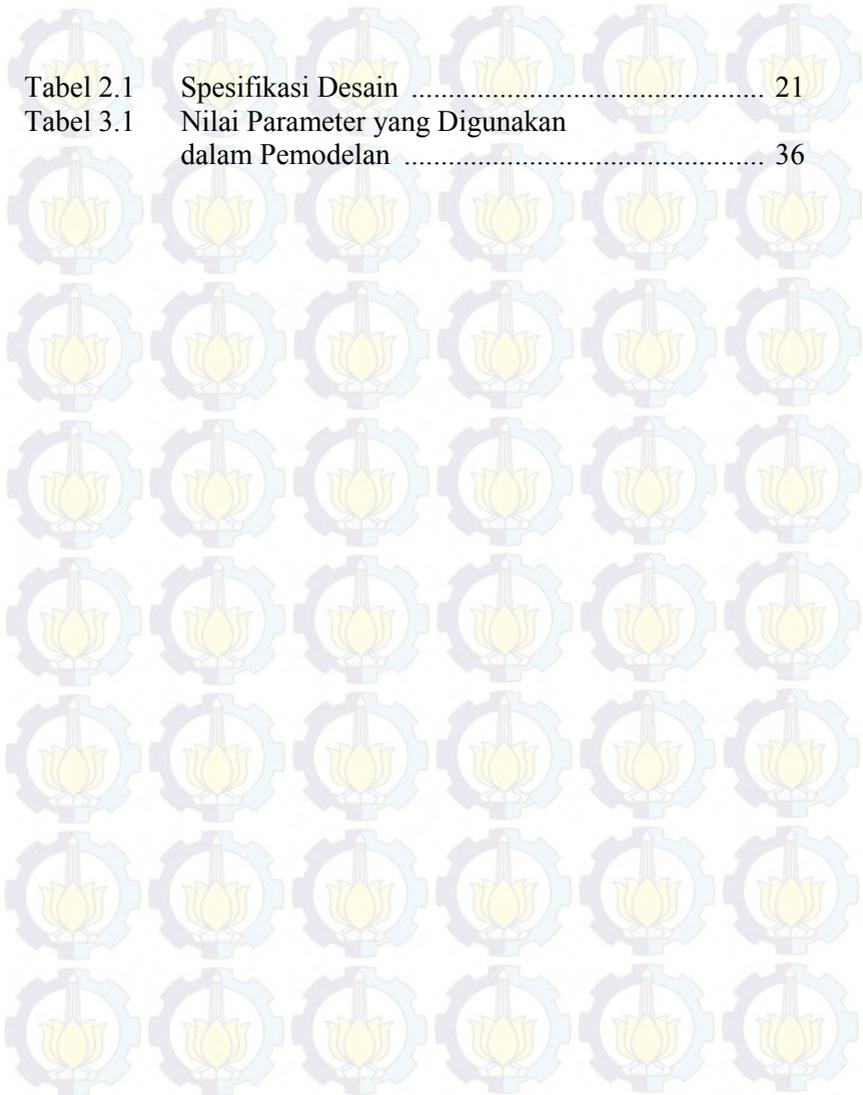
Gambar 2.1	<i>Carpet plots</i> untuk LBAS	6
Gambar 2.2	Pemodelan Sistem Suspensi <i>Quarter Car</i>	7
Gambar 2.3	Jenis peredam teleskopik. (a) peredam teleskopik through-rod, (b) peredam teleskopik tabung ganda, dan (c) peredam teleskopik monotube [2]	10
Gambar 2.4	Model <i>quarter-car</i> 2 DOF (a) suspensi pasif (b) LBAS (c) HBAS	11
Gambar 2.5	Block diagram <i>Linear Quadratic Gaussian</i> (LQG) <i>Controller</i>	16
Gambar 2.6	Bentuk fisik <i>accelerometer</i>	20
Gambar 2.7	Bentuk fisik LVDT	20
Gambar 2.8	Skema Kerja LVDT	21
Gambar 3.1	Flowchart Penelitian	24
Gambar 3.2	Flowchart Simulasi LBAS	28
Gambar 4.1	Posisi sensor untuk (a) Kondisi I, (b) Kondisi II, dan (c) Kondisi III	31
Gambar 4.2	Block Simulink dari Sistem.....	32
Gambar 4.3	Grafik validasi <i>filter cut-off frequency</i> vs <i>normalised rms body acceleration</i> untuk $Z_b = 0.15$	33
Gambar 4.4	Grafik <i>frequency response</i> dari <i>body acceleration</i>	35
Gambar 4.5	Grafik <i>frequency response</i> dari <i>suspension deflection</i>	36
Gambar 4.6	Grafik <i>frequency response</i> dari <i>tyre deformation</i>	38
Gambar 4.7	Grafik <i>damping ratio</i> vs <i>normalised body acceleration</i>	40
Gambar 4.8	Grafik <i>damping ratio</i> vs <i>normalised suspension deflection</i>	42

Gambar 4.9	Grafik <i>damping ratio vs normalised tyre deformation</i>	44
Gambar 4.10	Grafik <i>normalised suspension deflection vs normalised body acceleration</i>	46
Gambar 4.11	Grafik <i>normalised tyre deformation vs normalised body acceleration</i>	47
Gambar 4.12	Grafik <i>normalised tyre deformation vs normalised suspension deflection</i>	48



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Spesifikasi Desain	21
Tabel 3.1	Nilai Parameter yang Digunakan dalam Pemodelan	36



DAFTAR SIMBOL

F	Gaya pegas (N)
k	koefisien pegas (N/m)
c	konstanta redaman (N/ms)
F_d	Gaya redam (N)
m_s	massa <i>sprung/ body</i> (kg)
m_u	massa <i>unsprung/ tyre</i> (kg)
z_s	<i>displacement</i> massa <i>sprung</i> (m)
z_u	<i>displacement</i> massa <i>unsprung</i> (m)
\dot{z}_u	<i>velocity</i> massa <i>unsprung</i> (m)
\dot{z}_s	<i>velocity</i> massa <i>sprung</i> (m)
\ddot{z}_s	akselerasi massa <i>sprung</i> (m)
\ddot{z}_u	akselerasi massa <i>unsprung</i> (m)
K_e	Kalman Filter gain
$S\dot{x}_g$	<i>Power Spectral Density</i>
ρ	Rasio massa <i>body</i> dan <i>tyre</i>
ζ_b	<i>Body damping ratio</i>
ζ_f	<i>Low-pass filter damping ratio</i>
ω_b	<i>natural frequency body</i>
ω_t	<i>natural frequency tyre</i>
ω_c	<i>low-pass filter natural frequency</i>
C_g	<i>comfort gain</i>



BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Transportasi kini telah menjadi salah satu sarana yang sangat penting. Hal ini disebabkan oleh peningkatan kebutuhan akan sarana transportasi dari masa ke masa. Peningkatan kebutuhan ini juga yang mengakibatkan adanya perubahan pola pikir manusia tentang standar sarana transportasi. Jika dulu yang diutamakan dari sarana transportasi hanya aspek fungsionalnya (untuk memindahkan barang/orang), sekarang ini terdapat dua aspek lain yang turut disorot, yaitu keamanan dan kenyamanan dalam menggunakan sarana transportasi (dalam berkendara).

Menyikapi hal itu, dilakukanlah penelitian mengenai kenyamanan dan keamanan suatu kendaraan secara kontinyu. Penelitian secara kontinyu ini mengakibatkan perkembangan teknologi otomotif yang maju pesat dan memunculkan evolusi desain pada sarana transportasi dari masa ke masa, salah satunya pada sistem suspensi. Sistem suspensi dipasang di antara roda dan *body* kendaraan untuk meminimalkan efek gangguan berupa ketidakrataan jalan. Kondisi ideal yang ingin diperoleh dengan memasang suspensi adalah *body* kendaraan terisolasi dari gangguan getaran akibat ketidakrataan jalan. Semakin baik suatu sistem suspensi, semakin kecil efek ketidakrataan jalan yang dirasakan pengemudi maupun penumpang. Banyak parameter yang dapat menjadi acuan baik-tidaknya suatu sistem suspensi, namun yang paling sering dijadikan acuan adalah seberapa kecil defleksi roda, percepatan *body*, dan defleksi suspensi yang terjadi.

Suspensi kendaraan terdiri dari dua komponen utama, yaitu pegas dan peredam. Sistem suspensi yang umumnya digunakan di pasaran adalah suspensi pasif yaitu sistem suspensi yang mempunyai karakteristik tetap, tidak mampu menyesuaikan kekakuan pegas dan koefisien redaman dengan

kondisi jalan yang berubah-ubah. Hal ini seringkali menjadi batasan performa sistem suspensi pasif. Berawal dari keterbatasan inilah teretuslah gagasan untuk membuat suatu sistem suspensi dengan menggunakan komponen aktif yang dapat dikontrol. Ada dua jenis sistem yang menggunakan komponen aktif, yaitu sistem suspensi aktif dan sistem suspensi semi-aktif. Perbedaan sistem suspensi aktif dan suspensi semi-aktif terletak pada cara kerja aktuatornya. Pada suspensi aktif, aktuator bekerja memberikan *direct force* untuk mengontrol defleksi suspensi sesuai dengan kebutuhan. Sedangkan pada kebanyakan suspensi semi-aktif, aktuator bekerja untuk mengontrol nilai konstanta redaman sesuai dengan kebutuhan tanpa adanya *direct force* untuk mengontrol defleksi suspensi.

Sistem suspensi aktif sudah mulai diteliti sejak tahun 1980-an. Kebanyakan yang diteliti adalah *High Bandwith Active Suspension* (HBAS). Namun HBAS memiliki kelemahan yang belum terpecahkan hingga sekarang, yakni konsumsi energinya yang tinggi. Guna mengatasi isu konsumsi energi tersebut, digunakanlah *Low Bandwith Active Suspension* (LBAS) yang notabene konsumsi energinya lebih rendah daripada HBAS [4]. Dari penelitian yang telah dilakukan, didapatkan hasil bahwa dengan konsumsi energi yang lebih rendah performa LBAS cukup mumpuni untuk menggantikan HBAS, walaupun tidak sebaik HBAS. Namun yang menjadi catatan adalah pemodelan dalam penelitian tersebut dilakukan dengan *full state feedback*, dimana dalam kondisi nyata pengukuran beberapa parameter dari *full state feedback* sangat sulit untuk dilakukan. Walaupun bisa, instalasi peralatannya pada mobil sangat mahal. Hal inilah yang melatarbelakangi penulis untuk melakukan penelitian mengenai LBAS dengan memodelkan *state feedback* menggunakan satu, dua, dan tiga pengukuran.

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah bagaimana analisa respon *Low Bandwith Active Suspension* (LBAS) menggunakan *Linear Quadratic Gaussian* (LQG) Control dengan satu, dua, dan tiga pengukuran.

1.3. Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah pada tugas akhir ini adalah:

1. Simulasi dan analisa menggunakan model *quarter car*.
2. Semua nilai redaman dan kekakuan baik *sprung* maupun *unsprung mass* dianggap linier. Menurut [13], suatu sistem dianggap linier jika memenuhi kriteria dua properti: superposisi dan homogenitas. Linier berdasar superposisi artinya jika respon (dalam hal ini gaya pegas atau gaya redaman) suatu sistem terhadap input tertentu (defleksi pegas atau kecepatan peredam) adalah hasil penjumlahan dari respon beberapa input, termasuk input tertentu tersebut. Selain itu sistem dianggap homogen jika perkalian input dengan suatu skalar sebanding dengan perkalian respon yang dikalikan dengan skalar yang sama.
3. Permodelan suspensi pasif dilakukan dengan nilai kekakuan pegas dan koefisien redaman tetap.
4. Sistem hanya bergerak ke arah vertikal.
5. Data kendaraan sesuai dengan yang digunakan pada penelitian sebelumnya (Guido Koch, 2010).
6. Pada sistem suspensi aktif nilai bobot r_1 , r_2 , r_3 akan dicari yang optimal dengan acuan bobot r_1 , r_2 , dan r_3 sesuai dengan penelitian sebelumnya (Guido Koch, 2010).
7. *Actuator Saturation* diabaikan.

1.4. Tujuan Tugas Akhir

Tugas akhir ini bertujuan untuk menganalisa respon *Low Bandwith Active Suspension* (LBAS) menggunakan *Linear Quadratic Gaussian* (LQG) Control dengan satu, dua, dan tiga pengukuran.

1.5. Relevansi

Hasil yang diperoleh dari tugas akhir ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Memberi informasi pada perancang kendaraan otomotif mengenai sistem suspensi aktif sehingga dapat menjadi pertimbangan dalam memilih suspensi yang sesuai dengan spesifikasi kendaraan.
2. Mengetahui karakteristik *Low Bandwith Active Suspension* (LBAS) menggunakan LQG Controller dengan *state feedback* terhadap *road input*.
3. Diharapkan dapat menjadi tinjauan untuk penelitian mengenai metode kontrol sistem *Low Bandwith Active Suspension* (LBAS).
4. Sangat diharapkan dapat menjadi tinjauan untuk penelitian mengenai minimalisasi konsumsi energi pada suspensi aktif.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Tinjauan Pustaka

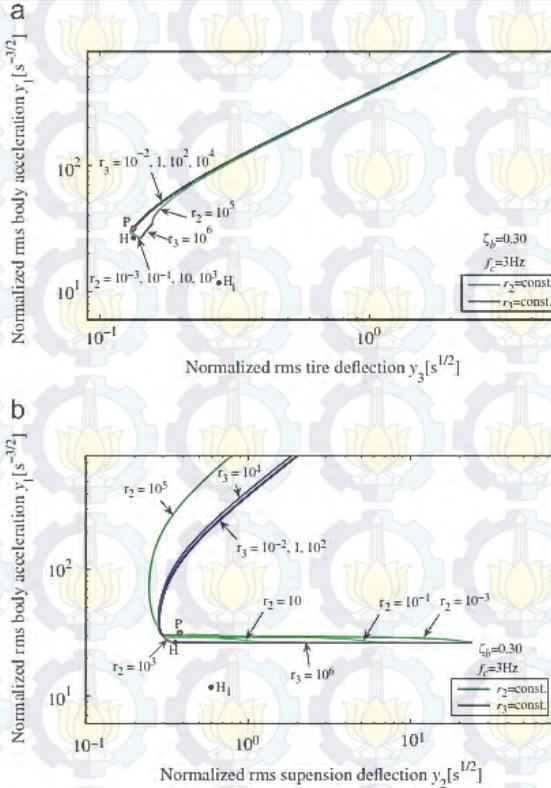
Sudah ada beberapa penelitian mengenai *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS), hanya saja jumlahnya tidak sebanyak penelitian mengenai *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS). Di antara sedikit penelitian mengenai LBAS tersebut, yang paling menarik bagi penulis adalah penelitian yang dilakukan oleh [4].

Pada penelitian tersebut, Koch melakukan pemodelan LBAS dengan melakukan variasi terhadap nilai rasio redaman (*damping ratio*). Hipotesa awalnya adalah LBAS dengan variasi rasio redaman tersebut mampu menunjukkan performa sebaik HBAS, terutama jika aspek konsumsi energi dan *implementability* juga menjadi bahan pertimbangan. Penelitian dilakukan dengan mengiterasi prosedur optimasi untuk nilai rasio redaman dan pembobotan untuk *Linear Quadratic Regulator Controller* (LQR) dengan *full state feedback* pada model suspensi aktif seperempat kendaraan. Inputnya adalah *road disturbance* dalam bentuk *Power Spectral Density* (PSD) yang divalidasi dengan pengukuran nyata pada permukaan jalan.

Performa LBAS tersebut dibandingkan dengan performa suspensi pasif dan HBAS dengan mengacu pada *carpet plots* seperti pada gambar 2.1. Berdasarkan hasil perbandingannya, diketahui bahwa *comfort gain* pada LBAS dengan *full state feedback* meningkat dengan tetap berada pada batasan *ride safety* (defleksi ban) dan *suspension stroke* yang diberikan.

Kekurangan dari penelitian yang dilakukan Koch adalah *feedback* yang digunakan adalah *full state*. Dimana diketahui bahwa pengimplementasian *full state feedback* sangat sulit untuk direalisasikan karena alat ukur yang tidak *feasible*. Kalaupun ada, biaya untuk pemasangannya sangat mahal dan mudah rusak. Contohnya untuk pengukuran defleksi ban (*tire deflection*), diperlukan sensor laser yang rumit dan berbiaya mahal untuk melakukannya. Hal inilah yang menjadi salah satu latar belakang

penulis untuk melakukan penelitian mengenai LBAS dengan *state feedback* menggunakan jumlah pengukuran yang lebih sedikit.



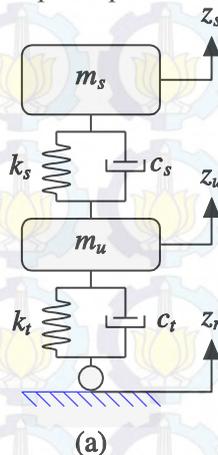
Gambar 2.1 Carpet plots untuk LBAS [4]

2.2. Sistem Suspensi

Suspensi adalah komponen dinamis pada kendaraan yang berfungsi untuk meningkatkan kenyamanan berkendara, menunjang kemampuan *road holding* kendaraan, menahan berat kendaraan dari beban statis dan mengisolasi badan kendaraan dari gangguan yang diakibatkan oleh gaya eksitasi jalan. Dengan penggunaan suspensi yang baik diharapkan dapat diperoleh

keamanan, kenyamanan, keandalan mekanik serta masa pakai yang panjang. Untuk itu perlu dirancang suatu sistem suspensi yang mampu memberikan peredaman yang cepat sehingga diperoleh kenyamanan yang diharapkan. Ada beberapa suspensi yang digunakan dalam aplikasi kendaraan otomotif yaitu sistem suspensi pasif, semi-aktif dan aktif dengan berbagai metode kontrol.

Suspensi pasif terdiri dari pegas dan komponen peredam, dimana tidak membutuhkan energi tambahan dari luar yang mempengaruhi sistem tersebut. Gambar suspensi pasif dengan model kendaraan seper-empat dapat dilihat pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Pemodelan sistem suspensi *quarter car*.

Komponen suspensi terdiri dari sebuah elemen elastis (biasanya *coil spring*) yang berfungsi untuk memberikan kekuatan yang proporsional dan berlawanan dengan perpanjangan suspensi. Elemen redaman (biasanya *shock absorber* hidrolik) berfungsi untuk memberikan gaya proporsional disipatif dan melawan kecepatan elongasi. Peredam sangat berperan penting dalam perilaku dinamis dari suspensi.

Suspensi aktif, ataupun suspensi semi-aktif adalah sistem suspensi yang menggunakan energi input untuk mengontrol gaya

redaman suspensi terhadap gaya eksitasi jalan dan massa kendaraan yang bervariasi. Sistem suspensi semi-aktif adalah perpaduan dari komponen pasif (pegas) dan komponen aktif (peredam) dengan menggunakan energi tambahan (arus) sebagai energi pengubah viskositas damper. Sedangkan suspensi aktif menggunakan komponen aktif dengan kontroler dan aktuator.

2.2.1. Pegas

Pegas adalah komponen elastis yang digunakan untuk menyimpan energi mekanis. Pada kendaraan otomotif, pegas berfungsi menyerap kejutan dari jalan dan getaran roda agar tidak diteruskan ke bodi kendaraan secara langsung. Selain itu, pegas juga berguna untuk menambah daya cengkram ban terhadap permukaan jalan.

Ada beberapa jenis pegas yang biasa digunakan pada kendaraan otomotif yaitu pegas ulir (*coil spring*), pegas daun (*leaf spring*), dan pegas puntir (*torsion bar spring*). Pegas ulir atau dikenal dengan nama “Per Keong”, jenis yang digunakan adalah pegas ulir tekan atau pegas ulir yang menerima beban tekan. Pegas daun umumnya digunakan pada kendaraan berat atau niaga dengan sistem suspensi dependen. Pegas puntir atau dikenal dengan nama pegas batang torsi umumnya digunakan pada kendaraan dengan beban tidak terlalu berat. Persamaan pegas ulir dapat dinyatakan dalam bentuk berikut.

$$F = kx \quad (2.1)$$

dimana: F : gaya pegas, k : konstanta pegas, x : defleksi pegas

Nilai koefisien pegas atau kekakuan pegas dipengaruhi oleh nilai modulus elastisitas bahan, diameter *coil*, diameter kawat pegas, dan jumlah *coil*. Pada umumnya defleksi suspensi pada kendaraan kurang dari 10 inci [3]. Sebagai contoh dengan data sebagai berikut akan diperoleh nilai koefisien pegas dan karakteristiknya terhadap gaya pembebanan dan defleksinya.

Berdasarkan katalog “Century Spring” pegas dengan bahan *stainless steel*, diameter 0.2 mm, rerata jari-jari *coil* 0.755 mm, jumlah *coil* aktif 51 mempunyai koefisien kekakuan sebesar 4.5748 kN [5].

Pada kondisi sebenarnya pegas mempunyai beban maksimal yang dapat diterima karena dimensi pegas. Saat beban maksimal, pegas akan membentuk kurva eksponensial mendekati nilai defleksi maksimalnya. Pada tugas akhir ini akan digunakan karakter pegas linier, dengan mengevaluasi nilai defleksi responnya.

Selain pegas *coil*, ada elemen penting pada kontruksi sistem suspensi yaitu ban. Ban mempunyai nilai kekakuan, modulus elastis sepeerti halnya dengan pegas. Philips dalam pengujiannya tentang kekakuan ban bias dan radial dapat menghitung nilai kekakuan ban dengan menggunakan persamaan berikut [7].

untuk ban bias

$$K_t = 100 + 41.6667(P_i) \quad (2.2)$$

untuk ban radial

$$K_t = 430 + 27.9167(P_i) \quad (2.3)$$

dimana: K_t : kekakuan ban (*lb/in*)

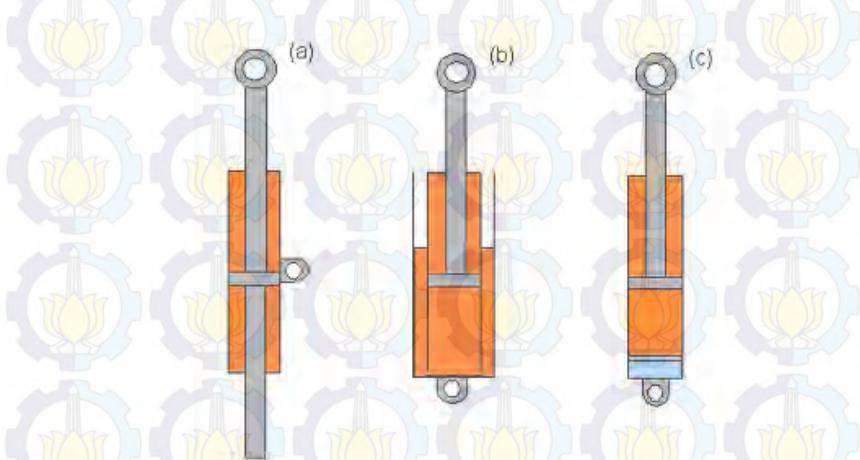
P_i : tekanan ban (*psi*)

2.2.2. Peredam

Peredam atau lebih dikenal sebagai peredam kejut digunakan dalam kendaraan otomotif untuk mengontrol gerakan berlebihan dari kendaraan saat kondisi naik, *roll*, dan *pitch*. Peredam pertama kali digunakan pada mobil tahun 1910. Awalnya, sistem peredam yang digunakan adalah dengan menggunakan prinsip gesekan, atau lebih dikenal dengan *coulomb friction*. Pada tahun 1925 banyak diaplikasikan peredam dengan prinsip hidrolis [6]. Pada tahun 1980-an, penelitian dilakukan pada teknologi peredam baru, yaitu peredam aktif. Peredam aktif dapat memberikan tenaga redaman

yang sesuai untuk mengontrol gerakan massa kendaraan akibat gaya eksitasi jalan yang bervariasi. Sistem ini sangat kompleks dan mahal karena membutuhkan kekuatan aktuator. Peredam semi-aktif adalah solusi yang lebih praktis dan ekonomis. Kontrol peredam semi-aktif dapat meningkatkan atau menurunkan secara efektif redaman koefisien damper.

Peredam yang banyak digunakan saat ini adalah peredam dengan menggunakan prinsip hidrolik dengan konstruksi teleskopik. Dengan konstruksi teleskopik, sistem suspensi ini mempunyai kelebihan untuk aplikasi redaman linier. Tiga tipe dasar peredam teleskopik hidrolik ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Jenis peredam teleskopik. (a) peredam teleskopik through-rod, (b) peredam teleskopik tabung ganda, dan (c) peredam teleskopik monotube [2].

Dari ketiga jenis peredam teleskopik, monotube dan tabung ganda adalah peredam yang paling umum digunakan dalam aplikasi otomotif. Pertimbangan lain tentang konstruksi peredam adalah jenis fluida dan konstruksi katup. Fluida yang digunakan peredam adalah minyak mineral. Dalam peredam pasif setiap sifat fisik damper atau peredam cairan menyebabkan hubungan antara kecepatan dan kekuatan relatif menjadi nonlinier. Beberapa efek

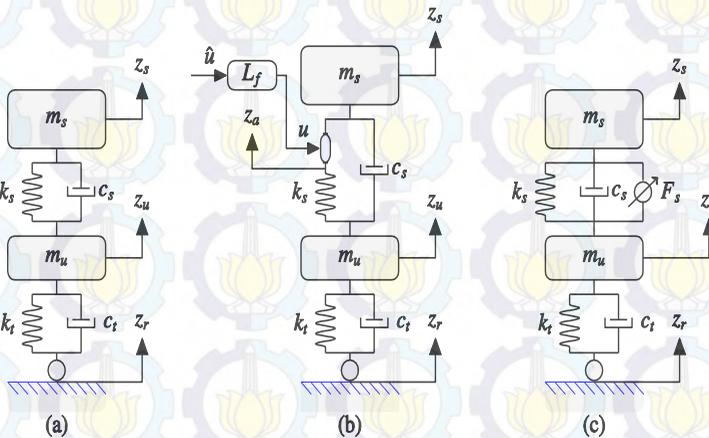
nonlinear bervariasi dengan posisi damper dan ada pula yang bergantung pada arah laju piston peredam. Suatu peredam dapat dinyatakan oleh persamaan berikut [1].

$$F_d = c\dot{x} + F_0 \text{sign}(\dot{x}) \quad (2.4)$$

dimana: c : koefisien peredam, F_0 : gaya gesek statis, \dot{x} : kecepatan defleksi

2.3. Pemodelan Suspensi

Analisa pemodelan sistem suspensi berfungsi untuk mengetahui respon gerakan dari kendaraan saat kondisi naik (gerak vertikal), *roll*, dan *pitch*. Untuk mengetahui respon sistem suspensi dapat dilakukan dengan membuat pemodelan gerak sistem. Selanjutnya dilakukan menganalisa gaya-gaya yang bekerja pada setiap massa yang ditinjau (*degree of freedom*).



Gambar 2.4 Model *quarter-car* 2 DOF (a) suspensi pasif (b) LBAS (c) HBAS.

2.3.1. Suspensi Pasif

Dengan menggunakan persamaan dasar hukum Newton ke-2, persamaan matematis sistem gerak suspensi dapat diperoleh. Ada

beberapa model yang bisa digunakan untuk menganalisa respon gerakan pada sistem suspensi, antara lain: model seper-empat kendaraan (*quarter-car*), setengah kendaraan (*half-car*), kendaraan penuh (*full body*). *Quarter-car model* dapat dilakukan dengan analisa 1 derajat kebebasan atau 2 derajat kebebasan (*Degree of Freedom*).

Analisa 2 DOF dilakukan dengan memperhatikan massa kendaraan (*sprung mass*) dan massa konstruksi terkait dengan roda, ban, poros dan komponen perakitan (*unsprung mass*). *Half-car model* dapat digunakan untuk menganalisa pada kendaraan roda 2 terutama untuk melihat respon kendaraan karena saat kondisi *rolling* dan *pitching*. Model kendaraan penuh, biasanya pada mobil atau kendaraan otomotif lainnya berfungsi menganalisa perilaku kendaraan yang sebenarnya. Berikut adalah pemodelan dan persamaan sistem suspensi.

Pemodelan suspensi pasif pada gambar 2.4.(a) dapat diturunkan ke dalam persamaan gerak sebagai berikut

$$m_s \ddot{z}_s = -c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) \quad (2.5)$$

$$m_u \ddot{z}_u = c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - c_t(\dot{z}_u - \dot{z}_r) - k_t(z_u - z_r) \quad (2.6)$$

Sesuai dengan [9], *quarter car* sudah cukup mumpuni untuk analisa respon getaran ke arah vetikal. Model seper-empat kendaraan 2 DOF berguna dalam desain suspensi dan kontrol. Karena itulah pada tugas akhir ini akan digunakan *quarter-car model*.

2.3.2. Low Bandwith Active Suspension (LBAS)

LBAS sebenarnya memiliki struktur yang hampir sama dengan HBAS. Hanya saja pada LBAS terdapat *lowpass filter* yang mengakibatkan sistem suspensi ini hanya akan beroperasi dalam rentang *low bandwith*. Hingga saat ini belum ada acuan mengenai

batas atas dari *low bandwidth*. Namun yang sering digunakan sebagai batas atas *low bandwidth* oleh para peneliti adalah 20-30 Hz [10].

Pemodelan seperempat kendaraan dari LBAS dapat dilihat pada gambar 2.4.(b). Defleksi dari pegas akan memacu *actuator* untuk memberikan gaya guna menghasilkan defleksi sesuai dengan perintah dari sinyal u . Semua pembatas *bandwidth* dari actuator dirumuskan dalam persamaan orde dua dan bertugas mem-filter *control input* u^* yang dibutuhkan. Frekuensi *cut-off* dari *low pass filter*, ω_c , dan *damping ratio* dari body, $\xi_b = d_b / (2\sqrt{k_b m_b})$, bernilai tetap untuk semua perhitungan performa dalam rentang yang luas untuk parameter-parameter yang ditinjau.

Dengan asumsi kondisi aktuator ideal $u = z_s - z_a$, pemodelan pada gambar 2.4.(b) dapat dituangkan dalam persamaan gerak berikut

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s u \quad (2.7)$$

$$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_t(z_u - z_r) - c_t(\dot{z}_u - \dot{z}_r) - k_s u \quad (2.8)$$

Dengan variabel *state* sebagai berikut

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s - z_u ; & x_2 &= z_u - z_r \\ x_3 &= \dot{z}_s ; & x_4 &= \dot{z}_u \end{aligned}$$

dimana x_1 adalah defleksi suspensi, x_2 adalah defleksi ban, x_3 adalah kecepatan *sprung-mass*, dan x_4 kecepatan *unsprung-mass*. Selanjutnya, input *disturbance* didefinisikan sebagai $w = \dot{z}_r$, and $x_p = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$, sehingga bentuk *state space* dari sistem suspensi kendaraan dapat dituliskan sebagai berikut

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_w w + B_u u \quad (2.9)$$

dimana $x_p \in \mathbb{R}^{np}$ adalah *state* dari suspensi, $w \in \mathbb{R}^{n_w}$ adalah input gangguan (*disturbance*), $u \in \mathbb{R}^{n_u}$ adalah input kontrol, dan

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{c_s + c_t}{m_u} \end{bmatrix}, B_w = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{c_t}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B_u = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_s}{m_s} \\ -\frac{k_s}{m_u} \end{bmatrix}$$

Bentuk *state space* di atas adalah representasi dari sistem tanpa batasan *bandwidth*. Sesuai dengan pernyataan [4], bentuk *low-pass filter* dari LBAS adalah

$$\ddot{u} + 2\zeta_f \omega_c \dot{u} + \omega_c^2 u = \omega_c^2 \hat{u} \quad (2.10)$$

dimana frekuensi *cut-off*, ω_c , menunjukkan batas bandwidth dari actuator. Dengan mendefinisikan $x_{f1} = u$ dan $x_{f2} = \dot{u}$ sebagai variabel *state* untuk *low-pass filter*, bentuk *state space* dari *low-pass filter* dapat dituliskan sebagai berikut

$$\dot{x}_f = A_f x_f + B_f \hat{u} \quad (2.11)$$

$$u = C_f x_f + D_f \hat{u} \quad (2.12)$$

dimana

$$A_f = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_c^2 & -2\zeta_f \omega_c \end{bmatrix}, B_f = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_c^2 \end{bmatrix}$$

$$C_f = [1 \quad 0], D_f = [0]$$

Dengan menyatukan (2.9) dan (2.12), bentuk *state space* dari sistem pada gambar 2.4.(b) secara keseluruhan dapat ditulis menjadi

$$\dot{x}_g = A_g x_g + B_{gw} w + B_{gu} \hat{u} \quad (2.13)$$

dimana

$$A_g = \begin{bmatrix} A_p & B_u C_f \\ 0 & A_f \end{bmatrix}, B_{gw} = \begin{bmatrix} B_w \\ 0 \end{bmatrix}, B_{gu} = \begin{bmatrix} B_u D_f \\ B_f \end{bmatrix}$$

2.3.3. High Bandwith Active Suspension (HBAS)

Sistem *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS) dapat dilihat pada gambar 2.4.(c). Pada gambar terlihat bahwa sebuah actuator dipasang paralel dengan pegas dan peredam. Pada HBAS tidak ada *lowpass filter* yang mengakibatkan tidak adanya *bandlimit*. Ini artinya HBAS dapat digunakan sebagai *performance benchmark* dalam analisa LBAS nantinya. Dengan mendefinisikan $-k_s u = u_{hb}$ sebagai kondisi ideal, [4] menyatakan bahwa persamaan geraknya dapat ditulis sebagai berikut.

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_s &= -k_s (z_s - z_u) - c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - u_{hb} \\ m_s \ddot{z}_u &= k_s (z_s - z_u) + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \\ &\quad - k_t (z_u - z_r) + u_{hb} \end{aligned} \quad (2.15)$$

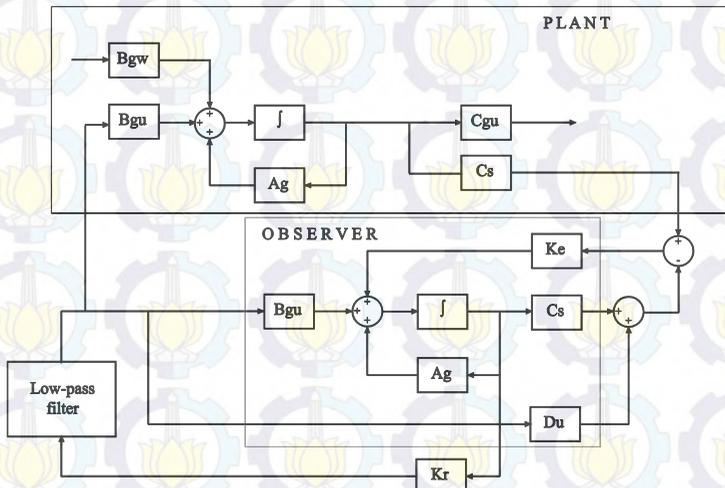
Dengan nilai-nilai state yang sama dengan LBAS, persamaan (2.14) dan (2.15) dapat ditulis dalam bentuk state space, dimana matriks A nilainya identik dengan yang ada pada LBAS. Hubungan antara vektor b_{hb} pada model HBAS dengan vector b pada model LBAS dituliskan oleh [4] dalam matriks berikut.

$$b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_b^2 \\ -\frac{\omega_b^2}{\rho} \end{bmatrix} = -k_b \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ \frac{1}{m_u} \end{bmatrix} = -k_b b_{hb}$$

Artinya, ketika semua parameter yang dipilih dalam pemodelan HBAS dan LBAS identik, HBAS dan LBAS akan memiliki respon yang sama jika $-k_b u = u h_b$. Dengan kata lain meskipun secara struktur mekanika jauh berbeda, keduanya memiliki *performance potential* yang sama

2.4. Linear Quadratic Gaussian (LQG) Controller

LQG controller sebenarnya sama dengan LQR controller. Perbedaan di antara keduanya hanya terletak pada jumlah *state* yang digunakan sebagai *feedback*. Seperti yang ditunjukkan gambar 2.5, LQG tersusun atas dua struktur utama: *plant* dan *observer*. Baik LQG dan LQR controller memiliki struktur yang hampir sama. Perbedaannya secara struktur hanya terletak pada adanya *observer* pada LQG. Dengan kata lain, jika *observer* tidak lagi digunakan dalam LQG, semua *state* dianggap dapat diukur dan *controller* yang digunakan adalah LQR. Sintesis LQG akan disusun berdasarkan [11] dengan perancangan *observer* (Kalman Filter) optimal dan penggunaan nilai pembobotan tertentu.



Gambar 2.5 Block diagram Linear Quadratic Gaussian (LQG) Controller

Pada desain *plant*, LQG memiliki nilai pembobotan dan indeks performa yang identik dengan LQR *controller* yang sudah dirancang oleh [4]. Desain *plant* mengacu pada gambar 2.4. Persamaan *output* observer dapat dituliskan sebagai berikut

$$y(t) = C_s(t) + Du(t) \quad (2.16)$$

dimana koefisien C_s harus dipilih untuk mendefinisikan sinyal pengukuran mana yang akan digunakan menjadi feedback pada *controller*. Salah satu tujuan penelitian ini adalah mengetahui performa LBAS yang disintesa dengan LQG *controller* menggunakan tiga kondisi yang berbeda. Kondisi III adalah kondisi yang menggunakan tiga pengukuran sebagai *feedback*, yakni: *sprung-mass acceleration*, *suspension deflection*, dan *unsprung-mass acceleration*. Kondisi II adalah kondisi yang menggunakan dua pengukuran sebagai *feedback*, yakni: *sprung-mass acceleration*, dan *suspension deflection*. Kondisi I adalah kondisi yang hanya menggunakan satu pengukuran sebagai *feedback*, yakni: *suspension deflection*. Kondisi-kondisi tersebut memiliki nilai C_s , yang berbeda-beda dan didefinisikan sebagai C_{s1} , C_{s2} , dan C_{s3} . C_{s1} merepresentasikan nilai C_s untuk kondisi I, C_{s2} untuk kondisi II, dan C_{s3} untuk kondisi III, dimana

$$C_{s1} = [-\omega_b^2 \quad 0 \quad -2\zeta_b\omega_b \quad 2\zeta_b\omega_b \quad \omega_b^2 \quad 0]$$

$$C_{s2} = \begin{bmatrix} -\omega_b^2 & 0 & -2\zeta_b\omega_b & 2\zeta_b\omega_b & \omega_b^2 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_{s3} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_b^2 & 0 & -2\zeta_b\omega_b & 2\zeta_b\omega_b & \omega_b^2 & 0 \\ \frac{\omega_b^2}{\rho} & -\omega_t^2 & \frac{2\zeta_b\omega_b}{\rho} & \frac{-2\zeta_b\omega_b}{\rho} & -\frac{\omega_b^2}{\rho} & 0 \end{bmatrix}$$

LQG *controller* ideal memiliki bentuk *signal*

$$u = -K_r x \quad (2.17)$$

dimana K_r dihitung dengan prosedur yang sama sesuai dengan yang dibahas pada [4]. Langkah awal untuk menyintesa LQG *controller* adalah mencari nilai K_r tersebut. Setelah itu, berdasarkan [12], *gain* Kalman Filter, K_e , dapat diperoleh dari persamaan

$$K_e = -PCsV^{-1} \quad (2.18)$$

nilai P didapat dari persamaan Riccati

$$PA^T + AP - PCV^{-1}C^TP + V = 0 \quad (2.19)$$

Dimana V adalah konstanta pembobotan *controller*. Karena perhitungan K_e melibatkan Cs , tiap kondisi memiliki nilai K_e yang berbeda pula dan dinotasikan dalam $Ke1$, $Ke2$, $Ke3$. Struktur dari K_e yang dirancang bergantung pada Cs yang digunakan. Selain itu, sintesa *controller* dilakukan dengan menggunakan nilai damping ratio 0.6. Berdasarkan [4], nilai *damping ratio* sistem divariasikan antara 0.075 sampai 1.2. Nilai 0.6 diambil karena nilai tersebut merupakan median dari variasi *damping ratio* yang dirasa paling sesuai untuk diaplikasikan pada rentang *damping ratio* tersebut.

2.5. Sensor dan Spesifikasi Desain

Seperti yang telah dibahas pada beberapa sub-bab sebelumnya, pada penelitian ini dianalisa performa LBAS dengan tiga kondisi: satu, dua, dan tiga pengukuran. Hanya saja perlu diperhatikan bahwa penelitian yang dilakukan berbentuk simulasi sehingga tidak menggunakan sensor dalam bentuk fisik.

Selain itu, nilai fungsi transfer dari sensor juga tidak diperhitungkan, serupa dengan yang dilakukan [4] dan [8]. Meskipun tidak diperhatikan dalam simulasi, pada sub-bab ini

diberikan gambaran umum mengenai bentuk fisik dan lokasi pemasangan sensor guna memudahkan pembaca untuk memisualisasikan bentuk fisiknya.

2.5.1. Sensor yang Digunakan

Pengukuran nilai percepatan, baik *unsprung* maupun *sprung-mass* dilakukan dengan menggunakan *accelerometer*. Bentuk fisik dari *accelerometer* dapat dilihat pada gambar 2.6. Apabila suatu konduktor digerakkan melalui suatu medan magnet, atau jika suatu medan magnet digerakkan melalui suatu konduktor, maka akan timbul suatu tegangan induksi pada konduktor tersebut. Accelerometer yang diletakan di permukaan bumi dapat mendeteksi percepatan 1g (ukuran gravitasi bumi) pada titik datum vertikalnya. Lalu saat mobil terkena input ketidak rataan jalan, *accelerometer* akan memberi informasi nilai *vertical acceleration*.

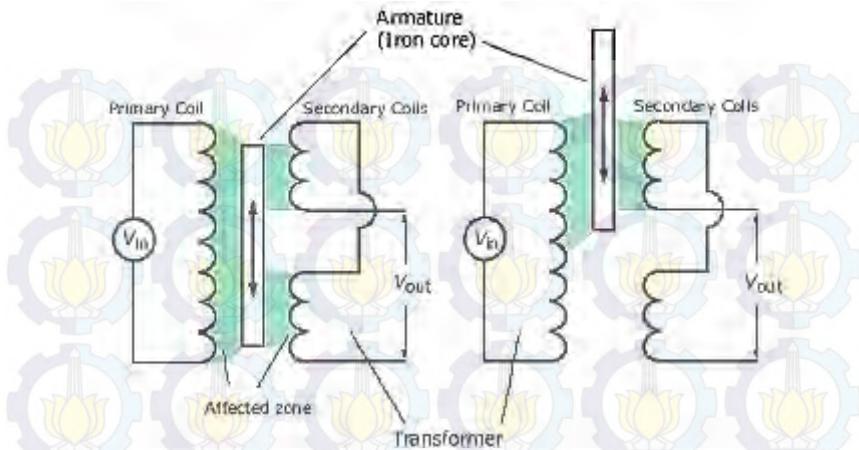
Pengukuran nilai defleksi suspensi dapat dilakukan dengan menggunakan *Linear Variable Displacement Transducer (LVDT)*. Bentuk fisik dari LVDT dapat dilihat pada gambar 2.7. Gambar 2.8 menjelaskan dengan singkat mengenai cara kerja LVDT. Arus bolak-balik AC mengalir melalui kumparan (coil) primer, sebagai akibat dari adanya tegangan eksitasi Eeks. Arus terinduksi melalui pasangan kumparan sekunder. Frekuensi arus AC yang terinduksi ini sama dengan frekuensi eksitasi. Namun, amplitudo arus yang terinduksi pada setiap kumparan sekunder tergantung dari posisi/ lokasi batang inti (magnet) yang dapat berpindah/ bergerak. Perubahan amplitudo akibat pergeseran batang inti ini kemudian di proses untuk melakukan indikasi terhadap perubahan posisi. Sehingga dengan memanfaatkan konsep ini, LVDT dapat dibuat sebagai sensor.



Gambar 2.6 Bentuk fisik Accelerometer [10]



Gambar 2.7 Bentuk fisik LVDT [10]



Gambar 2.8 Skema kerja LVDT [10]

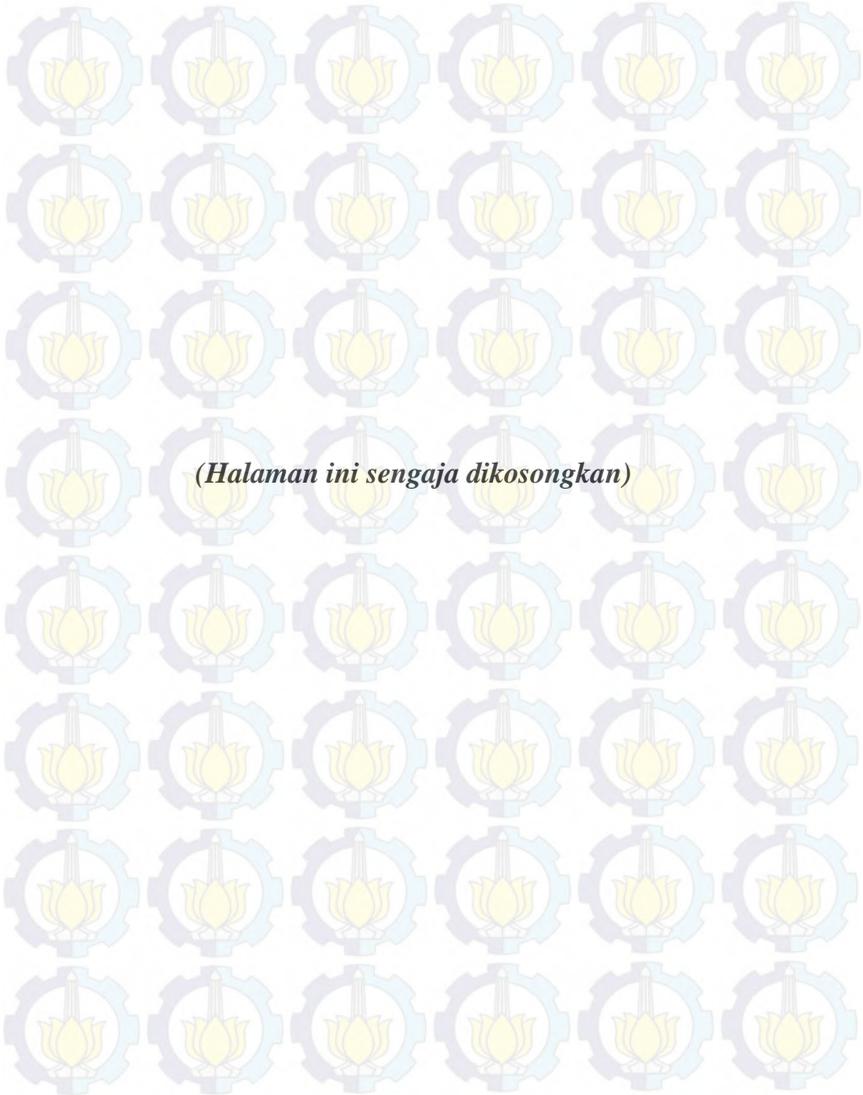
2.5.2. Spesifikasi Desain

Berdasarkan penelitian sebelumnya [4], nilai *comfort gain* (perbandingan *body acceleration* antara yang berhasil dicapai oleh *full state feedback controller* adalah sebesar 43%. Dengan mengacu pada angka tersebut, nilai *comfort gain* sebesar 15% adalah spesifikasi desain yang ideal mengingat jumlah pengukuran yang digunakan dalam penelitian ini jauh lebih sedikit.

Selain *comfort gain*, spesifikasi desain penelitian ini juga mengacu pada nilai *normalised body acceleration*, *normalised suspension deflection*, dan *normalised tyre deformation*. Adapun nilai spesifikasi untuk ketiga parameter tersebut dapat dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Spesifikasi Desain

Parameter	Nilai
Comfort gain	15%
Normalised body acceleration	28 [$s^{-3/2}$]
Normalised suspension deflection	0,26 [$s^{1/2}$]
Normalised tyre deformation	0,12 [$s^{1/2}$]



BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

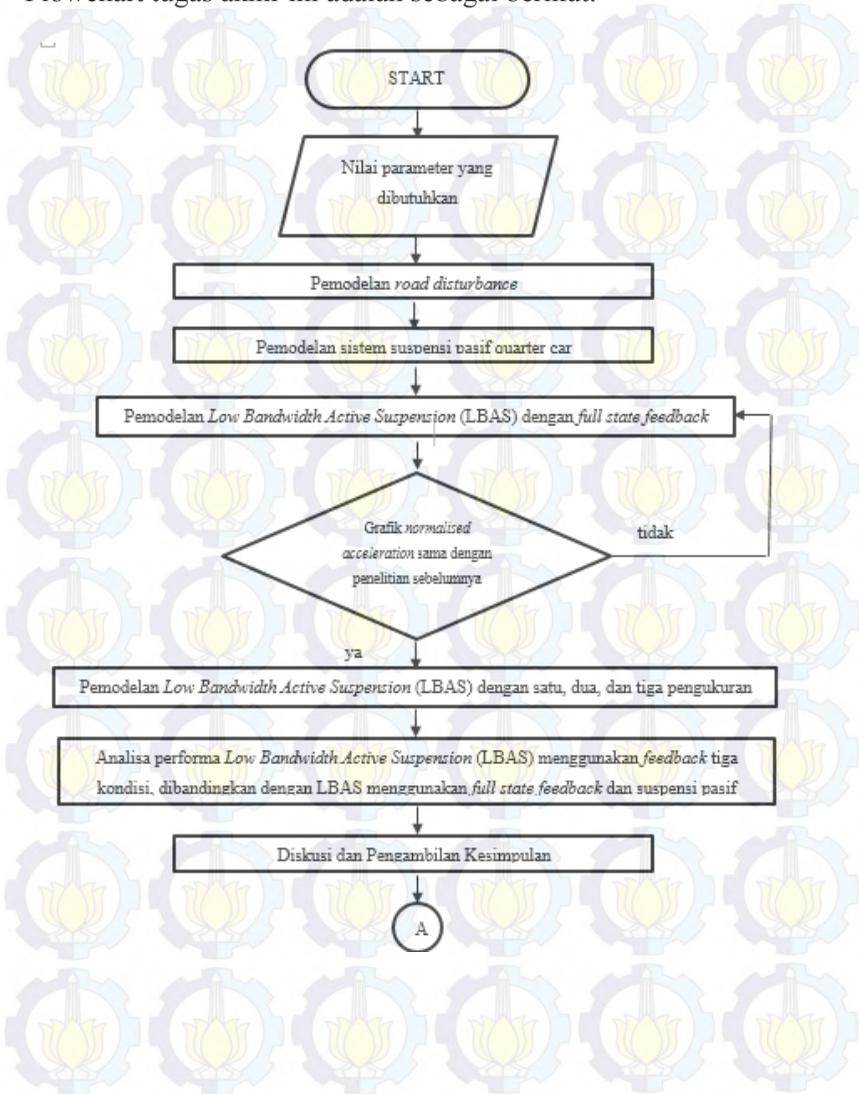
3.1. Prosedur Tugas Akhir

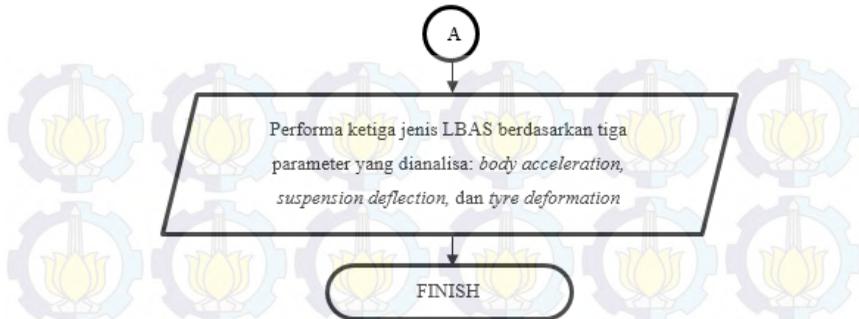
Pada penulisan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan empat tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

- Tahap awal dilakukan dengan cara mempelajari referensi dari buku, jurnal penelitian dan hasil penelitian yang dilakukan oleh peneliti lain mengenai sistem suspensi kendaraan otomotif.
- Tahap selanjutnya adalah menentukan objek sistem suspensi aktif yang akan dianalisa. Suspensi aktif yang akan dianalisa adalah *Low Bandwith Active Suspension* menggunakan *LQG controller* dengan satu, dua, dan tiga *state feedback*. Selanjutnya sistem suspensi ini akan dibandingkan performanya dengan suspensi pasif dan *Low Bandwith Active Suspension* menggunakan *LQR controller* dengan *full state feedback* (Guido Koch, 2010).
- Tahap ketiga adalah validasi model dengan mengacu pada [4].
- Tahap keempat memodelkan sistem suspensi pasif dan aktif (LBAS) kemudian menganalisa respon getaran yang terjadi berdasarkan tiga *output* parameter: *sprung-mass acceleration*, *suspension stroke*, dan *tyre deflection*.

3.2. Flowchart Tugas Akhir

Flowchart tugas akhir ini adalah sebagai berikut:





Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.3. Prosedur Simulasi dan Analisa LBAS

Proses yang akan dilakukan untuk menganalisa respon sistem suspensi adalah sebagai berikut.

1. Langkah awal adalah memodelkan *road disturbance*. Berdasarkan [11], *Power spectral density* dari pendekatan *road disturbance* dituangkan dalam persamaan sebagai berikut

$$S_{x_r}(f) = \frac{1}{v} A \left(\frac{2\pi f}{v} \right)^n \quad (3.1)$$

Dimana A adalah konstanta *roughness factor* (m), f adalah frekuensi eksitasi (Hz), v adalah kecepatan kendaraan (m/s), n adalah *noise factor* dari *vertical ground velocity*.

2. Langkah berikutnya adalah memodelkan sistem suspensi pasif dan suspensi aktif dengan filter *low bandwidth* dalam model seper-empat kendaraan.

3. Merumuskan persamaan gerak dengan menggunakan hukum Newton ke-2. Suspensi pasif menggunakan persamaan (2.5), sedangkan LBAS menggunakan persamaan (2.6) dan (2.7).
4. Persamaan gerak tersebut diselesaikan dengan metode state space, menggunakan LQG *controller* memakai *state feedback* dengan tiga kondisi.
5. Memasukkan parameter data dari kendaraan berupa massa kendaraan, massa suspensi, kekakuan pegas suspensi dan ban, rasio massa, *body damping ratio*, dan kekakuan ban. Berikut adalah data yang digunakan dalam analisa.

Tabel 3.1 Nilai parameter yang digunakan dalam Pemodelan

Model Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Quarter car body mass	m_b	320	kg
Wheel assembly mass	m_w	32	kg
Mass ratio	$\rho = \frac{m_w}{m_b}$	0.1	
Suspension spring stiffness	k_b	13000	N/m
Tire stiffness	k_t	127000	N/m
Tire damping	d_t	980	Ns/m
Body damping ratio	$\zeta_b = \frac{d_b}{2\sqrt{k_b m_b}}$	varying	
Lowpass-filter damping ratio	ζ_f	$\frac{1}{\sqrt{2}} \approx 0.707$	

Undamped uncoupled natural frequency (body)	$\omega_b = \sqrt{\frac{k_b}{m_b}}$	6.37	rad/s
Uncoupled natural frequency (tire)	$\omega_t = \sqrt{\frac{k_t}{m_w}}$	63.0	rad/s
Lowpass-filter cut-off frequency	ω_c	varying	rad/s

6. Memodelkan persamaan dengan input eksitasi sesuai dengan pemodelan *road disturbance* yang sudah dibuat.
7. Melakukan normalisasi terhadap output simulasi yang didapat. Berdasarkan [4], normalisasi dilakukan dengan cara membagi nilai *root mean square* yang didapat dengan akar kuadrat dari intensitas *white noise*. Normalisasi dirumuskan sebagai berikut

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi A v}} \quad (3.2)$$

8. Melakukan analisa hasil penelitian dengan menggunakan *frequency response*, *carpet plots*, dan *comfort gain*. Menurut [8], perhitungan *comfort gain* dapat ditulis sebagai berikut:

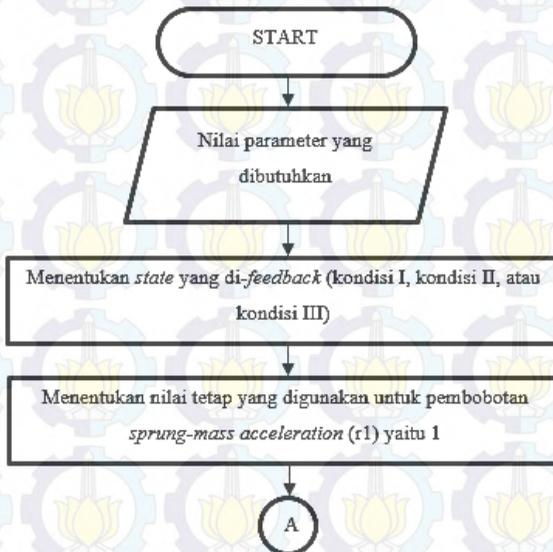
$$C_g = 1 - \frac{\bar{\sigma}_{y_1}}{\bar{\sigma}_{ref y_1}} \quad (3.3)$$

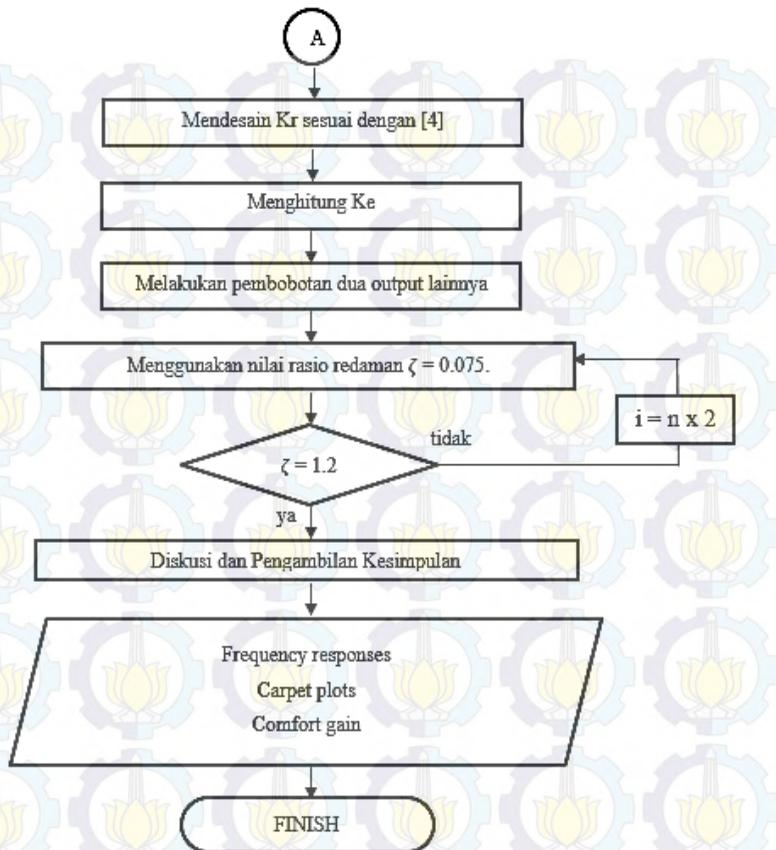
Comfort gain adalah perhitungan untuk membandingkan seberapa besar peningkatan kenyamanan yang diraih LBAS dibandingkan dengan suspensi pasif (berdasarkan kalkulasi *sprung-mass acceleration*). Dimana $\bar{\sigma}_{y_1}$ adalah *root mean square* (rms)

percepatan bodi mobil (*sprung-mass acceleration*) dari LBAS yang sudah dinormalisasi. Sedangkan $\sigma_{ref y_1}$ adalah *root mean square* (rms) percepatan bodi mobil (*sprung-mass acceleration*) dari suspensi pasif yang sudah dinormalisasi. *Comfort gain* umumnya muncul dalam bentuk prosentase.

3.4. Flowchart Simulasi LBAS

Flowchart simulasi LBAS adalah sebagai berikut:





Gambar 3.2 Flowchart Simulasi LBAS

3.5. Metode Pembobotan

Dalam mendesain Linear Quadratic *controller*, harus ditentukan bobot yang akan digunakan untuk masing-masing output. Bobot diberikan guna memberikan prioritas akan output mana yang sebaiknya memiliki porsi lebih untuk ditingkatkan performanya. Sesuai dengan [4], penelitian ini juga menggunakan tiga variabel pembobotan, yaitu: r_1 , r_2 , dan r_3 . Nilai pembobotan untuk $r_1 = 1$, $r_2 = 1162$, $r_3 = 53509$.

Pada *Linear Quadratic Gaussian (LQG) controller*, selain pembobotan output untuk *plant* seperti yang sudah dibahas, diperlukan juga pembobotan untuk *state* yang menjadi *feedback* pada bagian observer (Kalman Filter). Desain pembobotan ini dilakukan sesuai dengan [5]. Adapun perumusan pembobotannya untuk kondisi I adalah sebagai berikut

$$V_1 = 2\pi Av \times x_{1rms}^2 \quad (3.4)$$

Sedangkan untuk kondisi II adalah

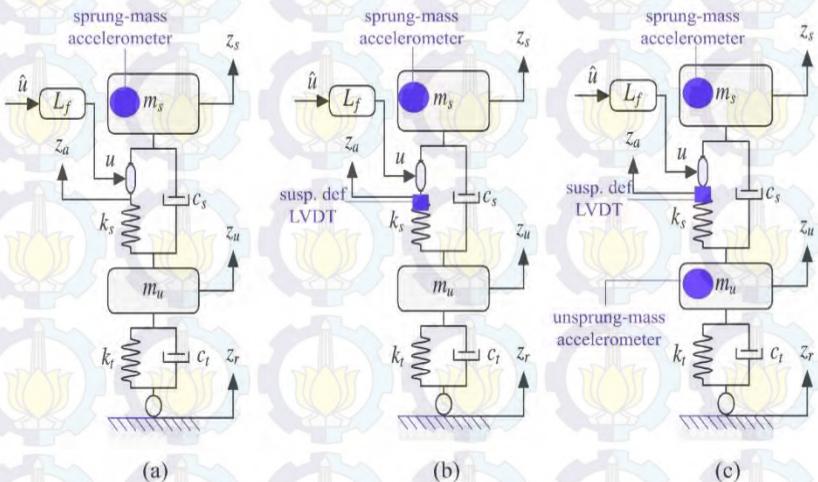
$$V_2 = 2\pi Av \times \begin{bmatrix} x_{1rms}^2 & 0 \\ 0 & x_{3rms}^2 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

serta untuk kondisi III sebagai berikut

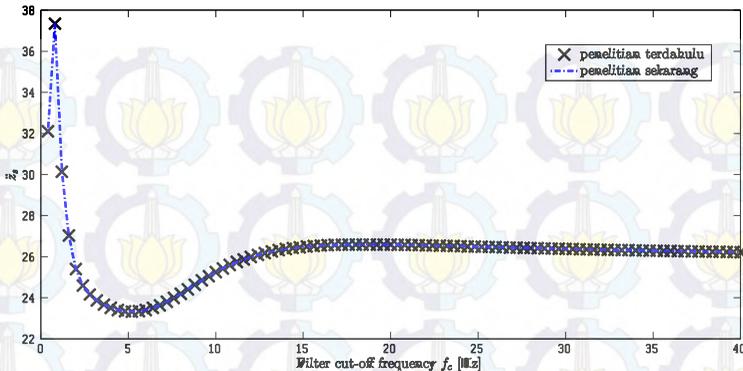
$$V_3 = 2\pi Av \times \begin{bmatrix} x_{1rms}^2 & 0 & 0 \\ 0 & x_{3rms}^2 & 0 \\ 0 & 0 & x_{4rms}^2 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Posisi peletakan *sprung-mass accelerometer* untuk kondisi I terlihat pada gambar 4.1(a). Sementara untuk posisi peletakan *sprung-mass accelerometer* dan LVDT untuk kondisi II dapat dilihat pada gambar 4.1(b). Kemudian untuk posisi peletakan *sprung-mass accelerometer*, LVDT, dan *sprung-mass accelerometer* untuk kondisi III dapat dilihat pada gambar 4.1(c). Dari gambar 4.1, blok simulink dapat dibuat seperti pada gambar 4.2.



Gambar 4.1 Posisi sensor untuk (a) Kondisi I, (b) Kondisi II, dan (c) Kondisi III



Gambar 4.3 Grafik validasi *filter cut-off frequency* vs *normalised rms body acceleration* untuk $Z_b = 0.15$

Untuk dapat melakukan validasi, harus dilakukan perbandingan antara grafik *filter cut-off frequency* vs *normalised rms output* hasil simulasi dengan yang telah dilakukan [4]. Gambar 4.3. menunjukkan perbandingan grafik *filter cut-off frequency* vs *normalised rms body acceleration* untuk $Z_b = 0.15$ hasil simulasi dengan penelitian sebelumnya. Garis putus-putus berwarna biru merupakan garis hasil penelitian sebelumnya, dan plot bertanda silang merupakan hasil simulasi yang telah dilakukan. Dari gambar 4.3 terlihat jelas bahwa output yang dihasilkan identik. Hal ini dapat diartikan bahwa pemodelan yang telah dibuat valid.

4.2. Frequency Response

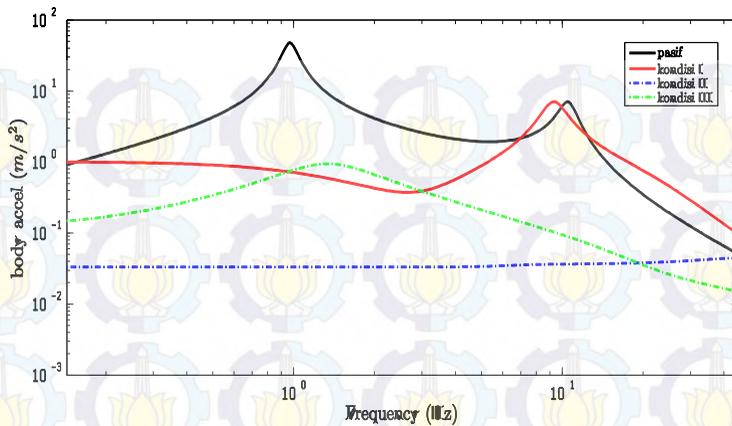
Gambaran awal akan performa suatu sistem suspensi dapat dilihat dari *frequency response* yang dihasilkan oleh sistem suspensi tersebut. *Frequency response* atau yang biasa disebut juga *frequency domain* adalah grafik respon dari sistem akibat adanya input atau stimulus yang ditunjukkan dalam bentuk frekuensi vs *magnitude*. *Magnitude* yang dimaksud adalah besarnya nilai output yang dihasilkan dari simulasi.

Menurut [10], batas *cut-off frequency* yang ideal untuk operasional LBAS maksimal 30 Hz. Oleh karena itu, yang akan menjadi perhatian utama dalam penelitian ini adalah *range* frekuensi rendah antara 1-30 Hz. *Frequency response* yang akan ditinjau adalah *frequency response* milik tiga output hasil simulasi, yaitu: *body acceleration*, *suspension deflection*, dan *tyre deformation*.

4.2.1. *Frequency Response dari Body Acceleration*

Body atau *sprung-mass acceleration* adalah tolak ukur utama kenyamanan (*comfort*) suatu kendaraan. Subyek yang merasakan nyaman atau tidaknya suatu kendaraan, dalam hal ini mobil, adalah penumpang mobil itu sendiri. Dalam pemodelan pada gambar 2.4 diketahui bahwa posisi penumpang termasuk dalam *sprung-mass*. Hal inilah yang menyebabkan besarnya *body* atau *sprung-mass acceleration* sangat berpengaruh terhadap kenyamanan dalam berkendara. Semakin besar percepatan ke arah vertikal yang dialami oleh *sprung-mass*, semakin besar pula percepatan ke arah vertikal yang dirasakan penumpang yang mengakibatkan menurunnya tingkat kenyamanan. Begitu juga sebaliknya, semakin kecil percepatan ke arah vertikal yang dialami oleh *sprung-mass*, semakin kecil pula percepatan ke arah vertikal yang dirasakan penumpang yang membuat mobil semakin nyaman dikendarai.

Gambar 4.4 menyajikan gambaran yang jelas mengenai perbandingan antara suspensi pasif dengan LBAS menggunakan LQG *controller* dengan tiga kondisi berbeda. Garis sambung hitam merepresentasikan *frequency response* dari *body acceleration* milik suspensi pasif, garis sambung merah milik LBAS LQG *controller* dengan satu pengukuran (kondisi I), garis putus-putus biru milik LBAS LQG *controller* dengan dua pengukuran (kondisi II), dan garis putus-putus hijau milik LBAS LQG *controller* dengan tiga pengukuran (kondisi III).



Gambar 4.4 Grafik *frequency response* dari *body acceleration*

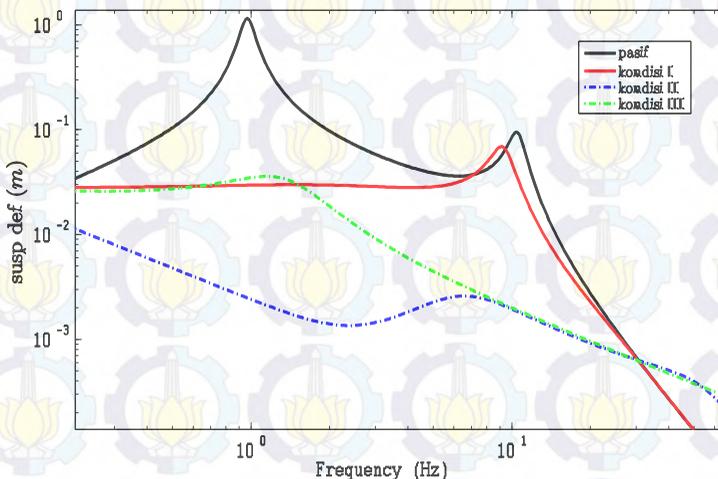
Terlihat jelas pada gambar 4.4 bahwa suspensi pasif memiliki *magnitude* paling tinggi. Sementara itu performa kondisi I secara mengejutkan mampu mengimbangi kondisi III untuk *range* frekuensi rendah (di bawah 10 Hz) yang ditunjukkan dengan posisi garis yang berdekatan. Sementara untuk *range* frekuensi antara 1-20 Hz, kondisi II menunjukkan performa terbaik di antara ketiganya.

Berdasarkan apa yang tersaji pada gambar 4.4, dapat ditarik hipotesa awal bahwa secara umum adanya *controller* mampu meningkatkan performa suspensi jika ditinjau dari segi kenyamanan. Hanya saja untuk kondisi I performanya buruk untuk *range* frekuensi di atas 10 Hz. Sedangkan kondisi II dan III memiliki keunggulan masing-masing, dimana pada *range* frekuensi di bawah 20 Hz kondisi II lebih baik, dan di atas 20 Hz kondisi III lebih baik.

4.2.2. *Frequency Response* dari *Suspension Deflection*

Salah satu tolak ukur keamanan dalam berkendara adalah besarnya *suspension deflection* yang dialami oleh mobil. Keamanan yang dimaksud meliputi dua hal, yaitu kekuatan material suspensi (khususnya pegas) untuk menahan

gaya akibat *road disturbance* dan kemampuan *road holding* mobil. Dengan nilai koefisien pegas yang tetap, semakin besar defleksi suspensi yang terjadi maka semakin besar pula gaya yang dirasakan oleh pegas. Jika gaya yang dirasakan semakin besar dan terjadi dalam siklus yang berulang-ulang untuk waktu yang cukup lama, material pegas akan lebih cepat merasakan *fatigue*. Selain itu, defleksi suspensi mobil pasti memiliki *stroke limit* tertentu. Sesaat setelah defleksi suspensi mencapai titik *stroke limit* mobil akan terbang (ban tidak menapak pada jalan). Kondisi seperti sangat membahayakan karena mobil tidak dapat dikontrol.



Gambar 4.5 Grafik *frequency response* dari *suspension deflection*

Perbandingan dari segi besarnya *suspension deflection* antara suspensi pasif dengan LBAS menggunakan LQG controller dengan tiga kondisi berbeda dapat dilihat pada gambar 4.5. Sama seperti yang tersaji pada *body acceleration*, garis sambung hitam merepresentasikan *frequency response* dari *suspension deflection* milik suspensi pasif, garis sambung

merah adalah untuk kondisi I, garis putus-putus biru adalah untuk kondisi II, dan garis putus-putus hijau adalah untuk kondisi III.

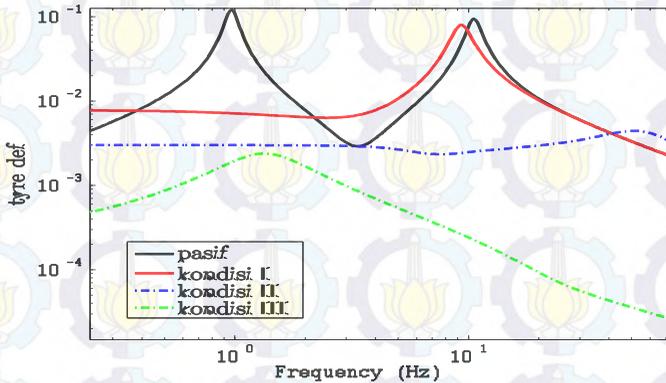
Dapat dilihat pada gambar 4.5 bahwa suspensi pasif menunjukkan performa paling buruk dengan *magnitude* paling besar. Kejutan kembali terjadi ketika kondisi II menunjukkan performa yang lebih baik dibandingkan kondisi III terutama untuk *range* frekuensi di bawah 10 Hz meskipun jumlah pengukuran yang dilakukan lebih sedikit. Sementara untuk kondisi I performanya cukup jauh jika dibandingkan dengan dua kondisi lainnya, namun masih lebih baik daripada performa yang ditunjukkan suspensi pasif.

Grafik yang ditampilkan pada gambar 4.5 menggambarkan dengan jelas bahwa adanya *controller* yang diimplementasikan pada LBAS membuat performa suspensi secara umum lebih baik dibandingkan dengan suspensi pasif, jika ditinjau dari segi *suspension deflection*. Serupa dengan yang terjadi pada *body acceleration*, dapat ditarik hipotesa awal bahwa performa yang ditunjukkan oleh kondisi II dan kondisi III hampir sama jika ditinjau dari segi *suspension deflection*.

4.2.3. Frequency Response dari Tyre Deformation

Selain *suspension deflection*, tolak ukur keamanan dalam berkendara juga dapat ditinjau dari seberapa besar *tyre deformation* yang terjadi pada mobil. Semakin besar *tyre deformation* yang terjadi, semakin besar pula tekanan udara yang dirasakan ban di bagian atas. Hal ini dapat mengakibatkan *pressure loss* pada ban dan akan sangat berbahaya jika terjadi dalam kurun waktu yang cukup lama [14]. Bahkan jika ban sudah berada dalam kondisi *over-degradated*, pecah ban dapat kapan saja terjadi. Bahkan untuk ban dengan desain tipis, *tyre deformation* yang berlebihan dapat merusak *rim*. Hal ini dapat memicu terjadinya ketidak-imbangan pada roda dan berpotensi

merusak komponen mobil yang lain karena dapat menimbulkan vibrasi berlebihan.



Gambar 4.6 Grafik *frequency response* dari *tyre deformation*

Komparasi *frequency response* dari *tyre deformation* suspensi pasif dan LBAS LQG dengan tiga kondisi berbeda terlihat jelas pada gambar 4.6. Sama seperti yang ditunjukkan dua grafik sebelumnya, garis sambung hitam merepresentasikan *frequency response* dari *suspension deflection* milik suspensi pasif, garis sambung merah milik LBAS LQG *controller* dengan satu pengukuran (kondisi I), garis putus-putus biru milik LBAS LQG *controller* dengan dua pengukuran (kondisi II), dan garis putus-putus hijau milik LBAS LQG *controller* dengan tiga pengukuran (kondisi III).

Tidak seperti gambar 4.4 dan 4.5, terjadi kejanggalan pada gambar 4.6 dimana grafik yang ditunjukkan oleh kondisi I sedikit lebih buruk dibandingkan dengan suspensi pasif, terutama untuk *range* frekuensi rendah. Hal ini dapat terjadi kemungkinan besar karena pada kondisi I hanya dilakukan satu pengukuran *state*. Secara otomatis, pembobotan observer pun hanya dilakukan untuk satu parameter, yaitu *suspension deflection*. Hal inilah yang memicu buruknya performa

suspensi kondisi I karena dua output parameter yang lain terpaksa dikorbankan, bahkan dari segi *tyre deformation* hasilnya lebih buruk daripada suspensi pasif.

Jika ditinjau dari segi *tyre deformation*, grafik yang ditampilkan pada gambar 4.6 menunjukkan bahwa adanya *controller* pada sistem LBAS membuat performa suspensi secara umum lebih baik dibandingkan dengan suspensi pasif. Bahkan performa suspensi kondisi III sangat baik dengan begitu rendahnya *magnitude* yang dihasilkan. Hal ini sangat mungkin terjadi karena adanya *state* tambahan yang dijadikan *feedback* yaitu *unsprung-mass acceleration*.

4.3. Carpet Plots

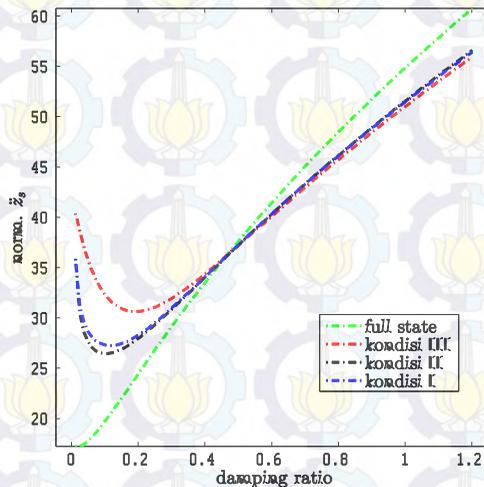
Setelah mendapat gambaran dan hipotesa awal mengenai performa LBAS dengan masing-masing kondisi melalui *frequency response*, penelitian dilanjutkan dengan meninjau *carpet plot* output parameter yang dihasilkan dari simulasi. *Carpet plot* adalah plot grafik yang mengilustrasikan interaksi antara satu atau lebih variabel independen dengan satu atau lebih variabel dependen, yang disajikan dalam plot dua atau tiga dimensi [15]. Dalam penelitian ini akan digunakan *carpet plot* dua dimensi.

Terdapat dua jenis *carpet plot* yang akan ditinjau dalam penelitian tugas akhir ini. *Carpet plot* jenis pertama adalah plot *damping ratio vs output parameter*. Sedangkan jenis yang kedua adalah plot *output parameter satu vs output parameter lainnya* dengan pengaruh dari *damping ratio*. Fungsi dari *carpet plot* jenis pertama adalah menunjukkan dengan jelas pengaruh *damping ratio* terhadap nilai dari output parameter yang sudah dinormalisasi. Fungsi dari *carpet plot* jenis kedua adalah menunjukkan perbandingan antara nilai dua output parameter yang sudah dinormalisasi dengan peningkatan *damping ratio*.

Seperti yang tertulis di bab II, sintesa *controller* yang dilakukan menggunakan *damping ratio* senilai 0,6. Performa

LBAS yang disintesa dengan nilai *damping ratio* tetap tersebut akan sangat menarik untuk ditinjau dengan cara memariasikan nilai *damping ratio* pada sistem. Tujuan divariasikannya nilai *damping ratio* pada sistem adalah mempelajari potensi LBAS jika operasionalnya disatukan dengan sistem semi aktif. Hal ini juga dilakukan oleh [4].

4.3.1. Carpet Plot Damping Ratio vs Body Acceleration



Gambar 4.7 Grafik *damping ratio* vs *normalised body acceleration*

Gambar 4.7 adalah gambar *carpet plot* dari *damping ratio* vs *body acceleration* yang sudah dinormalisasi untuk LBAS dengan *full state feedback*, kondisi III, kondisi II, dan kondisi I. Garis hijau merepresentasikan *carpet plot* LBAS dengan *full state feedback controller*. Garis merah merepresentasikan *carpet plot* LBAS kondisi III. Garis hitam adalah LBAS kondisi II. Garis biru adalah LBAS kondisi I.

Terlihat jelas pada gambar 4.7 bahwa LBAS dengan *full state feedback controller* memiliki kelebihan pada *range*

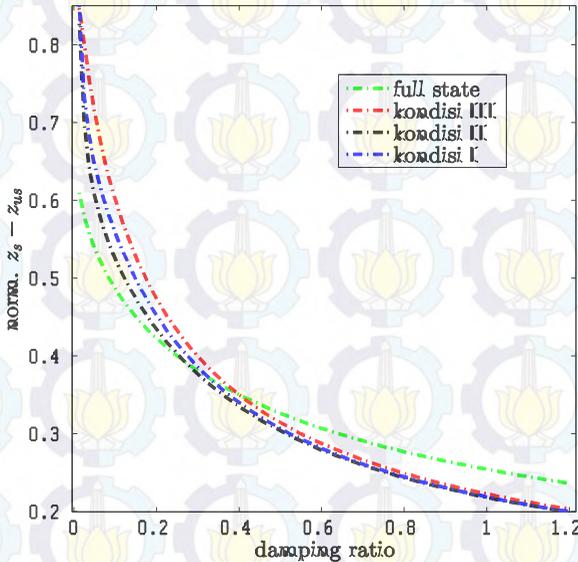
damping ratio rendah dalam hal *body acceleration*. Namun keunggulan ini berbalik ketika *damping ratio* menyentuh angka 0,45. Grafik terus naik seiring dengan meningkatnya *damping ratio*, hingga mencapai performa terendah pada titik 61,2 [$s^{-3/2}$] saat *damping ratio* menyentuh angka maksimal 1,2. Hal menarik ditunjukkan oleh grafik LBAS kondisi I dan kondisi II dimana performa keduanya cukup berimbang terbukti dengan kedua garis yang saling berimpit, meskipun kondisi II sedikit lebih baik. Keduanya mencapai puncak performa ketika *damping ratio* berada di kisaran 0,1 dengan nilai *normalised parameter* sebesar 26,1 [$s^{-3/2}$] untuk kondisi I dan 25,8 [$s^{-3/2}$] untuk kondisi II, dan mencapai performa terendah di kisaran 55 [$s^{-3/2}$] saat *damping ratio* menyentuh angka maksimal 1,2. Situasi yang mengejutkan justru ditunjukkan oleh LBAS kondisi III. Dengan jumlah pengukuran yang lebih banyak daripada kondisi I dan kondisi II, performanya paling buruk dengan hanya mencatat *normalised body acceleration* terbaik pada titik 30,9 [$s^{-3/2}$] dengan *damping ratio* di kisaran 0,15.

Dari grafik yang sudah diplot pada gambar 4.7 terlihat bahwa performa LBAS kondisi I dan kondisi II sangat mirip dan berimbang. Hal ini mendukung hipotesa awal yang sudah terbentuk di sub-bab sebelumnya. Secara umum, performa LBAS kondisi I dan kondisi II tidak terlalu jauh tertinggal jika dibandingkan dengan LBAS *full state feedback*. Pada *range damping ratio* rendah, terutama di bawah 0,35, selisihnya memang cukup jauh. Namun setelah melewati titik tersebut, keadaan berbalik dimana performa keduanya secara mengejutkan lebih baik dibandingkan dengan LBAS *full state feedback*. Selain itu, hal yang menarik untuk diperhatikan adalah performa LBAS kondisi III yang sangat buruk. Hal ini kemungkinan besar terjadi karena adanya kelemahan dari kontroler untuk membedakan antara nilai *sprung* dan *unsprung-mass acceleration* yang kemudian mengacaukan proses sintesa *controller*. Kalaupun itu tidak terjadi,

kemungkinan paling besar adalah *controller* kesulitan untuk mengakomodasi kedua parameter percepatan tersebut sekaligus.

4.3.2. Carpet Plot Damping Ratio vs Suspension Deflection

Carpet plot dari *damping ratio* vs *body acceleration* yang sudah dinormalisasi untuk LBAS dengan *full*, tiga, dua, dan satu *state feedback* tersaji pada gambar 4.6. Sama halnya dengan gambar 4.5, garis hijau merepresentasikan *carpet plot* milik LBAS dengan *full state feedback controller*. Garis merah merepresentasikan *carpet plot* LBAS kondisi III. Garis hitam adalah LBAS kondisi II. Garis biru adalah LBAS kondisi I.



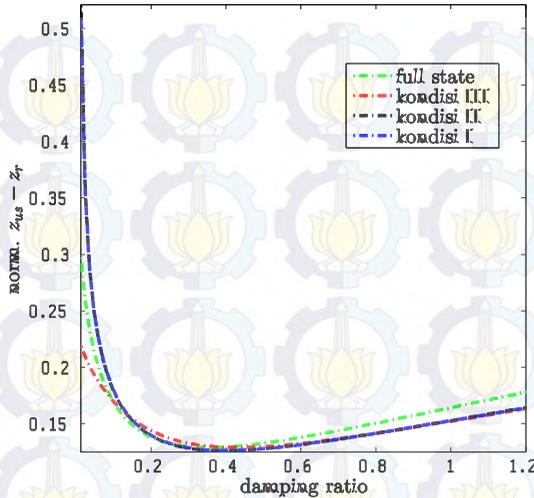
Gambar 4.8 Grafik *damping ratio* vs *normalised suspension deflection*

Serupa dengan yang terjadi pada gambar 4.7, pada gambar 4.8 juga terlihat bahwa LBAS dengan *full state feedback controller* memiliki keunggulan di antara

keempatnya pada *range damping ratio* rendah. Namun keunggulan itu tidak bertahan lama ketika memasuki *damping ratio* di kisaran 0,25 saat LBAS kondisi II berhasil menyusul diikuti LBAS kondisi I di kisaran 0,3, dan LBAS kondisi III di kisaran 0,35. Hingga akhirnya ketiga LBAS tersebut saling berimpit mencapai performa terbaik di titik 0,2 [$s^{1/2}$] saat *damping ratio* menyentuh angka maksimal 1,2. Sementara itu *full state feedback controller* menunjukkan performa terbaik di titik 0,24 [$s^{1/2}$] saat *damping ratio* berada di angka maksimal 1,2.

Secara umum, tidak ada perbedaan performa yang mencolok di antara keempat jenis LBAS tersebut. Bahkan setelah menyentuh angka *damping ratio* 0,6, tidak ada perbedaan performa yang signifikan antara LBAS kondisi I, kondisi II, dan kondisi III. Hanya saja untuk *range damping ratio* rendah, terutama di bawah 0,05, performa LBAS kondisi I, kondisi II, dan kondisi III cukup buruk jika dibandingkan dengan *full state feedback controller*. Dimana pada titik *damping ratio* tersebut nilai parameter yang sudah dinormalisasi untuk LBAS kondisi I, kondisi II, dan kondisi III berimpit di titik 0,88 [$s^{1/2}$]. Hal ini kemungkinan besar disebabkan oleh proses sintesa *controller* yang dilakukan sebelumnya menggunakan nilai *damping ratio* 0,6. Dengan nilai *damping ratio* 0,6 ternyata *controller* tidak mampu mendukung sistem di *range damping ratio* rendah.

4.3.3. Carpet Plot Damping Ratio vs Tyre Deformation



Gambar 4.9 Grafik *damping ratio vs normalised tyre deformation*

Gambar 4.9 adalah gambar *carpet plot* dari *damping ratio vs tyre deformation* yang sudah dinormalisasi untuk LBAS dengan *full*, tiga, dua, dan satu *state feedback*. Garis hijau merepresentasikan *carpet plot* milik LBAS dengan *full state feedback controller*. Garis merah merepresentasikan *carpet plot* LBAS kondisi III. Garis hitam adalah LBAS kondisi II. Garis biru adalah LBAS kondisi I.

Pada gambar 4.9 terdapat fakta menarik bahwa LBAS kondisi III menunjukkan performa yang paling baik pada *range damping ratio* rendah di bawah 0,15. Bahkan performanya jauh lebih baik dibandingkan LBAS kondisi I dan kondisi II. Performa terendah LBAS kondisi III berada di titik $0,22 [s^{1/2}]$ sedangkan kondisi I dan kondisi II berimpit di titik $0,54 [s^{1/2}]$. Bahkan di *range damping ratio* rendah tersebut, performa LBAS kondisi III lebih baik daripada LBAS dengan *full state feedback*.

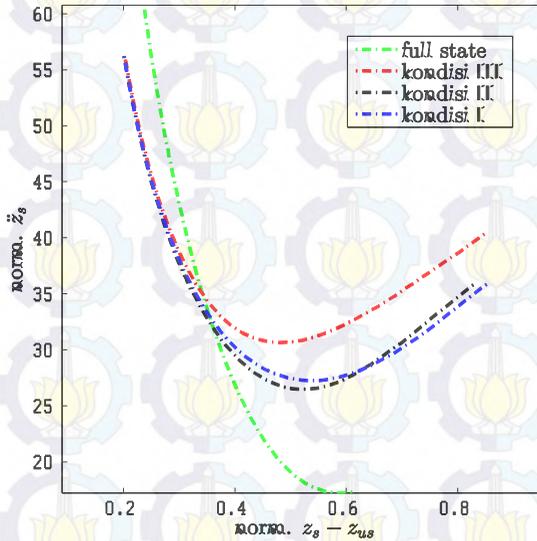
Dapat kita ketahui dari gambar 4.9 bahwa secara umum LBAS kondisi III menunjukkan performa terbaik. Pada *range damping ratio* rendah peformanya sangat baik, dengan konsistensi performa yang baik pula ketika memasuki *range damping ratio* menengah hingga akhirnya performa LBAS kondisi III berimpit dengan kondisi I dan kondisi II pada *range damping ratio* tinggi. Peristiwa ini tidak mengejutkan mengingat adanya alat ukur tambahan yang dipasang pada *wheel assembly* yang ternyata mampu menjaga nilai *tyre deformation* tetap rendah.

4.3.4. Carpet Plot Suspension Deflection vs Body Acceleration

Perbandingan antara *normalised suspension deflection* dengan *normalised body acceleration* untuk LBAS dengan masing-masing jenis *controller* terlihat jelas pada gambar 4.10. Garis hijau merepresentasikan *carpet plot* LBAS dengan *full state feedback controller*. Garis merah merepresentasikan *carpet plot* LBAS kondisi III. Garis hitam adalah LBAS kondisi II. Garis biru adalah LBAS kondisi I. Pada grafik ini juga dapat diperhatikan pengaruh peningkatan *damping ratio*. Di ujung sebelah kanan masing-masing garis, *damping ratio* bernilai 0,01 sedangkan di ujung lainnya *damping ratio* bernilai maksimal 1,2.

Dari gambar 4.10 terlihat bahwa LBAS dengan *full state feedback* memiliki performa *body acceleration* terbaik di *range damping ratio* rendah, puncaknya di titik 18,4 [$s^{-3/2}$]. Sedangkan pada *damping ratio* tinggi, performa kedua output parameternya kurang baik dan mencapai performa terburuknya di titik 60,4 [$s^{-3/2}$] untuk *normalised body acceleration* dan 0,27 [$s^{1/2}$] untuk *normalised suspension deflection*. Situasi yang hampir sama seperti gambar-gambar sebelumnya kembali terulang, dimana LBAS kondisi I menunjukkan performa yang hampir sama dengan LBAS kondisi II. LBAS kondisi II mencapai puncak performa terbaiknya di titik 25,8 [$s^{-3/2}$] untuk *normalised body acceleration*. Ketika *damping*

ratio meningkat, performa keduanya dari segi normalised *suspension deflection* juga meningkat dan mencapai titik terbaiknya pada $0,2 [s^{1/2}]$.

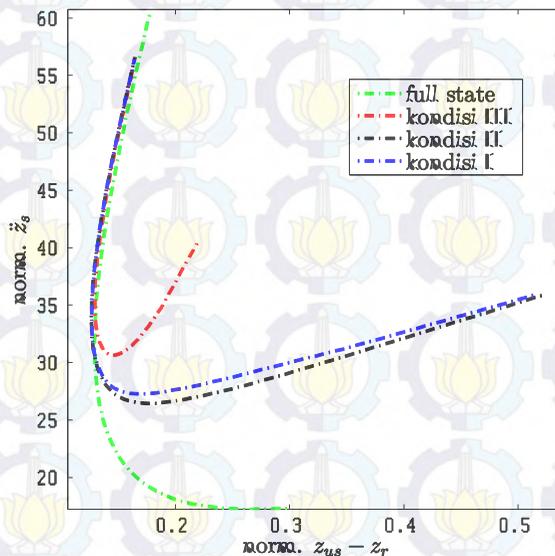


Gambar 4.10 Grafik *normalised suspension deflection vs normalised body acceleration*

Dari grafik yang sudah diplot pada gambar 4.8 terlihat bahwa performa LBAS kondisi I, kondisi II, dan kondisi III sangat berimbang. Hanya saja pada *damping ratio* rendah, performa LBAS kondisi III sangat buruk. Karena itu implementasi LBAS kondisi III pada *damping ratio* rendah harus dihindari. Secara umum, performa LBAS dengan *full state feedback* masih tetap yang terbaik terutama jika tolak ukurnya adalah performa *body acceleration*.

4.3.5. Carpet Plot Tyre Deformation vs Body Acceleration

Gambar 4.11 adalah gambar *carpet plot* perbandingan antara *tyre deformation* dan *body acceleration* yang sudah dinormalisasi untuk LBAS dengan *full*, tiga, dua, dan satu *state feedback*. Sama dengan gambar 4.10, pada gambar 4.11 garis hijau merepresentasikan *carpet plot* milik LBAS dengan *full state feedback controller*. Garis merah merepresentasikan *carpet plot* LBAS kondisi III. Garis hitam adalah LBAS dengan kondisi II. Garis biru adalah LBAS kondisi I. Pada grafik ini juga dapat diperhatikan pengaruh peningkatan *damping ratio*. Di ujung sebelah kanan masing-masing garis, *damping ratio* bernilai 0,01 sedangkan di ujung lainnya *damping ratio* bernilai maksimal 1,2.



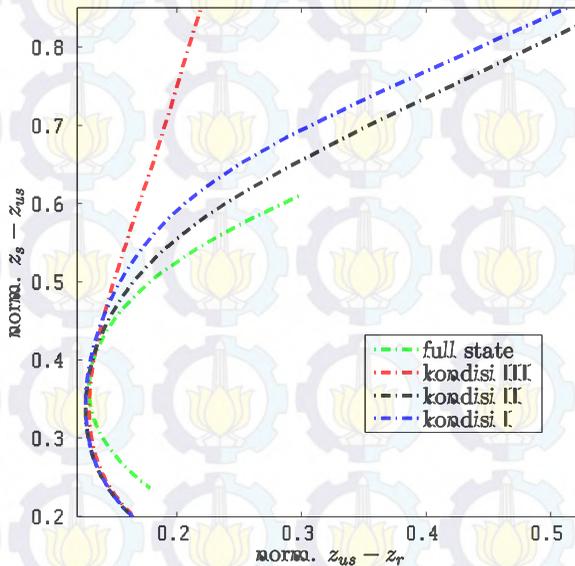
Gambar 4.11 Grafik *normalised tyre deformation vs normalised body acceleration*

Seperti yang terlihat pada gambar 4.11, LBAS dengan *full state feedback* memiliki performa yang sangat baik pada

range damping ratio rendah baik dari segi *normalised body acceleration* maupun *normalised tyre deformation*. Sementara LBAS kondisi I dan II kembali menunjukkan performa yang identik yang ditunjukkan dengan kedua garis yang saling berimpit dan mencapai titik terendah di kisaran $26 [s^{-3/2}]$ untuk *body acceleration*, dan $0.05 [s^{1/2}]$ untuk *tyre deformation*. Sedangkan LBAS kondisi III menunjukkan performa yang sangat buruk pada *range damping ratio* rendah untuk parameter *body acceleration*.

Hal menarik terjadi pada *range damping ratio* tinggi dimana grafik semua tipe LBAS saling berimpitan. Hal ini mengindikasikan bahwa dalam hal *body acceleration* dan *tyre deformation*, performa semua tipe LBAS identik di wilayah *damping ratio* tinggi.

4.3.6. Carpet Plot Tyre Deformation vs Suspension Deflection



Gambar 4.12 Grafik *normalised tyre deformation vs normalised suspension deflection*

Komparasi dua komponen parameter keamanan berkendara, yaitu *normalised suspension deflection* dengan *normalised tyre deformation* untuk LBAS dengan masing-masing jenis *controller* terlihat jelas pada gambar 4.12. Garis hijau merepresentasikan *carpet plot* milik LBAS dengan *full state feedback controller*. Garis merah merepresentasikan *carpet plot* LBAS kondisi III. Garis hitam adalah LBAS kondisi II. Garis biru adalah LBAS kondisi I. Pada grafik ini juga dapat diperhatikan pengaruh peningkatan *damping ratio*. Di ujung sebelah kanan masing-masing garis, *damping ratio* bernilai 0,01 sedangkan di ujung lainnya *damping ratio* bernilai maksimal 1,2.

Mirip dengan gambar-gambar sebelumnya, pada gambar 4.12 terlihat bahwa secara kualitatif, performa terbaik dari segi *tyre deformation* ditunjukkan oleh LBAS kondisi III. Namun performanya untuk *suspension deflection* sangat buruk, terlihat dari kemiringan garis yang sangat curam. Pada grafik ini, tidak ada perbedaan drastis yang ditunjukkan oleh LBAS dengan *full state feedback*, kondisi I, dan II.

Hal yang menarik dari gambar 4.12 adalah adanya suatu batas minimal terhadap nilai *normalised tyre deformation*. Keempat LBAS dengan masing-masing jenis kondisi *controller* menunjukkan performa yang sama bahwa keempatnya tidak mampu menghasilkan nilai *normalised tyre deformation* lebih rendah daripada $0.12 [s^{1/2}]$. Peristiwa ini terjadi tepatnya pada nilai *damping ratio* 0,4. Hal ini menunjukkan bahwa karakteristik ban dengan nilai kekakuan yang digunakan dalam simulasi hanya mampu meminimalkan nilai *normalised tyre deformation* hingga titik tersebut.

4.4. Comfort Gain

Setelah memperoleh informasi mendetail mengenai performa LBAS untuk keempat jenis kondisi dengan menggunakan *carpet plot*, penelitian dilanjutkan dengan meninjau *comfort gain* untuk LBAS kondisi I, kondisi II, dan kondisi III. Peninjauan

terhadap *safety gain* dirasa tidak perlu karena berdasarkan grafik yang tersaji dalam gambar 4.2 sampai 4.10 parameter *normalised suspension deflection* dan *normalised tyre deformation* untuk keempat jenis *controller* tidak menunjukkan perbedaan yang signifikan. Oleh karena itu, *safety gain* yang dihasilkan pun tidak akan bervariasi secara masif.

Pada penelitian yang dilakukan [4], didapatkan hasil *comfort gain* untuk LBAS dengan *full state feedback* sebesar 43%. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan persamaan (3.3) serta memakai nilai *normalised rms body acceleration* untuk suspensi pasif sebesar $31,65 [s^{-3/2}]$ sesuai dengan [4].

Dari perhitungan yang telah dilakukan, didapatkan hasil *comfort gain* sebesar 17,53% untuk LBAS kondisi I, 18,48% untuk LBAS kondisi II, dan hanya 2,4% untuk LBAS kondisi III. Hasil yang didapat memang sangat jauh jika dibandingkan dengan LBAS *full state feedback*, terutama untuk LBAS kondisi III. Namun jika ditinjau dari segi *tyre deformation*, *gain* milik kondisi III merupakan yang tertinggi dengan 64%. Jika mempertimbangkan *installation cost* dan *availability* dari alat ukur yang digunakan, LBAS kondisi I dan kondisi II dapat menjadi opsi yang menarik dari segi *comfort*. Akan tetapi, dengan perbedaan *comfort gain* yang tidak sampai 1%, akan sangat bijak jika lebih memilih LBAS kondisi I mengingat alat ukur *state* yang digunakan lebih sedikit.

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari analisa data yang telah dilakukan, dapat ditarik beberapa kesimpulan mengenai potensi *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) dengan satu, dua, dan tiga pengukuran *state*. Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian yang telah dilakukan antara lain:

1. Jika ditinjau dari segi kenyamanan, di antara keempat kondisi LBAS yang diteliti, LBAS dengan *full state feedback* menunjukkan performa yang paling baik dengan nilai *normalised body acceleration* sebesar 18,04 [$s^{-3/2}$], diikuti LBAS kondisi II (tiga pengukuran *state*) sebesar 25,8 [$s^{-3/2}$], kemudian LBAS kondisi I (dua pengukuran *state*) sebesar 26,1 [$s^{-3/2}$], dan terakhir LBAS kondisi III (satu pengukuran *state*) sebesar 30,9 [$s^{-3/2}$].
2. Jika ditinjau dari segi keamanan, baik *suspension deflection* dan *tyre deformation*, keempat *controller* tidak menunjukkan perbedaan yang signifikan pada *damping ratio* menengah dan tinggi. Bahkan untuk *tyre deformation*, semua grafik berimpit dengan nilai minimum di titik 0,12 [$s^{1/2}$] pada *damping ratio* 0,4.
3. Dari perhitungan *comfort gain* yang telah dilakukan, didapatkan hasil sebesar 17,53% untuk LBAS kondisi I, 18,48% untuk LBAS kondisi II, dan 2,4% untuk LBAS kondisi III.
4. Performa LBAS kondisi I dan kondisi II dalam beberapa kasus hampir sama. Indikator yang paling jelas dapat dilihat dari nilai *comfort gain* yang perbedaannya tidak sampai 1%. Dengan mempertimbangkan biaya instalasi, akan lebih bijak untuk menggunakan LBAS kondisi I dibandingkan kondisi II mengingat peningkatan performanya tidak begitu signifikan.

5. Penelitian ini secara umum memberikan gambaran awal mengenai potensi LBAS dengan pengukuran *state* yang lebih sedikit. Salah satu tujuan penelitian ini adalah memberi tambahan pilihan untuk produsen mobil dalam mendesain mobil mereka (khususnya untuk sistem suspensi). Terbukti ada beberapa solusi yang ditawarkan. Penelitian LBAS *full state feedback* yang dilakukan [4], memang menunjukkan *comfort gain* yang sangat tinggi, mencapai 43%. Namun perlu diingat bahwa *state* yang digunakan sebagai *feedback* ada enam. Artinya, sensor atau alat ukur yang dibutuhkan juga enam. Sementara itu LBAS kondisi I mampu menghasilkan *comfort gain* sebesar 17,53% hanya dengan satu sensor, dan LBAS kondisi II mampu menghasilkan *comfort gain* sebesar 18,48% hanya dengan satu sensor. LBAS kondisi I dan kondisi II memang tidak serta merta mampu menggantikan LBAS *full state feedback*. Namun opsi yang diberikan sangat menarik untuk diimplementasikan pada mobil-mobil dengan segmen pasar tertentu.

5.2. Saran

Adapun saran yang diberikan penulis antara lain:

1. Penelitian ini dilakukan dengan kondisi ideal dimana sistem dianggap linier, tidak ada *system dynamics*, tidak ada *actuator dynamics*, dan tidak ada *actuator saturation*. Diharapkan nantinya akan ada penerus dari mahasiswa Teknik Mesin ITS yang meneliti LBAS dengan menghilangkan asumsi-asumsi tersebut, mengingat besarnya potensi LBAS untuk diteliti lebih lanjut. Bahkan jika memungkinkan, penelitian menggunakan H^∞ *controller synthesis* ataupun *Model Predictive Control* (MPC) akan dirasa sangat berguna.
2. Perlu adanya revitalisasi fasilitas komputer, terutama software, di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

LAMPIRAN

Listing Matlab

```
clear all
clc
%% Data
mb=320; % Quarter car body mass
mw=32; % Wheel assembly mass
rho=mw/mb; % mass ratio
kb=13000; % Suspension spring stiffness
kt=127000; % Tire stiffness

db=0.6*(2*sqrt(kb*mb)); %Suspension damping
Zb=db/(2*sqrt(kb*mb)); % Body damping ratio
wb=sqrt(kb/mb); %Undamped uncoupled body natural frequency
wt=sqrt(kt/mw); %Undamped uncoupled tire natural frequency
Zf=0.707; % Low pass filter damping ratio
fc=3; % Low pass filter cut-off frequency
wc=fc*(2*pi); % Low pass filter cut-off frequency
%% State space matrices
A=[0 0 1 -1;
    0 0 0 1;
    -wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb;
    (wb^2)/rho -wt^2 (2*Zb*wb)/rho -(2*Zb*wb)/rho];
B=[0; 0; wb^2; -(wb^2)/rho];
C=[-wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb;
    1 0 0 0;
    0 1 0 0];
g=[0; -1; 0; 0];
d=[wb^2; 0; 0];

nA=size(A,1);

%% Controller synthesis data
% CARE
```

```

r1=1;
r2=1163;
r3=53509;

R=diag([r1 r2 r3]);
R1C=C'*R*C;
R2C=d'*R*d;
R3C=C'*R*d;

Q=R1C;
R=R2C;
S=R3C;
E=eye(4,4);
[X,L,G] = care(A,B,Q,R,S,E);
Kare=-[G 0 0];
Gluck = [G'];

Af=[0 0 1 -1 0 0;
    0 0 0 1 0 0;
    -wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb wb^2 0;
    (wb^2)/rho -wt^2 (2*Zb*wb)/rho -(2*Zb*wb)/rho -(wb^2)/rho
    0;
    0 0 0 0 1;
    0 0 0 0 -wc^2 -2*Zf*wc];
Bf=[0; 0; 0; 0; 0; 0; wc^2];
Cf=[-wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb wb^2 0;
    1 0 0 0 0;
    0 1 0 0 0 0];
gf=[0; -1; 0; 0; 0; 0];
df=[0; 0; 0];

Cs=[eye(4,4) zeros(4,8)];

baris = 1; kolom = 1;
    
```

```

for i = [1:1:100];
Zb = 0.012*i;
Zb_data(i) = Zb;
Af=[0 0 1 -1 0 0;
    0 0 0 1 0 0;
    -wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb wb^2 0;
    (wb^2)/rho -wt^2 (2*Zb*wb)/rho -(2*Zb*wb)/rho -(wb^2)/rho
    0;
    0 0 0 0 0 1;
    0 0 0 0 -wc^2 -2*Zf*wc];
Bf=[0; 0; 0; 0; 0; wc^2];
Cf=[-wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb wb^2 0;
    1 0 0 0 0 0;
    0 1 0 0 0 0];
Cf2=[-wb^2 0 -2*Zb*wb 2*Zb*wb wb^2 0;
    1 0 0 0 0 0];
Cf3=[1 0 0 0 0 0];
gf=[0; -1; 0; 0; 0; 0];
df=[0; 0; 0];

Cs=[eye(4,4) zeros(4,8)];
%% Observer Design
Glucks = [G'; 0; 0];
C1s=[Cf(2,:); D1=0;
C2s=[Cf(2,:);Af(3,:)]; D2=[0;Glucks(3)];
C3s=[Cf(2,:);Af(3,:);Af(4,:)]; D3=[0;Glucks(3);Glucks(4)];
% parameters of the noise model:
Amp=4.9e-6; Vel=25; p=10;
% calculation of the covariances used in the KF design
Xss=lyap(Af,Glucks*Glucks');
x1barmss=sqrt(Xss(1,1));
x2barmss=sqrt(Xss(2,2));
x3dotbarmss=sqrt([Af(3,:)]*Xss*[Af(3,:)]'+[Glucks(3)]*[Glucks
(3)]');

```

```

x4dotbarrmss=sqrt([Af(3,:)]*Xss*[Af(3,:)]'+[Glucks(3)]*[Glucks
(3)]'+[Glucks(4)]*[Glucks(4)]');
Pindex=x3dotbarrmss^2+r1*(x2barrmss^2)+r2*(x1barrmss^2);
W=(2.0*pi*Amp*Vel);
V1s=(p^2)*(2.0*pi*Amp*Vel)*(x1barrmss^2);
V2s=(p^2)*(2.0*pi*Amp*Vel)*[(x1barrmss^2) 0; 0
(x3dotbarrmss^2)];
V3s=(p^2)*(2.0*pi*Amp*Vel)*[(x1barrmss^2) 0 0; 0
(x3dotbarrmss^2) 0; 0 0 (x4dotbarrmss)];
% calculation of KF gains
Ke1s=lqe(Af,Glucks,C1s,W,V1s);
Ke2s=lqe(Af,Glucks,C2s,W,V2s);
Ke3s=lqe(Af,Glucks,C3s,W,V3s);
% Compute the state matrices for LQG systems
Ac1 = [Af, -Bf*Kare; Ke1s*C1s, Af-Bf*Kare-Ke1s*C1s];
Ac2 = [Af, -Bf*Kare; Ke2s*C2s, Af-Bf*Kare-Ke2s*C2s];
% Define various outputs for plotting results:
Cc_lqg = [1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0; % tire displacement
0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0; % suspension stroke
Af(3,:) 0 0 0 0 0 0]; % sprung mass acceleration
Dw = [0.0; 0.0; Glucks(3)]; Du = [0.0;0.0;Bf(3)]; Du2 =
[0.0;Bf(3)]; Du3 = [Bf(3)]; Gc = [Glucks;0;0;0;0;0]; Bs = [Bf;
zeros(6,1)];
Ds = [zeros(4,2)];
%% Simulation
Amp=4.9*1e-6;
Vel=25;
dt=0.01;
Znorm=sqrt(2*pi*Amp*Vel);
t = 0:dt:30;
[t,x]=sim('LQG_testing3sensor',t);
rms_outLQGa=rms(outLQG(:,1))/Znorm;
rms_outLQGs=rms(outLQG(:,2))/Znorm;
rms_outLQGt=rms(outLQG(:,3))/Znorm;
rms_acc3(baris,kolom) = rms_outLQGa;

```

```
rms_susp3(baris,kolom) = rms_outLQGs;
rms_tire3(baris,kolom) = rms_outLQGT;
kolom = kolom+1;
end
%% plotting 3 sensors
figure(1)
plot(Zb_data,rms_acc3,'-b','LineWidth',2)
xlabel('damping
ratio','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex')
ylabel('norm.
 $\ddot{z}_s$ ','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','
atex')
set(gca,'FontSize',16,'Fontname','SansSerif')
hold on

figure(2)
plot(Zb_data,rms_susp3,'-b','LineWidth',2)
xlabel('damping
ratio','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex')
ylabel('norm.  $\dot{z}_s$ -
 $\dot{z}_us$ ','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex'
)
set(gca,'FontSize',16,'Fontname','SansSerif')
hold on

figure(3)
plot(Zb_data,rms_tire3,'-b','LineWidth',2)
xlabel('damping
ratio','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex')
ylabel('norm.  $\dot{z}_r$ -
 $\dot{z}_r$ ','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex')
set(gca,'FontSize',16,'Fontname','SansSerif')
hold on

figure(4)
```

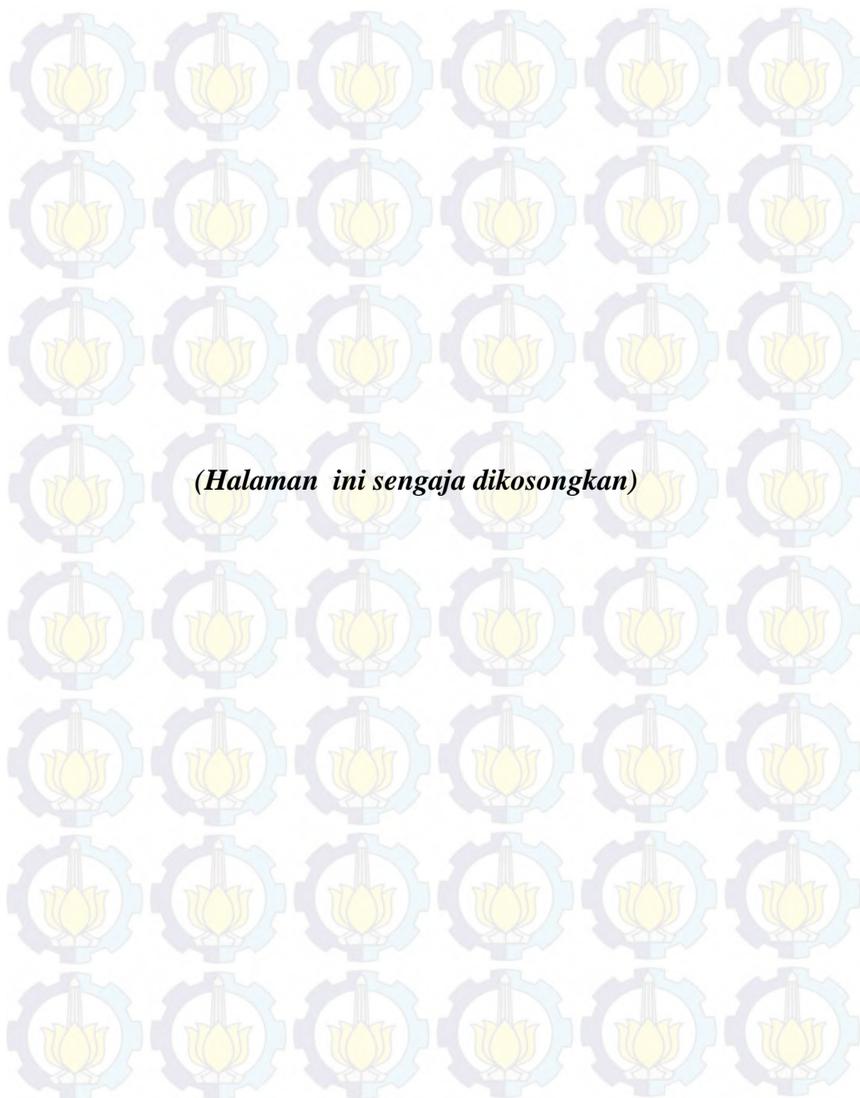
```
plot(rms_susp3,rms_acc3,'-b','LineWidth',2)
xlabel('norm.  $\{z\}_{s}$ -  
 $\{z\}_{us}$ ','$','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex'
)
ylabel('norm.  
 $\ddot{\{z\}_{s}}$ ','$','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','l  
atex')
set(gca,'FontSize',16,'Fontname','SansSerif')
hold on

figure(5)
plot(rms_tire3,rms_acc3,'-b','LineWidth',2)
xlabel('norm.  $\{z\}_{r}$ -  
 $\{z\}_{us}$ ','$','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex')
ylabel('norm.  
 $\ddot{\{z\}_{s}}$ ','$','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','l  
atex')
set(gca,'FontSize',16,'Fontname','SansSerif')
hold on

figure(6)
plot(rms_tire3,rms_susp3,'-b','LineWidth',2)
xlabel('norm.  $\{z\}_{r}$ -  
 $\{z\}_{us}$ ','$','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex')
ylabel('norm.  $\{z\}_{s}$ -  
 $\{z\}_{us}$ ','$','FontSize',16,'Fontname','SansSerif','Interpreter','latex'
)
set(gca,'FontSize',16,'Fontname','SansSerif')
hold on
```

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Crolla, David A. 2009. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System, and Vehicle Body*. Elsevier, Boston, U.S.
- [2] Milliken, William F., Milliken, Douglas L. 1995. *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE Order No. 146.
- [3] Rajamani, R. 2012. *Vehicle Dynamics and Control*. Springer, U.S.
- [4] Koch, G., Fritsch, O., Lohmann, B. 2010. *Potential of Low Bandwidth Active Suspension Control with Continuously Variable Damper*. Elsevier, Control Engineering Practice 18 (2010) 1251 – 1262.
- [5] Ulsoy, Galip A., Peng, H., Cakmakcl, M. 2012. *Automotive Control System*. Cambridge University Press, U.K.
- [6] Rao, Singiresu S. 2004. *Mechanical Vibration*. Pearson Education, Inc., U.S.
- [7] Del Re L., Allgower, F., Glielmo, L., Guardiola, C. 2010. *Automotive Model Predictive Control*. Springer, Berlin, Germany.
- [8] Hendricks, E., Jannerup, O., Sorensen, Paul H. 2008. *Linear System Control: Deterministic and Stochastic Method*. Springer, Berlin, Germany.
- [9] Jazar, R., N. 2008. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Springer, U.S.
- [10] Kiencke, U., Nielsen, L. 2005. *Automotive Control System for Engine, Driveline, and Vehicle*. Springer, Germany.
- [11] Sinha, A. 2007. *Linear Systems: Optimal and Robust Control*. CRC Press, Florida, U.S.



RIWAYAT PENULIS



Nama lengkap penulis adalah Stefanus Rangga Kristiadi. Ia lahir di Surabaya, 21 Januari 1994 dan merupakan anak kedua dari empat bersaudara dari pasangan Agustinus Setiadi dan Maria Kristina Setiadi. Penulis memulai pendidikan formal di SDK St. Angela Surabaya. Kemudian melanjutkan studi di SMPK Stella Maris Surabaya dan SMA Negeri 5 Surabaya. Setelah lulus, penulis mengenyam pendidikan tinggi di Teknik Mesin ITS.

Selama kuliah, penulis aktif berorganisasi di BEM FTI-ITS, *Society of Petroleum Engineer* (SPE), Keluarga Mahasiswa Katolik (KMK) ITS, dan Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM). Penulis juga aktif di organisasi gereja, tepatnya Orang Muda Katolik (OMK) Paroki Kelsapa Surabaya. Selain itu, penulis juga tercatat pernah memberikan presentasi paper di ajang *International Conference on Advance Mechatronics, Intelligent Manufacture, and Industrial Automation* (ICAMIMIA) 2015. Paper tersebut telah dipublikasikan dengan skala internasional melalui *Institute of Electrical and Electronics Engineer* (IEEE).