



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS PENGARUH PARAMETER OPERASIONAL
TERHADAP PERILAKU BELOK DAN STABILITAS PADA
PANSER ANOA 6X6 APC**

**SANDITRA MUDA YUSVIVA
NRP. 2112 100 067**

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

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017**



FINAL PROJECT - TM 141585

**ANALYSIS OF OPERATIONAL PARAMETERS EFFECTS
TO THE VEHICLE TURNING BEHAVIOR AND
STABILITY OF PANSER ANOA 6X6 APC**

**SANDITRA MUDA YUSVIVA
NRP. 2112 100 067**

**Advising Lecturer :
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017**

**ANALISIS PENGARUH PARAMETER
OPERASIONAL TERHADAP PERILAKU BELOK
DAN STABILITAS PADA PANSER ANOA 6X6 APC**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

SANDITRA MUDA YUSVIVA

NRP. 2112 100 067

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD (Pembimbing)
NIP. 195106051978031002
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT (Penguji I)
NIP. 196807061999031004
3. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M. Eng. Sc. (Penguji II)
NIP. 197805102001121001
4. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji III)
NIP. 196508101991021001

SURABAYA

JULI, 2017

ANALISIS PENGARUH PARAMETER OPERASIONAL TERHADAP PERILAKU BELOK DAN STABILITAS PADA PANSER ANOA 6X6 APC

Nama : Sanditra Muda Yusviva
NRP : 2112100067
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

ABSTRAK

Dalam menjaga keamanan dan pertahanan NKRI, lembaga-lembaga seperti TNI dan POLRI memerlukan dukungan kelengkapan-kelengkapan yang optimal, baik kelengkapan diri, persenjataan, dan kendaraan khusus militer. Salah satu kendaraan khusus militer buatan Indonesia yang telah dipergunakan di dalam negeri maupun luar negeri adalah Panser Anoa 6x6 APC. Panser Anoa 6x6 APC merupakan kendaraan khusus yang didesain sebagai kendaraan *support* dalam medan pertempuran, dimana Panser Anoa dapat difungsikan sebagai pengangkut personel militer, unit ambulans, unit derek dan reparasi, maupun sebagai unit *support fire*. Keberhasilan Panser Anoa 6x6 APC dalam operasi-operasi militer harus didukung dengan performa *handling* dan stabilitas yang mumpuni. Untuk itu, perlu dilakukan sebuah penelitian untuk mengetahui pengaruh variabel kecepatan, *steering angle*, dan kondisi permukaan medan terhadap perilaku belok kendaraan sebagai acuan bagi para personel militer dan *engineer* untuk mengetahui karakter *handling* dari Panser Anoa 6x6 APC yang merupakan khusus dengan 6 roda (*six-wheeled vehicle*).

Pada penelitian tugas akhir ini, penulis akan melakukan tiga metode analisis, yaitu analisis slip, *skid*, dan guling dengan beberapa variasi parameter yaitu kecepatan berkendara, *steering angle*, dan kondisi permukaan medan. Analisis, dilakukan dengan menentukan titik *center of gravity* dari kendaraan. Setelah itu dilakukan penentuan nilai radius belok Ackermann berdasarkan

geometri dari sasis kendaraan. Kemudian dilakukan perhitungan sudut *side slip* dan gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan dan reaksinya. Setelah gaya-gaya tersebut diketahui, momen gaya yang bekerja akan ditentukan untuk dapat melakukan analisis slip, *skid*, dan guling. Analisis slip dilakukan untuk mengetahui besarnya sudut-sudut slip yang terjadi di roda depan dan roda belakang dari kendaraan untuk mengetahui kondisi berbelok dari kendaraan, baik *oversteer*, *understeer*, maupun netral. Analisis skid dilakukan untuk mengetahui perbandingan antara gaya gesek dengan gaya-gaya lateral yang terjadi pada ban untuk mengetahui kondisi *skid* atau tidak *skid*-nya kendaraan saat berbelok. Sedangkan analisis guling dilakukan untuk mengetahui seberapa jauh *body* kendaraan berguling ke samping saat kendaraan berbelok.

Setelah dilakukan penelitian, pada tugas akhir ini didapatkan bahwa kondisi belok paling baik pada Panser Anoa 6x6 APC adalah ketika kendaraan berbelok pada kecepatan 60 Km/Jam dengan sudut belok 12° di permukaan jalan tanah, dimana kendaraan mengalami kondisi *understeer* yang paling sedikit dan koefisien *understeer* yang bernilai positif terkecil yaitu 0,9265. Namun, selaras dengan teori, kendaraan akan lebih tidak mudah mengalami *skid* ketika melintasi jalan aspal daripada melintasi jalan tanah. Kemudian, sesuai dengan analisa slip, dan indeks K_{US} , Panser Anoa 6x6 APC memiliki karakter *handling* yang bersifat *understeer*, dimana nilai sudut slip depan selalu lebih besar dari sudut slip belakang dan nilai indeks K_{US} selalu bernilai positif pada tiap rentang kecepatan dan sudut belok yang digunakan pada penelitian. Demikian juga, semakin besar sudut belok yang diberikan maka kecepatan *skid* dan guling kendaraan akan semakin menurun, dimana berdasarkan analisa *skid* dapat disimpulkan bahwa Panser Anoa 6x6 APC memiliki kecenderungan untuk sedikit *oversteer* karena kecepatan *skid* depan yang nilainya sedikit lebih tinggi daripada kecepatan *skid* belakang. Demikian halnya dengan analisa guling dimana dapat disimpulkan bahwa Panser Anoa 6x6 APC memiliki kecenderungan untuk sedikit *oversteer*

karena batas kecepatan guling roda depan yang nilainya sedikit lebih tinggi daripada batas kecepatan guling roda belakang. Terakhir, didapat bahwa semakin besar sudut belok dan kecepatan yang diberikan maka besarnya sudut guling yang terjadi akan semakin meningkat. Pada kecepatan 40 Km/jam, sudut guling depan yang terjadi adalah $6,093^\circ$ untuk sudut belok 8° , $7,605^\circ$ untuk sudut belok 10° , dan $9,109^\circ$ untuk sudut belok $23,44^\circ$.

Kata Kunci : *six-wheeled vehicle, understeer, oversteer, slip, skid, guling, performa handling.*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

ANALYSIS OF OPERATIONAL PARAMETERS EFFECTS TO THE VEHICLE TURNING BEHAVIOR AND STABILITY OF PANSER ANOA 6X6 APC

Student Name : Sanditra Muda Yusviva
NRP : 2112100067
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advising Lecturer : Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D

ABSTRACT

To ensure the defense and security of Republic of Indonesia, the national state institutions such as TNI and POLRI will need optimal supports in defense equipments, be it personal equipments, ordnance and armaments, or special military vehicles. One of the renowned local made military vehicle that has seen deployment both domestically and internationally is the Panser Anoa 6x6 APC. The Panser Anoa 6x6 APC is a special made military vehicle that is designed to perform supportive roles in combat, such as personnel carrier, ambulance, tow and repair services, as well as support fire units. Its successes in combat and military operations have to be backed with very good stability and handling performance. Thus, an analysis to observe the effects of vehicle speed, steering angle, and road surfaces condition towards the vehicle's handling characteristics and stability is should be done, for Panser Anoa 6X6 APC is a uniquely configured bespoke six-wheeled vehicle.

In this final assignment project, the research will be conducted using three different methods, which are slip analysis, skid analysis, and roll analysis. The foremost step is to determine the position of the vehicle's center of gravity. The next step is to determine the Ackermann turning radius based on the vehicle's chassis geometry. After which, the side slip angles of each tires, their apparent forces and their moment of forces can be determined. These forces and the moment of forces can be used in the slip, skid,

and roll analysis. Slip analysis is used to determine the amount of slip angles that occur in each tire, which in advance can be used to determine the turning behavior; neutral, understeer, or oversteer. Skid analysis is used to compare the tire friction to the lateral forces that occur in each tire, which can be used to determine whether a tire has experienced a skid or not. The last analysis, the roll analysis, is used to determine how far the vehicle's body undergo a roll during a turn based on the vertical forces that occur in each tire.

The research concludes that the best turning condition for Panser Anoa 6X6 APC is at 60 Km/h with 12° turning angle on a dirt surface, where the vehicle behavior is understeer at the smallest positive K_{US} value of 0,9265. However, conforming the theory, the vehicle will not skid so easily on an asphalt surface. As far as slip analysis and K_{US} goes, the vehicle tends towards *understeer* behavior, because the front tires always have larger slip values than the rear and the K_{US} values in all speeds and turning angles is always positive. The larger the turning angle is, the skid and roll critical speeds will decrease, where as far as skid analysis goes, the vehicle behavior is slightly oversteer because of the front tires critical skid speed values are always higher than rear tires, albeit not so significant. The same goes for the roll analysis where the vehicle behavior is slightly oversteer because of the front tires critical roll speed are always higher than rear tires, albeit not so significant. The last conclusion is that the higher the vehicle speed and turning angle, the occurring roll angle for the vehicle body will get larger as well. At 40 Km/h, the roll angle at the front axle is 6,093°, 7,605°, and 9,109° for turning angles 8°, 10°, and 12°, respectively.

Keywords : six-wheeled vehicle, understeer, oversteer, slip, skid, roll, handling performance.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan segenap rahmah dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Analisis Pengaruh Parameter Operasional terhadap Perilaku Belok dan Stabilitas pada Panser Anoa 6x6 APC**”. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, banyak pihak yang telah memberikan dukungan dan bantuannya sehingga dapat terselesaikan sesuai dengan waktu yang diharapkan. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak tersebut antara lain:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak **Nanang Yusmar** dan Ibu **Nur Khofifah** dan juga adik-adik, **Galuh Salsabila Yusviva** dan **Sarah Ramadhani Yusviva** tercinta yang selalu memberikan bimbingan, dukungan dalam segala bentuk, dan doa yang tak henti-hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
2. **Direktorat Jenderal Pembelajaran dan Kemahasiswaan, Kementerian Riset Teknologi dan Pendidikan Tinggi Republik Indonesia** yang telah memberikan dukungan finansial melalui **Beasiswa BidikMisi** sehingga penulis dapat menyelesaikan pendidikan sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
3. **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M, Sc., PhD.**, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan segala bimbingan, ilmu, serta masukan selama proses pengerjaan tugas akhir ini.
4. **Ir. Julendra B. Ariatedja, MT., Dr. Eng Unggul Wasiwitono, ST, M. Eng. Sc.**, dan **Dr. Agus Sigit Pramono, DEA.** selaku dosen penguji dalam sidang tugas

akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran-saran untuk tugas akhir ini.

5. **Intan Mahardika** yang istimewa, yang bersedia direpotkan untuk memberi bantuan dalam banyak bentuk, yang selalu memberikan semangat dan doa dalam menyelesaikan tugas akhir dan menemani hari-hari penulis dalam menempuh masa perkuliahan di Teknik Mesin ITS.
6. Rekan seperjuangan tugas akhir, **Ahmad Hilman Firdaus Al Warim**, yang telah berjuang bersama-sama untuk menyelesaikan tugas akhir ini dan selalu mengingatkan dan membantu penulis untuk terselesainya tugas akhir sesuai deadline.
7. Seluruh jajaran warga Laboratorium Otomotif dan Perancangan dan Pengembangan Produk Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
8. Keluarga besar **M-55, Sarekat Merah Rakyat Mesin (SMRM)**, segenap jajaran dosen serta tenaga pendidik di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, dan juga pihak yang belum disebutkan di atas, terima kasih atas telah memberikan doa, bantuan, dan dukungannya terhadap penulis selama ini.

Penulis paham apabila tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu, kritik dan saran dari para pembaca akan diterima agar dapat menjadikan tugas akhir ini lebih baik lagi.

Surabaya, 4 Agustus 2017

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Penelitian Terdahulu	7
2.2 Dasar Teori	10
2.2.1 Titik Berat Kendaraan	10
2.2.2 Ketinggian Titik Berat Kendaraan	13
2.2.3 Sumbu Guling Kendaraan	15
2.2.4 Perilaku Arah dan Dinamika Kendaraan Berbelok ...	17
2.2.5 Pengaruh Kekakuan Ban Terhadap Perilaku Berbelok Kendaraan	23

2.2.6	Pengaruh Kondisi Permukaan Jalan Terhadap Perilaku Berbelok Kendaraan	23
2.2.7	Mengukur Perilaku Berbelok Kendaraan	24
BAB 3	METODOLOGI	43
3.1	Prosedur Penelitian	43
3.2	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	43
3.3	Prosedur Perhitungan dan Analisis	44
3.4	<i>Flowchart</i> Perhitungan dan Analisis	47
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN.....	51
4.1	Data dan Spesifikasi Kendaraan	51
4.2	Contoh Perhitungan	53
4.2.1	Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan.....	53
4.2.2	Perhitungan Radius Belok Ideal Ackermann dan Sudut <i>Side Slip</i> Kendaraan.....	54
4.2.3	Perhitungan Rasio Gaya-Gaya sesuai Metode Superposisi	55
4.2.4	Perhitungan Gaya Sentrifugal yang Terjadi ketika Kendaraan Berbelok	55
4.2.5	Perhitungan Gaya Dorong, Gaya Hambat Aerodinamis, dan Gaya Hambat <i>Rolling</i>	56
4.2.6	Perhitungan Kekakuan Ban Kendaraan	57
4.2.7	Perhitungan Kekakuan Pegas dan Ban Ekuivalen.....	57
4.2.8	Perhitungan Sudut dan Momen Angguk (<i>Pitching</i>) yang Terjadi pada Kendaraan	58
4.3	Analisa Perilaku Arah Belok Kendaraan	58

4.3.1	Sudut Belok <i>Ackerman</i> Optimal pada Tiap-tiap Roda	59
4.3.2	Analisa Perilaku Arah Belok Kendaraan dengan Variasi Kecepatan dan Sudut Belok pada Permukaan Jalan Aspal	62
4.3.3.	Analisa Perilaku Arah Belok Kendaraan dengan Variasi Kecepatan dan Sudut Belok pada Permukaan Jalan Tanah.....	63
4.3.4	Analisa Nilai Sudut Slip Rata-rata Terhadap Sudut Belok dan Kecepatan Kendaraan	64
4.3.5	Analisa Kecepatan Maksimum <i>Skid</i> Perilaku Arah Belok Kendaraan	68
4.4.	Analisa Guling Perilaku Arah Belok Kendaraan	70
4.4.1	Analisa Batas Kecepatan Guling Kendaraan	70
4.4.2	Analisa Besarnya Sudut Guling yang Terjadi ketika Kendaraan Berbelok	71
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....		73
5.1	Kesimpulan.....	73
5.2	Saran.....	74
DAFTAR PUSTAKA		75
LAMPIRAN.....		77
BIODATA PENULIS.....		84

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

- Gambar 2.1** *SteeringModes* yang digunakan dalam pengujian^[2]. 8
- Gambar 2.2** Hasil simulasi yang dilakukan; (a) Grafik sudut stir yang digunakan tiap sumbu roda untuk mode 6WS, (b) Grafik *lane change trajectory*, simpangan lateral terhadap jarak tempuh longitudinal, (c) Grafik *lateral acceleration*, (d) Grafik *sideslip angle*^[2]..... 9
- Gambar 2.3** *Free body diagram* Panser Anoa 6x6 APC pada sumbu longitudinal..... 11
- Gambar 2.4** *Free body diagram* Panser Anoa 6x6 APC pada sumbu lateral..... 12
- Gambar 2.5** (a) Panser Anoa 6x6 APC dengan sudut kemiringan tertentu dengan sumbu tengah dan depan diatas timbangan. (b) *Free body diagram* kendaraan 4 roda sebagai analogi untuk penentuan tinggi titik berat kendaraan 14
- Gambar 2.6** Posisi dari *roll center* dan *instantaneous roll center* pada sistem suspensi *double wishbone*..... 16
- Gambar 2.7** Ilustrasi rancang bangun sistem suspensi *double wishbone* dengan *longitudinally mounted torsion bar*..... 17
- Gambar 2.8** Kinematika berbelok kendaraan 6 roda pada kondisi *Ackermann* ^[5] 18
- Gambar 2.9** Kinematika berbelok kendaraan 6 roda pada kondisi netral ^[5] 19
- Gambar 2.10** *Perilaku arah kendaraan understeer* ^[1] 21
- Gambar 2.11** *Perilaku arah kendaraan oversteer* ^[1] 22

Gambar 2.12 Mekanisme terjadinya sudut slip pada ban ^[5]	25
Gambar 2.13 <i>Free body diagram</i> kendaraan roda 6 saat berbelok dengan <i>bicycle model</i> ^[1]	26
Gambar 2.14 Sistem koordinat sumbu SAE ^[3]	27
Gambar 2.15 Gaya-gaya yang terjadi pada (a) roda tengah (2&5) dan (b) roda depan (3&6) kendaraan ^[1]	29
Gambar 2.16 Gaya-gaya yang terjadi pada roda belakang (1&4) kendaraan ^[1]	29
Gambar 2.17 Analisa gaya-gaya yang terjadi pada model sistem suspensi kendaraan ^[1]	31
Gambar 2.18 <i>Free body diagram</i> untuk <i>lateral transfer load</i> yang terjadi pada kendaraan ^[5]	33
Gambar 2. 19 <i>Free body diagram</i> untuk <i>lateral transfer load</i> yang terjadi pada kendaraan ^[5]	33
Gambar 2. 20 Ilustrasi ban kendaraan ketika mengalami <i>skid</i> saat berbelok ^[1]	36
Gambar 2. 21 Ilustrasi kendaraan ketika mengalami <i>rolling</i> saat berbelok ^[1]	38
Gambar 2. 22 Grafik nilai K_{US} ^[5]	41

BAB 3 METODOLOGI

Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	43
Gambar 3. 2 <i>Flowchart</i> Penelitian (Lanjutan)	44
Gambar 3. 3 <i>Flowchart</i> Perhitungan dan Analisis	47
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Perhitungan dan Analisis (Lanjutan) ...	48
Gambar 3. 5 <i>Flowchart</i> Perhitungan dan Analisis (Lanjutan) ...	49

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Gambar 4. 1 Kinematika berbelok kendaraan 6 roda pada kondisi <i>Ackermann</i> ^[5]	60
--	----

Gambar 4.2	Grafik Perbandingan Radius Belok vs Sudut <i>Steer</i> Tiap Roda.....	61
Gambar 4.3	Grafik Perbandingan K_{US} vs δf Pada Permukaan Jalan Aspal	62
Gambar 4.4	Grafik Perbandingan K_{US} vs δf Pada Permukaan Jalan Tanah.....	64
Gambar 4.5	Grafik Perbandingan αf dan αr vs δf Pada Permukaan Jalan Aspal.....	65
Gambar 4.6	Grafik Perbandingan V_{sf} vs δf Pada Berbagai Permukaan Jalan pada kecepatan 40 km/jam.....	68
Gambar 4.7	Grafik Perbandingan V_{sr} vs δf Pada Berbagai Permukaan Jalan pada kecepatan 40 km/jam.....	69
Gambar 4.8	Grafik Perbandingan V_{sr} vs δf Pada Berbagai Permukaan Jalan.....	71
Gambar 4.9	Grafik Perbandingan Y_f° vs δf Pada Berbagai Kecepatan	72
Gambar 4.10	Grafik Perbandingan Y_r° vs δf Pada Berbagai Kecepatan	72

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Tabel 2.1 Koefisien adhesi ban pada bermacam-macam jenis permukaan jalan ^[6]	24
Tabel 2.2 Nilai rata-rata koefisien hambatan <i>rolling</i> untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagi kondisi permukaan jalan ^[6]	25

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Tabel 4.1 Spesifikasi Panser Anoa 6x6 APC	51
Tabel 4.2 Nilai-nilai Sudut <i>Steer</i> Tiap Roda Sesuai Radius Belok	61
Tabel 4.3 Nilai Sudut Slip Rata-rata pada Setiap Variasi Kecepatan dan Sudut Belok Pada Permukaan Aspal dan Tanah	65

LAMPIRAN

Tabel A.1 Spesifikasi dan Parameter yang Digunakan (1).....	77
Tabel A.2 Spesifikasi dan Parameter yang Digunakan (2).....	78
Tabel A.3 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Sudut Slip	79
Tabel A.4 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Indeks <i>Understeer</i> (K_{US}).....	80
Tabel A.5 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Skid Permukaan Aspal Kering dan Basah	81
Tabel A.6 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Skid Permukaan Tanah Kering dan Basah	82
Tabel A.7 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Batas Kecepatan Terjadinya <i>Roll</i> (Guling)	83

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pertahanan dan keamanan suatu negara merupakan aspek penting yang harus berdiri demi tegaknya kedaulatan suatu negara, dimana kedaulatan negara yang utuh menunjukkan bahwa negara tersebut memiliki kedudukan yang sama dengan negara lain. Untuk menjaga kedaulatan negaranya, Indonesia memiliki lembaga-lembaga yang dibutuhkan yaitu Kepolisian Negara Republik Indonesia (POLRI) untuk menjaga keamanan dan ketertiban di masyarakat serta Tentara Nasional Indonesia (TNI) yang berfungsi sebagai penangkal dan penindak segala bentuk ancaman militer dan ancaman bersenjata dari dalam maupun luar negeri terhadap kedaulatan maupun keselamatan bangsa. Dalam melaksanakan tugas-tugasnya, baik POLRI dan TNI dibekali dengan alat-alat kelengkapan baik berupa kelengkapan diri, kelengkapan persenjataan personel, dan alat utama sistem senjata (alutsista).

Alutsista yang dimiliki oleh angkatan bersenjata di Indonesia terdiri dari beragam jenis pada 3 matra, darat, laut dan udara, baik berupa alutsista yang bersifat ofensif maupun suportif. Salah satu alutsista yang layak mendapat perhatian khusus adalah kendaraan lapis baja Panser Anoa 6x6 APC. Panser Anoa 6x6 merupakan kendaraan lapis baja pengangkut personel 6 roda multiguna yang memiliki beberapa varian. Selain sebagai pengangkut awak tentara pada medan pertempuran, Panser Anoa 6x6 juga memiliki varian ambulans untuk keperluan medis, varian *recovery* untuk derek dan reparasi unit Anoa lain, varian *logistic* untuk keperluan pengangkutan logistik dalam situasi darurat, varian amfibi untuk melintasi wilayah perairan dangkal, dan varian

kanon yang khusus dikembangkan sebagai alutsista ofensif dengan sistem senjata meriam.

Sebagai pengangkut personel lapis baja, Panser Anoa 6x6 APC harus mampu menjelajah dengan baik di medan aspal maupun medan *off-road* tanpa mengorbankan kenyamanan maupun keselamatan personel yang diangkut. Panser Anoa 6x6 APC didesain untuk dapat beroperasi dengan baik pada daerah-daerah dimana jalan beraspal masih jarang dijumpai hingga daerah-daerah dimana medan yang dilalui adalah murni medan *off-road*, seperti pada wilayah perbatasan NKRI dengan negara tetangga maupun pada wilayah negara-negara lain yang sedang berada dalam konflik internal. Untuk itu, kapabilitas bermanuver, stabilitas, dan pengendalian yang baik pada medan aspal maupun medan *off-road* menjadi kunci utama dalam keberhasilan misi yang dilaksanakan. Sehingga pada tugas akhir ini akan dilakukan analisis perilaku, stabilitas, dan kapabilitas bermanuver dari Panser Anoa 6x6 APC sebagai bahan pertimbangan dalam pengoperasian maupun pengembangan kendaraan tempur ini selanjutnya.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun beberapa permasalahan yang ada pada penelitian ini antara lain:

1. Bagaimanakah perilaku arah belok kendaraan tempur Panser Anoa 6x6 APC pada berbagai variasi kecepatan, sudut belok kendaraan, dan kondisi permukaan jalan?
2. Berapakah besarnya sudut *slip* yang terjadi pada roda depan maupun belakang kendaraan pada berbagai kecepatan, sudut belok kendaraan, dan kondisi permukaan jalan?

3. Berapakah batas kecepatan maksimum *skid* kendaraan tempur Panser Anoa 6x6 APC pada berbagai variasi sudut belok kendaraan dan kondisi permukaan jalan?
4. Berapakah batas kecepatan maksimum guling kendaraan tempur Panser Anoa 6x6 APC pada berbagai variasi sudut belok kendaraan?
5. Bagaimanakah pengaruh kecepatan dan sudut belok terhadap besarnya sudut guling yang terjadi ketika kendaraan berbelok?

1.3 Batasan Masalah

Adapun beberapa batasan masalah yang diambil dalam penelitian ini antara lain:

1. Kendaraan yang digunakan ialah kendaraan lapis baja pengangkut personel Panser Anoa 6x6 APC.
2. Analisa hanya dilakukan secara matematis tanpa pelaksanaan eksperimen lapangan.
3. Parameter operasional yang akan divariasikan dalam penelitian ini antara lain:
 - Jumlah penumpang yang dijadikan sebagai objek penelitian adalah 12 orang (1 orang pengemudi, 1 orang *gunner*, dan 10 orang personel militer) dengan berat untuk masing-masing penumpang sebesar 70 Kg. Personel militer duduk pada posisi yang telah ditetapkan.
 - Kendaraan dioperasikan dalam keadaan *fully loaded* dengan bahan bakar, sistem senjata, amunisi, dan kelengkapan pendukung dengan bobot tanpa personel sebesar 12.85 ton.

- Kecepatan kendaraan saat belok dianggap konstan, sesuai dengan variasi yang diberikan yaitu sebesar 40, 45, 50, 55, dan 60 Km/jam.
 - Sudut belok kendaraan yang digunakan yaitu sebesar 8°; 10°; dan 12°.
 - Analisa dilakukan pada permukaan jalan aspal kering, jalan aspal basah, jalan tanah kering, dan jalan tanah basah.
 - Besarnya tekanan udara pada ban ditetapkan sebesar 50psi.
4. Setiap ban kendaraan dalam kondisi baru.
 5. Titik kerja gaya hambat aerodinamika berhimpit dengan posisi titik berat kendaraan.
 6. Gaya ke samping dan gaya angkat akibat angin diabaikan.
 7. Posisi titik berat kendaraan pada sumbu lateral tepat berada di tengah (setengah kali lebar *track*).
 8. Posisi titik berat kendaraan pada sumbu longitudinal dihitung dengan mengabaikan panjang *overhang* depan dan belakang pada *body* kendaraan.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah:

1. Mengetahui perilaku arah belok perilaku arah belok kendaraan tempur Panser Anoa 6x6 APC pada berbagai variasi kecepatan, sudut belok kendaraan, dan kondisi permukaan jalan.
2. Mengetahui besarnya besarnya sudut *slip* yang terjadi pada roda depan maupun belakang kendaraan pada berbagai kecepatan, sudut belok kendaraan, dan kondisi permukaan jalan.
3. Mengetahui besarnya batas kecepatan maksimum *skid* kendaraan tempur Panser Anoa 6x6 APC pada berbagai

variasi sudut belok kendaraan dan kondisi permukaan jalan.

4. Mengetahui batas kecepatan maksimum guling kendaraan tempur Panser Anoa 6x6 APC pada berbagai variasi sudut belok kendaraan.
5. Mengetahui pengaruh kecepatan dan sudut belok terhadap besarnya sudut guling yang terjadi ketika kendaraan berbelok.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dilakukannya penelitian ini adalah:

1. Sebagai media untuk penelitian dan pengembangan dalam bidang otomotif.
2. Sebagai bahan rujukan dalam penelitian tentang perilaku arah belok kendaraan tempur khususnya yang memiliki konfigurasi penggerak 6 roda selanjutnya.
3. Sebagai bahan pertimbangan dalam pengembangan kendaraan tempur Panser Anoa 6x6 APC terutama dari segi kapabilitas manuver, stabilitas, dan pengendaliannya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

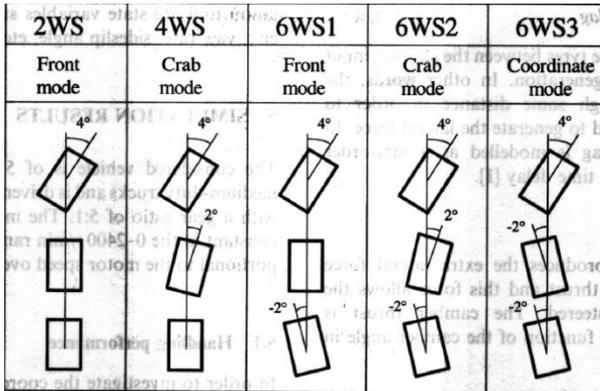
2.1 Penelitian Terdahulu

Analisis terhadap dinamika berbelok kendaraan dengan 6 roda telah dilakukan sebelumnya oleh K. Huh, J. Kim, dan J. Hong pada tahun 1999^[2], dimana analisis dilakukan dengan memodelkan kendaraan kedalam bentuk matematis untuk kemudian dilakukan simulasi dengan bantuan komputer. Kendaraan yang akan dianalisa merupakan bentuk generalisasi dari kendaraan 6 roda yang umumnya merupakan kendaraan keperluan khusus, seperti misalnya kendaraan militer, sehingga parameter-parameter yang digunakan tidak menggambarkan suatu kendaraan tertentu secara utuh melainkan menggambarkan kendaraan 6 roda secara umum.

Kendaraan yang akan dipelajari dimodelkan kedalam bentuk sistem matematis 18 derajat kebebasan (18 DOF) dimana model tersebut terdiri dari 12 DOF sistem dinamika kendaraan non-linear, 6 DOF dinamika roda, model ban dan efek kinematik. Model matematis tersebut dianalisa dalam MATLAB/SIMULINK untuk mendapatkan parameter-parameter seperti *lateral acceleration*, *lane-change trajectory*, sudut stir, dan *sideslip angle*. Analisa ini dilakukan dengan menggunakan variasi terhadap 5 *steering mode* yang berbeda. Jenis-jenis *steering mode* yang digunakan dalam simulasi digambarkan pada gambar (2.1) berikut.

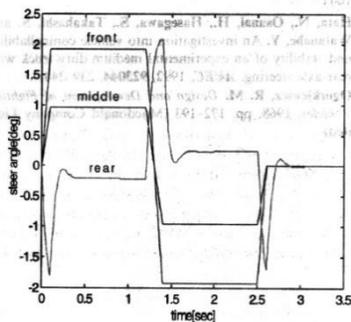
Hasil yang didapatkan menunjukkan bahwa gerakan belok roda tengah tidak dapat diabaikan seutuhnya dan mempengaruhi dinamika kendaraan yang diuji. Tiap-tiap *steering mode* (6WS) memiliki karakteristik pengendalian yang berbeda-beda, dimana kendaraan dengan *six-wheel steering* memiliki *gain* yang lebih besar pada *lateral acceleration* dan *yaw rate* dibanding dengan mode 2WS dan 4WS. Dilakukan juga simulasi performa

perpindahan lajur secara zig-zag (*lane change maneuver*) yang dievaluasi dalam sumbu x dan y, seperti yang dapat dilihat pada gambar (2.2) berikut.

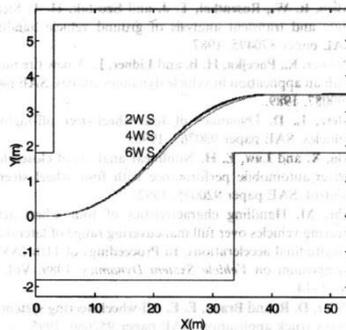


Gambar 2.1 *Steering Modes* yang digunakan dalam pengujian^[2]

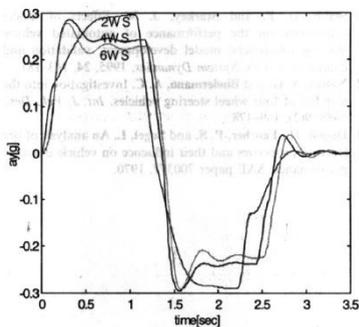
Dari grafik yang dihasilkan pada gambar (2.2), dapat dilihat pada mode 6WS, roda pada sumbu tengah kendaraan berbelok setengah dari sudut stir yang dibentuk oleh roda pada sumbu depan kendaraan, dimana hal ini juga berlaku untuk mode 4WS. Dalam mengevaluasi performa belok kendaraan, dilakukan manuver *lane change* untuk tiap-tiap mode. Didapatkan bahwa performa *lane change* pada tiap-tiap mode tidak berbeda secara signifikan, namun dari hasil simulasi didapatkan bahwa mode 6WS maupun 4WS memungkinkan berkurangnya *steering* untuk sumbu depan dan tengah dengan sedikit peningkatan *sideslip angle*. Hasil juga menunjukkan bahwa *lateral acceleration* dan *sideslip angle* yang dialami kendaraan dengan mode 6WS lebih sedikit dibanding dengan kendaraan dengan mode 4WS dan 2WS.



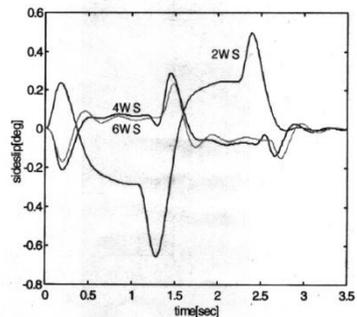
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 2.2 Hasil simulasi yang dilakukan; (a) Grafik sudut stir yang digunakan tiap sumbu roda untuk mode 6WS, (b) Grafik *lane change trajectory*, simpangan lateral terhadap jarak tempuh longitudinal, (c) Grafik *lateral acceleration*, (d) Grafik *sideslip angle*^[2]

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Titik Berat Kendaraan

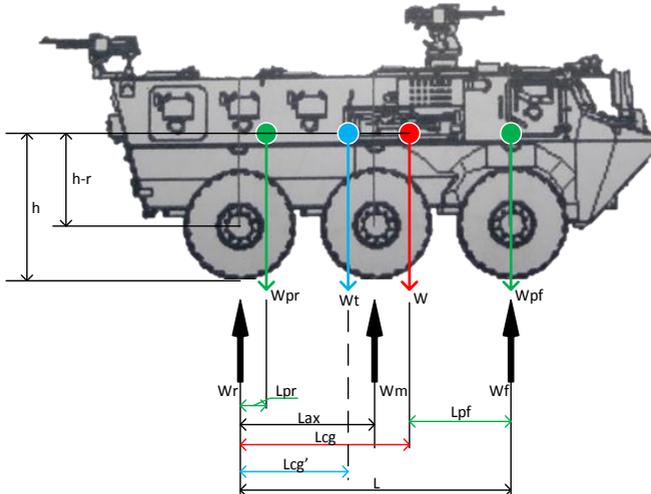
Pada kendaraan penumpang dengan 4 roda, posisi titik berat sebuah kendaraan dapat diketahui dengan cara melakukan penimbangan terhadap roda depan dan roda belakang sehingga dapat diketahui berat kendaraan pada bagian depan (W_f) dan bagian belakang (W_r). Pada kendaraan khusus dengan 3 sumbu roda, perlu dilakukan penimbangan keseluruhan kendaraan, penimbangan terhadap bobot sumbu depan, dan penimbangan terhadap bobot sumbu belakang untuk mengetahui bobot sumbu tengah (W_m). Sesuai dengan hukum Newton, mengetahui posisi titik berat kendaraan pada sumbu longitudinal dapat dilakukan dengan melakukan analisa kesetimbangan momen pada sumbu roda belakang dengan asumsi semua momen-momen yang bekerja ke arah *clockwise* bernilai positif. Ilustrasi untuk kesetimbangan momen pada sumbu longitudinal dapat dilihat pada gambar (2.3) berikut dan perumusan persamaan kesetimbangan momennya pada persamaan (2.1) berikut.

$$\sum M_r = 0$$

$$\sum M_r = (W \cdot L_{cg}) - (W_m \cdot L_{ax}) - (W_f \cdot L) \quad (2.1)$$

$$L_{cg} = \frac{(W_m \cdot L_{ax}) + (W_f \cdot L)}{W} \quad (2.2)$$

Dimana pada gambar (2.3), L_{cg} adalah Jarak titik berat kendaraan pada sumbu longitudinal terukur dari sumbu belakang, L_{ax} adalah jarak antara tiap sumbu roda yang berdekatan ($1/2 L$), L adalah jarak antara sumbu depan dan sumbu belakang kendaraan, W adalah bobot kosong kendaraan ($W_f + W_m + W_r$), W_f adalah bobot sumbu depan kendaraan, W_m adalah bobot sumbu tengah kendaraan, dan W_r adalah bobot sumbu belakang kendaraan.



Gambar 2.3 Free body diagram Panser Anoa 6x6 APC pada sumbu longitudinal

Dengan memperhitungkan jumlah personel yang berada didalam kendaraan, maka letak titik berat kendaraan dalam sumbu longitudinal dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

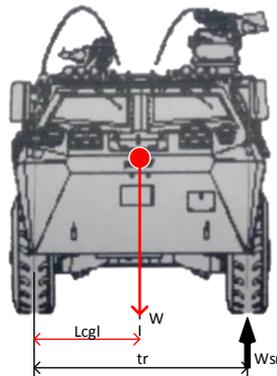
$$\sum M_R = (W_t \cdot L'_{cg}) + (W_{pf} \cdot L_{pf}) + (W_{pr} \cdot L_{pr}) - (W_m \cdot X_1) - (W_f \cdot X_2) \quad (2.3)$$

$$L'_{cg} = \frac{(W_m \cdot L_{ax}) + (W_f \cdot L) - (W_{pf} \cdot L_{pf}) - (W_{pr} \cdot L_{pr})}{W_t} \quad (2.4)$$

Dimana L'_{cg} adalah jarak titik berat kendaraan setelah terokupasi oleh personel/penumpang pada sumbu longitudinal, L_{pf} adalah jarak titik berat dari keseluruhan penumpang yang berada di bagian depan/kokpit kendaraan, L_{pr} adalah jarak titik berat dari

keseluruhan penumpang yang berada di bagian depan/kabin penumpang kendaraan, W_t adalah bobot total kendaraan beserta keseluruhan personel/penumpang ($W_f + W_m + W_r + W_{pf} + W_{pr}$), W_{pf} adalah bobot total dari keseluruhan penumpang yang berada di bagian depan/kokpit kendaraan, dan W_{pr} adalah bobot total dari keseluruhan penumpang yang berada di bagian belakang/kabin penumpang kendaraan.

Seperti dalam sumbu longitudinal, mengetahui posisi titik berat kendaraan pada sumbu lateral juga dapat dilakukan dengan melakukan analisa keseimbangan momen pada salah satu sisi kendaraan, dengan asumsi semua momen-momen yang bekerja ke arah *clockwise* bernilai positif. Ilustrasi untuk kesetimbangan momen dalam sumbu lateral dapat dilihat pada gambar (2.4) berikut dan perumusan persamaan kesetimbangan momennya pada persamaan (2.5) berikut.



Gambar 2.4 *Free body diagram* Panser Anoa 6x6 APC pada sumbu lateral

$$\sum M_l = (W \cdot L_{cgl}) - (W_{sr} \cdot tr) \quad (2.5)$$

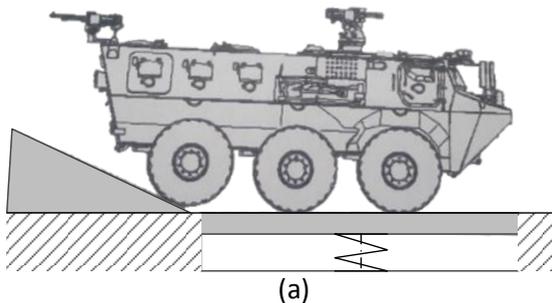
$$L_{cgl} = \frac{(W_{sr} \cdot tr)}{W} \quad (2.6)$$

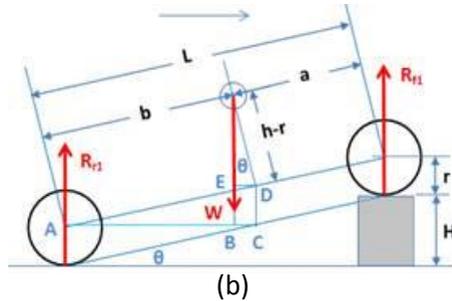
Dimana L_{cgl} adalah jarak titik berat kendaraan dalam sumbu lateral, W_{sr} adalah bobot total kendaraan pada salah satu sisi tumpu (kanan/kiri), dan tr adalah lebar pijak (*track*) kendaraan.

2.2.2 Ketinggian Titik Berat Kendaraan

Ketinggian dari titik berat kendaraan dapat diketahui dengan cara menempatkan salah satu sumbu dengan timbangan dan mengangkat roda lainnya hingga membentuk sudut (θ). Sudut (θ) dibuat tidak terlalu besar sehingga posisi kendaraan tidak terlalu menukik.

Perbedaan bobot yang timbul antara penimbangan kendaraan pada posisi datar dan pada posisi sedikit menukik dapat digunakan untuk menghitung posisi titik kerja dari momen-momen yang bekerja dalam keadaan setimbang, dimana posisi titik kerja dari momen tersebut merupakan tinggi titik berat dari kendaraan. Ilustrasi untuk hal tersebut dapat dilihat pada gambar (2.5) di bawah dan perumusan dari persamaan kesetimbangan momen dapat dilihat pada persamaan (2.7).





Gambar 2.5 (a) Panser Anoa 6x6 APC dengan sudut kemiringan tertentu dengan sumbu tengah dan depan diatas timbangan. (b) *Free body diagram* kendaraan 4 roda sebagai analogi untuk penentuan tinggi titik berat kendaraan

$$\sum M_r = W_{f\theta} \cdot (L\cos\theta) + W_{m\theta} \cdot (L_{ax}\cos\theta) - W(AB) \quad (2.7)$$

$$W(AB) = W_{f\theta} \cdot (L\cos\theta) + W_{m\theta} \cdot (L_{ax}\cos\theta) \quad (2.8)$$

Menggunakan lengan-lengan gaya maya, dimana:

$$AB = AC - BC \quad (2.9)$$

$$AC = b \cdot \cos\theta = L_{fr}\cos\theta \quad (2.10)$$

$$BC = ED = (h - r)\sin\theta \quad (2.11)$$

$$AB = AC - BC = [L_r \cos\theta] - [(h - r)\sin\theta] \quad (2.12)$$

Sehingga:

$$W \cdot ([L_{fr}\cos\theta] - [(h - r)\sin\theta]) = W_{f\theta} \cdot (L\cos\theta) + W_{m\theta} \cdot (L_{ax}\cos\theta) \quad (2.13)$$

$$W \cdot [L_{fr}\cos\theta] - W \cdot [(h - r)\sin\theta] = W_{f\theta} \cdot (L\cos\theta) + W_{m\theta} \cdot (L_{ax}\cos\theta) \quad (2.14)$$

Membagi kedua ruas dengan $W\sin\theta$ sehingga didapatkan:

$$(h - r) = \left[L_r \cos\theta - \frac{W_{f\theta}}{W} L - \frac{W_{m\theta}}{W} L_{ax} \right] \cdot \cot\theta \quad (2.15)$$

$$h = \left[L_r \cos\theta - \frac{W_{f\theta}}{W} L - \frac{W_{m\theta}}{W} L_{ax} \right] \cdot \cot\theta + r \quad (2.16)$$

Dimana h adalah tinggi titik berat kendaraan, r adalah radius ban, L_{cg} adalah jarak titik berat kendaraan pada sumbu longitudinal, L_{ax} adalah jarak antara tiap sumbu roda yang berdekatan ($1/2 L$) L adalah jarak antara sumbu depan dan sumbu belakang kendaraan, W adalah bobot kosong kendaraan ($W_f + W_m + W_r$), $W_{f\theta}$ adalah bobot sumbu depan kendaraan dalam keadaan terangkat miring, dan $W_{m\theta}$ adalah bobot sumbu tengah kendaraan dalam keadaan terangkat miring.

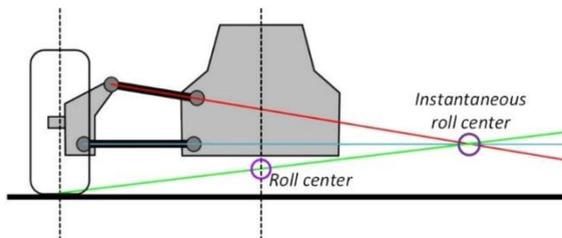
2.2.3 Sumbu Guling Kendaraan

Sumbu guling dari kendaraan merupakan titik kerja dari gaya-gaya lateral yang dialami kendaran. Gejala *body roll* (pergulingan badan kendaraan) yang dialami kendaraan dapat diakibatkan oleh gaya-gaya inheren dari pergerakan kendaraan tersebut, seperti efek sentrifugal saat menikung, maupun gaya-gaya eksternal seperti angin dari samping. Sumbu guling dari kendaraan dikenal pula dengan *roll center*. Ketinggian *roll center* dari tanah dipengaruhi oleh jenis dan konfigurasi sistem suspensi, dimana *roll center* kendaraan selalu terletak di garis tengah (*centerline*) kendaraan yang membagi sisi kanan dan kiri secara simetris. Ilustrasi letak *roll center* maupun *instantaneous roll center* digambarkan pada gambar (2.6).

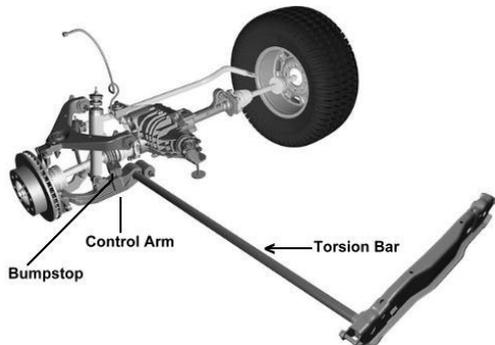
Posisi *roll center* juga dapat diketahui tanpa analisa geometri seperti pada gambar (2.6), yaitu dengan menggunakan metode observasi. Penentuan posisi roll center dengan metode ini memerlukan papan transparan (baik kaca maupun plastik akrilik) yang tertempel pada badan kendaraan dan pada sumbu acuan yang

diam. Pada kedua papan digambar garis lurus putus-putus, kemudian kendaraan didorong dari samping sehingga badan kendaraan sedikit miring. Garis yang berada pada papan yang tertempel di badan kendaraan akan miring relatif terhadap garis yang berada pada sumbu acuan yang diam. Titik dimana kedua garis ini berhimpit saat kendaraan didorong dari samping hingga miring merupakan letak dari *roll center*. Gambar (2.7) berikut mengilustrasikan sistem suspensi yang digunakan pada Panser Anoa 6x6 APC.

Berdasarkan observasi langsung dan data yang disadur dari spesifikasi teknis kendaraan, Panser Anoa APC 6x6 menggunakan sistem suspensi *double wishbone* yang dibentuk khusus untuk penggunaan pegas bertipe batang puntir yang terpasang secara longitudinal (*longitudinally mounted torsion bar*).



Gambar 2.6 Posisi dari *roll center* dan *instantaneous roll center* pada sistem suspensi *double wishbone*



Gambar 2.7 Ilustrasi rancang bangun sistem suspensi *double wishbone* dengan *longitudinally mounted torsion bar*

2.2.4 Perilaku Arah dan Dinamika Kendaraan Berbelok

2.2.4.1 Perilaku Berbelok *Ackermann* dan Perilaku Netral

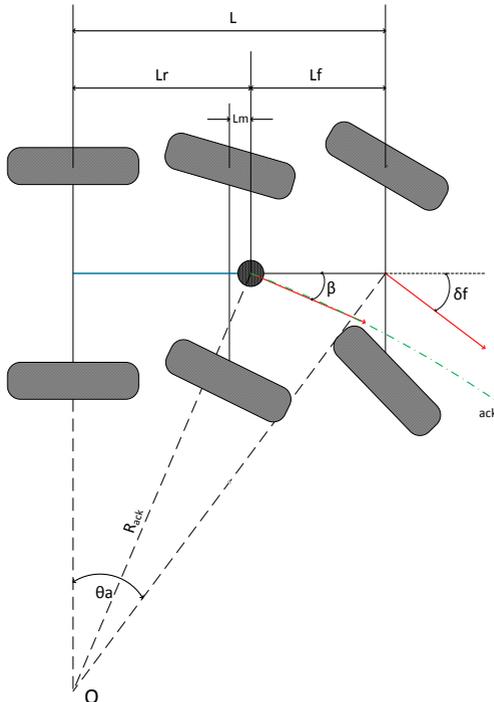
Perilaku belok *Ackermann* merupakan kondisi berbelok ideal dari suatu kendaraan dimana fenomena slip dan sudut slip yang terjadi saat berbelok tidak diperhitungkan. Kondisi *Ackermann* dapat dijumpai hanya pada kendaraan yang berbelok pada kecepatan rendah dengan radius belok yang cukup besar, seperti saat melakukan manuver parkir. Kondisi berbelok *Ackermann* pada kendaraan 6 roda dilustrasikan pada gambar (2.8) sebagai berikut.

Dimana pada gambar (2.8) O adalah pusat sumbu putar sesaat, R_{ack} adalah radius belok *Ackermann* θ_i adalah sudut belok ideal, β adalah sudut slide *slip* kendaraan, δ_f° adalah sudut steer rata-rata roda depan, L_f adalah jarak pusat massa kendaraan terhadap sumbu roda depan, L_m adalah jarak pusat massa kendaraan terhadap sumbu roda tengah, dan L_r jarak pusat massa kendaraan terhadap sumbu roda belakang.

Besarnya radius belok ideal (*Ackermann*) dalam derajat secara sederhana dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$R_{\text{ack}} = \frac{L}{\delta_f^\circ} 57,29 \quad (2.17)$$

Apabila titik berat kendaraan berada didepan sumbu tengah, maka sudut *side slip* kendaraan (β) dengan menggunakan persamaan trigonometri pada persamaan (2.18) berikut:



Gambar 2.8 Kinematika berbelok kendaraan 6 roda pada kondisi *Ackermann* ^[5]

Dimana θ_n° adalah sudut belok nyata, R_n adalah radius belok nyata, α_f° adalah sudut *slip* rata-rata ban roda depan $\left(\frac{\alpha_3 + \alpha_6}{2}\right)$, α_r° adalah sudut *slip* rata-rata roda belakang $\left(\frac{\alpha_1 + \alpha_4}{2}\right)$, dan O adalah pusat belok nyata kendaraan.

Berdasarkan gambar (2.7), perumusan untuk radius belok nyata dan besarnya sudut belok nyata dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$R_n = \frac{L}{\theta_n} 57,29 \quad (2.20)$$

$$\theta_n^\circ = \delta_f^\circ + \alpha_r^\circ - \alpha_f^\circ \quad (2.21)$$

Dengan memasukkan kondisi netral dimana $\alpha_r = \alpha_f$, maka akan didapatkan $\theta_n = \delta_f$. Dari persamaan (2.14) dapat diketahui besarnya radius belok nyata kendaraan dengan persamaan sebagai berikut:

$$R_n = \frac{L}{\delta_f^\circ + \alpha_r^\circ - \alpha_f^\circ} 57,29 \quad (2.22)$$

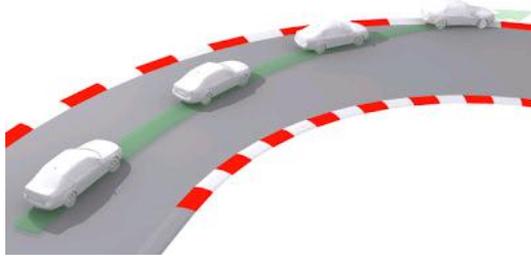
Pada kondisi netral, persamaan (2.22) tersebut menjadi:

$$R_n = \frac{L}{\delta_f^\circ} 57,29 \quad (2.23)$$

2.2.4.2 Perilaku Berbelok *Understeer*

Perilaku *understeer* merupakan kondisi dimana kendaraan berbelok kurang dari input setir dan arah belok yang diinginkan pengemudi. Kondisi tersebut membuat kendaraan berbelok dengan radius yang lebih besar dari seharusnya, sehingga membutuhkan sudut belok (δ_f°) yang lebih besar untuk radius belok tertentu. Perilaku *understeer* yang diilustrasikan pada gambar (2.10) terjadi

pada kendaraan apabila kondisi sudut *slip* rata-rata roda depan (α_f°) lebih besar dari pada sudut *slip* rata-rata roda belakang (α_r°).



Gambar 2.10 Perilaku arah kendaraan understeer ^[1]

Mengacu pada gambar 2.10 dan analisa seperti pada kondisi kendaraan belok netral, maka didapatkan persamaan untuk kondisi *understeer* adalah sebagai berikut:

$$R_u = \frac{L}{\delta_f^\circ + \alpha_r^\circ - \alpha_f^\circ} 57,29 \quad (2.24)$$

$$R_u > R_n$$

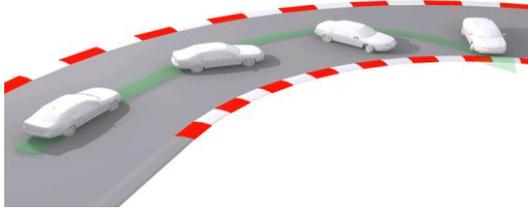
$$\alpha_r < \alpha_f$$

Mengendalikan kendaraan dengan perilaku *understeer* dilakukan dengan cara memberikan sudut setir yang lebih besar daripada yang telah dilakukan sebelumnya (koreksi *steering* dengan *trial-and-error*).

2.2.4.3 Perilaku Berbelok *Oversteer*

Perilaku *oversteer* merupakan kondisi dimana kendaraan berbelok yang melebihi sudut setir yang diberikan oleh pengemudi. Pada kondisi dimana *oversteer* tidak terjadi terlalu ekstrem, hal ini bisa dikoreksi dengan *trial-and-error* (mengurangi sudut setir atau membelokkan setir ke arah berlawanan). Namun apabila *oversteer* terjadi secara ekstrem, hal ini membuat kendaraan menjadi sangat sulit untuk dikendalikan dan sering mengakibatkan *lost of control*

dan menyebabkan terjadinya kecelakaan. Kondisi *oversteer* yang diilustrasikan pada gambar (2.11) terjadi pada saat sudut *slip* pada roda belakang kendaraan (α_r°) jauh lebih besar daripada sudut *slip* pada roda depan (α_f°).



Gambar 2.11 Perilaku arah kendaraan *oversteer* ^[1]

Mengacu pada gambar 2.11 dan analisa seperti pada kondisi kendaraan belok netral, maka didapatkan persamaan untuk kondisi *oversteer* adalah sebagai berikut:

$$R_o = \frac{L}{\delta_f^\circ + \alpha_r^\circ - \alpha_f^\circ} 57,29 \quad (2.25)$$

$$R_o < R_u < R_n$$

$$\alpha_r^\circ > \alpha_f^\circ$$

Kondisi *oversteer* yang tidak terlalu ekstrem (*slightly oversteer*) disukai oleh pembalap-pembalap pada ajang kompetisi, karena kondisi *oversteer* memberi keleluasaan pembalap untuk masuk dan keluar tikungan pada kecepatan tinggi tanpa harus kehilangan kendali. Namun kondisi *oversteer* yang ekstrem dapat membahayakan pengemudi karena kendaraan dapat dengan mudah kehilangan kendali.

2.2.5 Pengaruh Kekakuan Ban Terhadap Perilaku Berbelok Kendaraan

Kekakuan tekanan ban berperan langsung terhadap perilaku belok kendaraan dimana ban yang memiliki kekakuan yang baik dengan sistem suspensi yang sesuai dapat melawan terjadinya *body roll* ketika kendaraan berbelok dengan efisien. Untuk ban yang sedang berputar (*rolling*), Phillips^[1] telah melakukan pengujian tentang kekakuan ban bias dan radial untuk menentukan kekakuan ban berdasarkan tekanan yang ada didalam ban. Untuk jenis ban radial, didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$K_t = 430 + 27,9167 (P_i) \quad (2.26)$$

Dimana K_t adalah kekakuan ban dan P_i adalah tekanan ban.

2.2.6 Pengaruh Kondisi Permukaan Jalan Terhadap Perilaku Berbelok Kendaraan

Kondisi permukaan jalan memiliki peran yang penting terhadap perilaku arah kendaraan terutama dalam membantu menahan gaya-gaya longitudinal dan lateral yang terjadi pada kendaraan. Permukaan jalan dengan koefisien gesek yang baik akan membantu kestabilan saat berkendara. Berikut ini merupakan hasil studi dari J. J. Taborek mengenai koefisien adhesi rata-rata antara ban dan jalan untuk beberapa jenis permukaan jalan yang ditunjukkan oleh tabel (2.1).

Sesuai dengan prinsip dasar ilmu mekanika, besarnya gaya hambat *rolling* (R_r) yang terjadi antara permukaan jalan dengan ban kendaraan dirumuskan sebagai berikut:

$$R_r = f_r \cdot W \quad (2.27)$$

$$R_{rf} = f_r \cdot W_f \quad (2.28)$$

$$R_{rm} = f_r \cdot W_m \quad (2.29)$$

$$R_{rr} = f_r \cdot W_r \quad (2.30)$$

Tabel 2.1 Koefisien adhesi ban pada bermacam-macam jenis permukaan jalan ^[6]

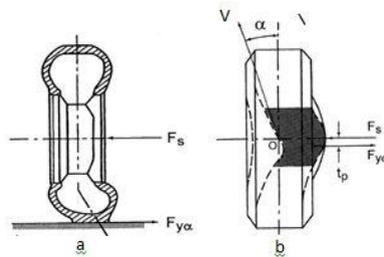
Permukaan Jalan	Koefisien Adhesi Tertinggi (μ_p)	Koefisien Adhesi Roda Lock (μ_s)
Aspal dan beton (kering)	0,8 - 0,9	0,75
Aspal (basah)	0,5 – 0,7	0,55 – 0,6
Beton (basah)	0,8	0,7
Gravel	0,6	0,55
Jalan tanah (kering)	0,68	0,65
Jalan tanah (basah)	0,55	0,4 – 0,5
Salju	0,2	0,15
Es	0,2	0,07

Dimana W adalah berat total dari kendaraan, W_f , W_m , dan W_r adalah berat kendaraan pada sumbu depan, tengah, dan belakang sedangkan f_r merupakan koefisien hambatan *rolling* antara ban dengan permukaan jalan seperti yang tertera pada tabel (2.2).

2.2.7 Mengukur Perilaku Berbelok Kendaraan

2.2.7.1 Analisa Slip

Ketika ban berputar dan tidak terjadi gaya samping yang tegak lurus dengan bidang ban, gaya tersebut akan bekerja pada arah longitudinal ban. Pada kenyatannya, akan terdapat gaya samping (lateral) yang bekerja pada pusat ban ketika kendaraan sedang berbelok. Gaya tersebut akan mengakibatkan ban mengalami deformasi lateral seperti yang diilustrasikan pada gambar (2.12) berikut.



Gambar 2.12 Mekanisme terjadinya sudut slip pada ban ^[5]

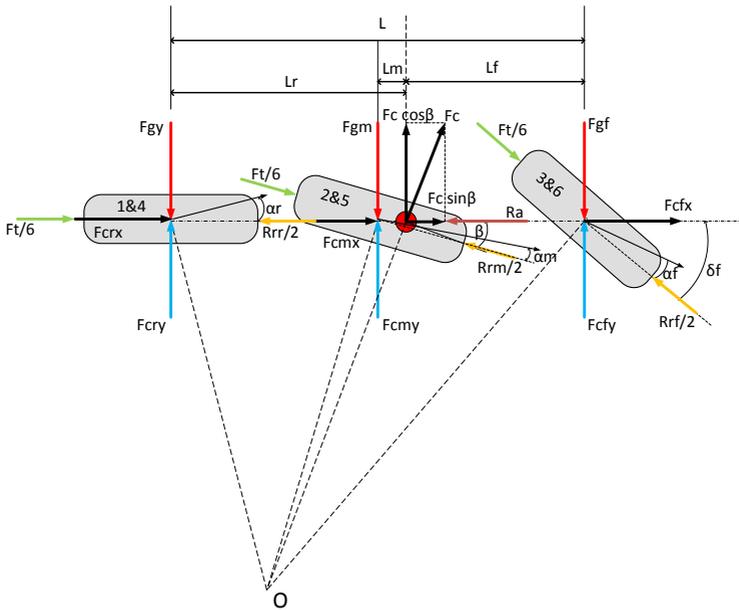
Tabel 2.2 Nilai rata-rata koefisien hambatan *rolling* untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi permukaan jalan ^[6]

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Keras/Aspal	Pasir
Kendaraan penumpang	0,015	0,08	0,3
Truk	0,012	0,06	0,25
Traktor	0,020	0,04	0,2

Deformasi yang terjadi pada ban mengakibatkan arah putaran ban mengalami pergeseran sejauh sudut α seperti yang ditunjukkan pada gambar (2.12). Sudut tersebut dinamakan sebagai sudut slip yang terjadi pada ban. Berdasarkan besarnya sudut slip yang terjadi pada ban depan dan belakang dapat diketahui perilaku arah belok dari kendaraan tersebut. Metode tersebut dikenal dengan sebutan metode analisa slip.

Untuk mengetahui perilaku arah belok kendaraan dengan metode analisa slip perlu dilakukan analisa terhadap gaya-gaya yang terjadi pada kendaraan dengan *bicycle model* sesuai sistem sumbu yang tertera pada gambar (2.13) sebagai berikut. Dengan melakukan analisa terhadap *bicycle model* kendaraan seperti pada gambar (2.14), dapat diketahui gaya-gaya yang terjadi pada ban

kendaraan yang sedang berbelok yang dirumuskan pada persamaan (2.34) hingga (2.58) dan seterusnya.



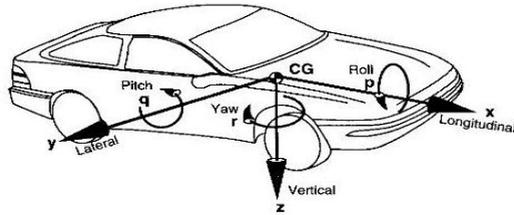
Gambar 2.13 *Free body diagram* kendaraan roda 6 saat berbelok dengan *bicycle model* ^[1]

Berdasarkan gambar tersebut didapatkan persamaan untuk menentukan sudut belok dan sudut *slip* kendaraan pada sumbu depan, tengah dan belakang sebagai berikut:

$$\alpha_f = \frac{\alpha_{f3} + \alpha_{f6}}{2} \quad (2.31)$$

$$\alpha_m = \frac{\alpha_{m2} + \alpha_{m5}}{2} \quad (2.32)$$

$$\alpha_r = \frac{\alpha_{r1} + \alpha_{r4}}{2} \quad (2.33)$$



Gambar 2.14 Sistem koordinat sumbu SAE [3]

Gaya sentrifugal yang terjadi pada kendaraan saat berbelok yaitu:

$$F_{cx} = F_c \cdot \sin \beta \quad (2.34)$$

$$\bullet F_{cfx} = \left(\frac{F_f}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cx} \quad (2.35)$$

$$\bullet F_{cmx} = \left(\frac{F_m}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cx} \quad (2.35)$$

$$\bullet F_{crx} = \left(\frac{F_r}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cx} \quad (2.36)$$

$$F_{cy} = F_c \cdot \cos \beta \quad (2.37)$$

$$\bullet F_{cfy} = \left(\frac{F_f}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cy} \quad (2.38)$$

$$\bullet F_{cmy} = \left(\frac{F_m}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cy} \quad (2.39)$$

$$\bullet F_{cry} = \left(\frac{F_r}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cy} \quad (2.40)$$

Dimana:

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (2.41)$$

Sedangkan gaya hambat aerodinamika yang terjadi pada kendaraan saat berbelok yaitu:

$$R_a = \frac{1}{2} \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot v^2 \quad (2.42)$$

$$\bullet \quad R_{af} = \left(\frac{F_f}{F}\right)_{ras} \cdot R_a \quad (2.43)$$

$$\bullet \quad R_{am} = \left(\frac{F_m}{F}\right)_{ras} \cdot R_a \quad (2.44)$$

$$\bullet \quad R_{ar} = \left(\frac{F_r}{F}\right)_{ras} \cdot R_a \quad (2.45)$$

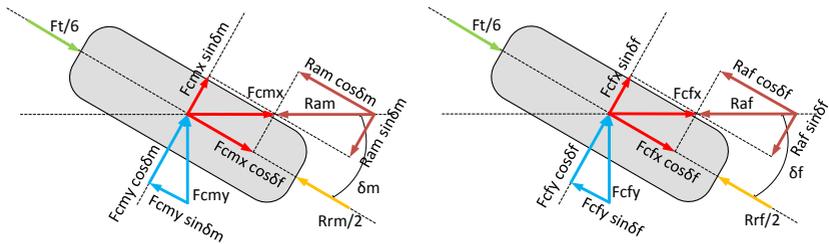
Gaya dorong kendaraan yang terjadi pada kendaraan dengan kecepatan konstan adalah sebanding dengan hambatan aerodinamis dan hambatan rolling yang terjadi, yaitu:

$$F_t = R_a + R_r \quad (2.46)$$

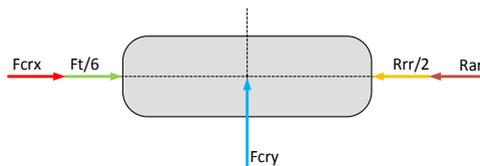
Dimana m adalah massa kendaraan, V adalah kecepatan kendaraan berbelok, R adalah Radius belok jalan, F_c adalah gaya sentrifugal yang terjadi pada kendaraan, F_{cx} adalah gaya sentrifugal yang terjadi pada kendaraan ke arah longitudinal, F_{cy} adalah gaya sentrifugal yang terjadi pada kendaraan ke arah lateral, F_{cfx} adalah gaya sentrifugal ke arah longitudinal yang terjadi pada roda depan, F_{cmx} adalah gaya sentrifugal ke arah longitudinal yang terjadi pada roda tengah, F_{crx} adalah gaya sentrifugal ke arah longitudinal yang terjadi pada roda belakang, F_{cfy} adalah gaya sentrifugal ke arah lateral yang terjadi pada roda depan, F_{cmy} adalah gaya sentrifugal ke arah lateral yang terjadi pada roda tengah, F_{cry} adalah Gaya sentrifugal ke arah lateral yang terjadi pada roda belakang, F_t adalah gaya dorong kendaraan dengan kecepatan konstan, R_a adalah gaya hambat aerodinamika kendaraan, R_{af} adalah Gaya hambat aerodinamika yang diterima oleh roda depan, R_{am} adalah gaya hambat aerodinamika yang diterima oleh roda tengah R_{ar} adalah gaya hambat aerodinamika yang diterima oleh roda belakang, R_r adalah gaya hambat *rolling* yang terjadi pada ban kendaraan, ρ adalah densitas udara pada suhu ruang, C_D adalah koefisien gaya hambat (drag) kendaraan, A_f adalah luas

frontal kendaraan, dan $(F_i/F)_{\text{ras}}$ adalah rasio gaya yang didapatkan melalui penentuan proporsi gaya.

Berikut adalah *free body diagram* dari gaya-gaya yang terjadi pada roda bagian depan dan belakang untuk menganalisa gaya-gaya yang terjadi pada tiap ban pada arah longitudinal dan lateral, seperti yang digambarkan pada gambar (2.15) dan (2.16).



Gambar 2.15 Gaya-gaya yang terjadi pada (a) roda tengah (2&5) dan (b) roda depan (3&6) kendaraan ^[1]



Gambar 2.16 Gaya-gaya yang terjadi pada roda belakang (1&4) kendaraan ^[1]

Berdasarkan *free body diagram* yang tersusun, gaya longitudinal (F_x) yang terjadi pada setiap ban adalah sebagai berikut:

$$F_{x1} = \frac{F_t}{3} + \frac{1}{2} [F_{crx} - R_{ar} - R_{rr}] \quad (2.47)$$

$$F_{x2} = \frac{F_t}{3} + \frac{1}{2} [(F_{cmx} - R_{am}) \cos \delta_m - F_{cmy} \cdot \sin \delta_m - R_{rm}] \quad (2.48)$$

$$F_{x3} = \frac{F_t}{3} + \frac{1}{2} [(F_{cfx} - R_{af}) \cos \delta_f - F_{cfy} \cdot \sin \delta_f - R_{rf}] \quad (2.49)$$

$$F_{x4} = \frac{F_t}{3} + \frac{1}{2} [F_{crx} - R_{ar} - R_{rr}] \quad (2.50)$$

$$F_{x5} = \frac{F_t}{3} + \frac{1}{2} [(F_{cmx} - R_{am}) \cos \delta_m - F_{cmy} \cdot \sin \delta_m - R_{rm}] \quad (2.51)$$

$$F_{x6} = \frac{F_t}{3} + \frac{1}{2} [(F_{cfx} - R_{af}) \cos \delta_f - F_{cfy} \cdot \sin \delta_f - R_{rf}] \quad (2.52)$$

Dan gaya lateral (F_y) yang terjadi pada setiap ban adalah sebagai berikut:

$$F_{y1} = \frac{1}{2} \cdot F_{cry} \quad (2.53)$$

$$F_{y2} = \frac{1}{2} [F_{cmy} \cdot \cos \delta_m + (F_{cmx} - R_{am}) \sin \delta_m] \quad (2.54)$$

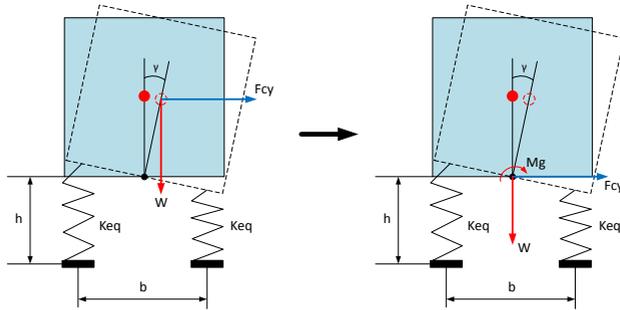
$$F_{y3} = \frac{1}{2} [F_{cfy} \cdot \cos \delta_f + (F_{cfx} - R_{af}) \sin \delta_f] \quad (2.55)$$

$$F_{y4} = \frac{1}{2} \cdot F_{cry} \quad (2.56)$$

$$F_{y5} = \frac{1}{2} [F_{cmy} \cdot \cos \delta_m + (F_{cmx} - R_{am}) \sin \delta_m] \quad (2.57)$$

$$F_{y6} = \frac{1}{2} [F_{cfy} \cdot \cos \delta_f + (F_{cfx} - R_{af}) \sin \delta_f] \quad (2.58)$$

Untuk menganalisa besarnya gaya vertikal (F_z) yang terjadi pada kendaraan belok perlu diperhatikan adanya pengaruh dari sistem suspensi dan kekakuan vertikal ban kendaraan yang dapat menimbulkan momen guling M_g dan momen angguk (*pitching*) M_p . Secara sederhana sistem suspensi yang ada pada kendaraan pada umumnya dapat dilihat pada gambar (2.18) berikut, dengan perumusan untuk kekakuan ban ekuivalen dan kekakuan *set up* ekuivalen pada persamaan (2.59) dan (2.60).



Gambar 2.17 Analisa gaya-gaya yang terjadi pada model sistem suspensi kendaraan [1]

$$K_{eq} = \frac{K_s \cdot K_{teq}}{K_s + K_{teq}} \quad (2.59)$$

$$K_{teq} = \left(\frac{tr}{b}\right)^2 \cdot K_t \quad (2.60)$$

Berdasarkan gambar (2.17) di atas dapat dirumuskan bahwa:

$$M_g = F_{cy} \cdot r_c + W \cdot \gamma \cdot r_c \quad (2.61)$$

Adanya momen guling yang terjadi pada kendaraan akan menyebabkan timbulnya momen pada sistem suspensi sebagai hubungan aksi dan reaksi maka, dengan mengoperasikan kedua ruas didapatkan:

- $M_{gf} = K_{eqf} \cdot \frac{b_f^2}{2} \cdot \gamma_f$

$$\left(\frac{F_r}{F}\right)_{ras} \cdot (F_{cy} \cdot r_c + W \cdot \gamma_f \cdot r_c) = K_{eqf} \cdot \frac{b_f^2}{2} \cdot \gamma_f$$

$$\gamma_f = \frac{\left(\frac{F_f}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cy} \cdot r_c}{K_{eqf} \cdot \frac{b_f^2}{2} - \left(\frac{F_f}{F}\right)_{ras} \cdot W \cdot r_c} \quad (2.62)$$

- $M_{gm} = K_{eqm} \cdot \frac{b_m^2}{2} \cdot \gamma_m$

$$\left(\frac{F_m}{F}\right)_{ras} \cdot (F_{cy} \cdot r_c + W \cdot \gamma_m \cdot r_c) = K_{eqm} \cdot \frac{b_m^2}{2} \cdot \gamma_m$$

$$\gamma_m = \frac{\left(\frac{F_m}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cy} \cdot r_c}{K_{eqm} \cdot \frac{b_f^2}{2} - \left(\frac{F_m}{F}\right)_{ras} \cdot W \cdot r_c} \quad (2.63)$$

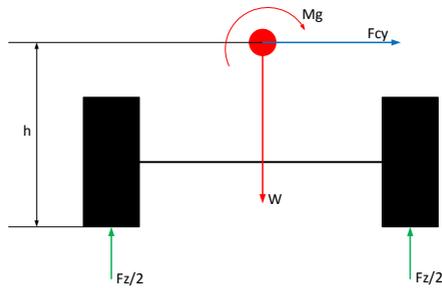
- $M_{gr} = K_{eqr} \cdot \frac{b_r^2}{2} \cdot \gamma_r$

$$\left(\frac{F_r}{F}\right)_{ras} \cdot (F_{cy} \cdot r_c + W \cdot \gamma_r \cdot r_c) = K_{eqr} \cdot \frac{b_r^2}{2} \cdot \gamma_r$$

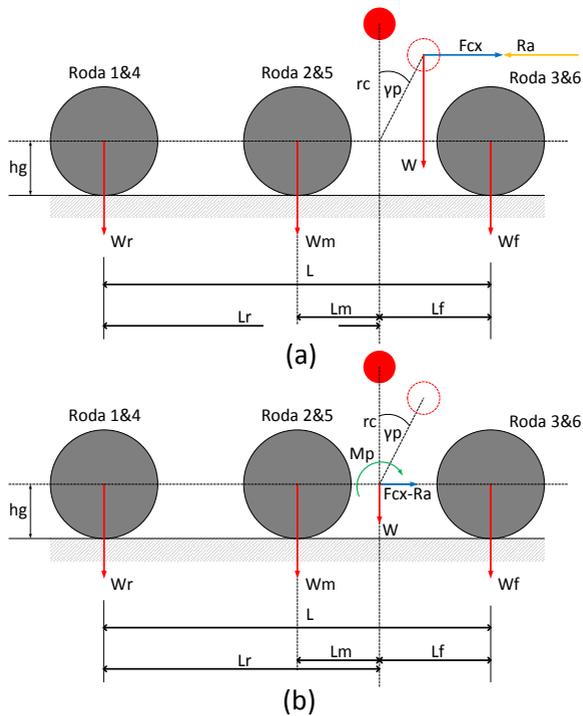
$$\gamma_r = \frac{\left(\frac{F_r}{F}\right)_{ras} \cdot F_{cy} \cdot r_c}{K_{eqr} \cdot \frac{b_r^2}{2} - \left(\frac{F_r}{F}\right)_{ras} \cdot W \cdot r_c} \quad (2.64)$$

Dimana K_s adalah kekakuan pegas suspensi, K_t adalah kekakuan ban, K_{teq} adalah kekakuan ban ekuivalen setelah dilakukan pergeseran titik kerja gaya, b adalah jarak antar pegas suspensi kanan dan kiri, tr adalah lebar *track*, M_{gf} adalah momen guling yang terjadi pada roda depan kendaraan M_{gm} adalah momen guling yang terjadi pada roda tengah kendaraan, M_{gr} adalah momen guling yang terjadi pada roda belakang kendaraan, h_f adalah tinggi pusat guling kendaraan bagian depan dengan permukaan jalan, h_m adalah tinggi pusat guling kendaraan bagian tengah dengan permukaan jalan, h_r adalah tinggi pusat guling kendaraan bagian belakang dengan permukaan jalan, r_c adalah jarak pusat massa kendaraan terhadap sumbu gulingnya, γ adalah sudut guling (*rolling*) kendaraan, γ_f adalah sudut guling (*rolling*) kendaraan pada bagian depan, γ_m adalah sudut guling (*rolling*) kendaraan pada bagian tengah, dan γ_r adalah sudut guling (*rolling*) kendaraan pada bagian belakang.

Analisa gaya vertikal (F_z) yang terjadi pada setiap roda dapat dilakukan sesuai dengan *free body diagram* pada gambar (2.18) dan (2.19) berikut.



Gambar 2.18 *Free body diagram* untuk lateral transfer load yang terjadi pada kendaraan [5]



Gambar 2. 19 *Free body diagram* untuk lateral transfer load yang terjadi pada kendaraan [5]

Berdasarkan gambar 2.19 di atas, dapat diketahui besarnya momen angguk (*pitching*) yang terjadi pada kendaraan yaitu:

$$M_p = (F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c \quad (2.65)$$

Besarnya momen angguk yang terjadi pada kendaraan harus mampu ditahan oleh momen yang diberikan oleh sistem suspensi, dimana sudut angguk yang terjadi dapat dirumuskan sebagai:

$$\gamma_p = \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c}{(2K_{eqf} \cdot L_f^2 + 2K_{eqm} \cdot L_m^2 + 2K_{eqr} \cdot L_r^2) - W \cdot r_c} \quad (2.66)$$

Berdasarkan gambar 2.18 dan 2.19 besarnya gaya vertikal yang terjadi pada setiap ban kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_{z1} = \frac{1}{2} \left(\frac{F_f}{F} \right)_{ras} \cdot W - \frac{F_{cry} \cdot h_{gr}}{t_r} - \frac{M_{gr}}{t_r} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{2L} - \frac{M_p}{2L} \quad (2.67)$$

$$F_{z2} = \frac{1}{2} \left(\frac{F_m}{F} \right)_{ras} \cdot W - \frac{F_{cfy} \cdot h_{gm}}{t_m} - \frac{M_{gm}}{t_m} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gm}}{2L} - \frac{M_p}{2L} \quad (2.68)$$

$$F_{z3} = \frac{1}{2} \left(\frac{F_r}{F} \right)_{ras} \cdot W - \frac{F_{cfy} \cdot h_{gf}}{t_f} - \frac{M_{gf}}{t_f} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{2L} + \frac{M_p}{2L} \quad (2.69)$$

$$F_{z4} = \frac{1}{2} \left(\frac{F_f}{F} \right)_{ras} \cdot W + \frac{F_{cry} \cdot h_{gr}}{t_r} + \frac{M_{gr}}{t_r} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{2L} - \frac{M_p}{2L} \quad (2.70)$$

$$F_{z5} = \frac{1}{2} \left(\frac{F_m}{F} \right)_{ras} \cdot W + \frac{F_{cfy} \cdot h_{gm}}{t_m} + \frac{M_{gm}}{t_m} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gm}}{2L} - \frac{M_p}{2L} \quad (2.71)$$

$$F_{z6} = \frac{1}{2} \left(\frac{F_r}{F} \right)_{ras} \cdot W + \frac{F_{cfy} \cdot h_{gf}}{t_f} + \frac{M_{gf}}{t_f} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{2L} + \frac{M_p}{2L} \quad (2.72)$$

Dengan demikian, besarnya gaya normal yang terjadi pada roda depan dan belakang kendaraan yaitu:

$$W_f = \frac{1}{2} \left(\frac{F_f}{F} \right)_{ras} \cdot W + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c}{L} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{L} \quad (2.73)$$

$$W_m = \frac{1}{2} \left(\frac{F_m}{F} \right)_{ras} \cdot W + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c}{L} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gm}}{L} \quad (2.74)$$

$$W_r = \frac{1}{2} \left(\frac{F_r}{F} \right)_{ras} \cdot W - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c}{L} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{L} \quad (2.75)$$

Besarnya sudut *slip* yang terjadi pada setiap roda kendaraan melalui persamaan berikut ini^[5]:

$$\alpha_i = \frac{C_{rp}}{C_{rs}} \cdot \frac{C_{rx}}{C_{ro}} [0,087935 (F_{y\alpha_i})^{0,79008} - 0,005277 (F_{z_i})] \quad (2.76)$$

Dimana α_i adalah sudut *slip* yang terjadi pada setiap ban, $F_{y\alpha_i}$ adalah gaya belok (lateral) yang terjadi pada setiap ban, F_{z_i} adalah gaya normal yang terjadi pada setiap ban, F_x adalah gaya longitudinal yang terjadi pada kendaraan, P adalah tekanan aktual ban kendaraan, dan P_s adalah tekanan standar ban kendaraan yang dipatok pada 25 Psi. Perumusan untuk nilai C_{rp} , C_{rs} , C_{rx} , dan C_{ro} dijabarkan pada persamaan (2.77) hingga (2.80) berikut.

$$C_{rp} : 3,35 + 5,30 (P) - 0,0916 (P)^2 \quad (2.77)$$

$$C_{rs} : 3,35 + 5,30 (P_s) - 0,0916 (P_s)^2 \quad (2.78)$$

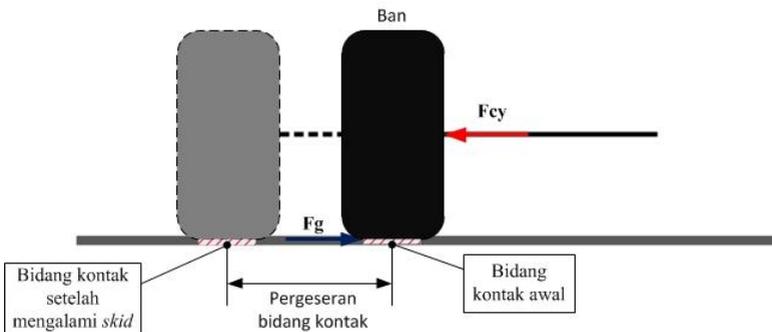
$$C_{rx} : \left[\frac{F_{y\alpha_i} + 0,107927 (F_x)}{161,1398} \right]^{\frac{1}{0,474998}} \quad (2.79)$$

$$C_{ro} : \left[\frac{F_{y\alpha_i}}{161,1398} \right]^{\frac{1}{0,474998}} \quad (2.80)$$

Hubungan antara α_f° dan α_r° menentukan perilaku kendaraan saat berbelok, dimana apabila :

- $\alpha_f > \alpha_r$, maka kendaraan akan mengalami *understeer*
- $\alpha_f = \alpha_r$, maka kendaraan mempunyai perilaku netral saat berbelok
- $\alpha_f < \alpha_r$, maka kendaraan akan mengalami *oversteer*.

2.2.7.2 Analisa Skid



Gambar 2. 20 Ilustrasi ban kendaraan ketika mengalami *skid* saat berbelok ^[1]

Pada saat kendaraan berbelok akan terjadi gaya kesamping yang dapat memungkinkan roda depan atau roda belakang mengalami *skid*. *Skid* merupakan kondisi dimana adanya pergeseran bidang kontak antara ban kendaraan dengan permukaan jalan yang disebabkan oleh gaya lateral yang terjadi ketika kendaraan berbelok sudah tidak mampu lagi ditahan oleh gaya gesek yang terjadi antara ban dengan permukaan jalan. Terjadinya *skid* diilustrasikan pada gambar (2.20) di atas. Agar kendaraan tidak mengalami *skid* maka besarnya gaya lateral yang terjadi pada roda depan (F_{cy}) dan belakang (F_{cy}) harus mampu ditahan oleh gaya gesek yang terjadi antara ban dan permukaan jalan, sehingga besarnya F_{cy} dan F_{cy} dapat dirumuskan melalui persamaan berikut:

$$F_{cfy} = W_f \cdot \mu = \mu \left(\frac{1}{2} \left(\frac{F_f}{F} \right)_{ras} \cdot W + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c}{L} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{L} \right) \quad (2.81)$$

$$F_{cmy} = W_f \cdot \mu = \mu \left(\frac{1}{2} \left(\frac{F_m}{F} \right)_{ras} \cdot W + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c}{L} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gm}}{L} \right) \quad (2.82)$$

$$F_{cry} = W_r \cdot \mu = \mu \left(\frac{1}{2} \left(\frac{F_r}{F} \right)_{ras} \cdot W - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c}{L} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{L} \right) \quad (2.83)$$

Dengan mengoperasikan ruas kanan dan kiri secara matematis maka akan didapatkan formulasi untuk mengetahui batas kecepatan maksimum *skid* roda depan (V_{sf}) dan *skid* roda belakang (V_{sr}) seperti berikut:

$$V_{sf} = \sqrt{\frac{\mu \cdot F_{ras} \cdot W}{\left(\frac{F_{ras} \cdot W \cdot \cos \beta}{g \cdot R} \right) - \mu \left(\frac{W \cdot \sin \beta}{g \cdot R} - \frac{\rho \cdot C_D \cdot A_f}{2} \right)} \left(r_c + h_{gf} + \left(\frac{W \cdot r_c^2}{2K_{eqf} \cdot L_f^2 + 2K_{eqm} \cdot L_m^2 + 2K_{eqr} \cdot L_r^2 - W \cdot r_c} \right) \right) \quad (2.84)$$

$$V_{sr} = \sqrt{\frac{\mu \cdot F_{ras} \cdot W}{\left(\frac{F_{ras} \cdot W \cdot \cos \beta}{g \cdot R} \right) + \mu \left(\frac{W \cdot \sin \beta}{g \cdot R} - \frac{\rho \cdot C_D \cdot A_f}{2} \right)} \left(r_c + h_{gf} + \left(\frac{W \cdot r_c^2}{2K_{eqf} \cdot L_f^2 + 2K_{eqm} \cdot L_m^2 + 2K_{eqr} \cdot L_r^2 - W \cdot r_c} \right) \right) \quad (2.85)$$

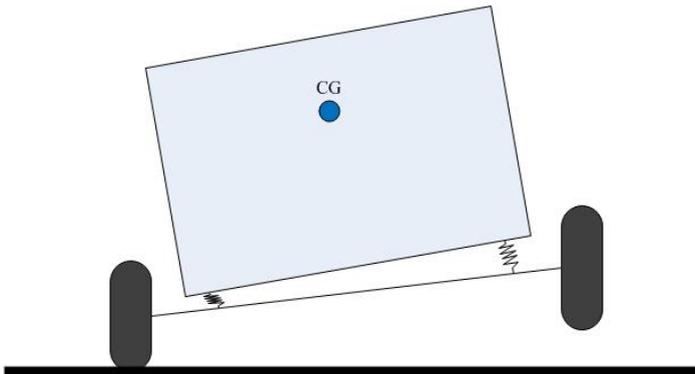
Dimana μ adalah koefisien gesek antara ban dengan permukaan jalan, V_{sf} adalah kecepatan maksimum kendaraan sebelum mengalami *skid* di roda depan, dan V_{sr} adalah kecepatan maksimum kendaraan sebelum mengalami *skid* di roda belakang.

Melalui persamaan-persamaan di atas akan diketahui beberapa perilaku kendaraan saat berbelok yaitu:

- Jika $V_{sf} < V_{sr}$, roda depan akan lebih dahulu mengalami *skid* daripada roda belakang sehingga kendaraan akan mengalami *understeer*.
- Jika $V_{sf} > V_{sr}$, roda belakang akan lebih dahulu mengalami *skid* daripada roda depan sehingga kendaraan akan mengalami *oversteer*.

2.2.7.3 Analisa Guling

Analisa guling (*rolling*) digunakan untuk mencari kondisi terangkatnya salah satu roda depan atau belakang. Kendaraan dapat dikatakan mengalami guling (*rolling*) ketika salah satu roda bagian depan atau belakang terangkat. Hal itu dapat dijumpai ketika gaya vertikal (F_z) yang terjadi pada salah satu roda terluar kendaraan yang berbelok besarnya sama dengan 0 (nol) atau bernilai negatif. Gambar (2.21) berikut mengilustrasikan fenomena *rolling* pada salah satu sisi ban kendaraan.



Gambar 2. 21 Ilustrasi kendaraan ketika mengalami *rolling* saat berbelok ^[1]

Berdasarkan persamaan (2.67) dan (2.69) dapat diketahui bahwa kendaraan akan mengalami kondisi terguling depan jika:

$$F_{z3} = 0$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{F_r}{F} \right)_{ras} \cdot W - \frac{F_{cfy} \cdot h_{gf}}{t_f} - \frac{M_{gf}}{t_f} + \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gf}}{2L} + \frac{M_p}{2L} = 0$$

Dengan mengoperasikan ruas kanan dan kiri secara matematis maka akan didapatkan formulasi untuk mengetahui batas kecepatan maksimum kendaraan terguling depan yaitu sebagai berikut:

$$V_{gf} = \sqrt{\frac{F_{f_{ras}} \cdot W \cdot t_f}{A - B}} \quad (2.86)$$

dengan

$$A = \left(\frac{2W \cdot \cos \beta}{g \cdot R} \right)$$

$$\left(F_{f_{ras}} \cdot h_{gf} + F_{f_{ras}} \cdot r_c + \frac{W \cdot r_c^2 \frac{F_{f_{ras}}^2}{F_{ras}}}{K_{eqf} \cdot \frac{b_f^2}{2} - \left(\frac{F_f}{F} \right)_{ras} \cdot W \cdot r_c} \right)$$

dan

$$B = t_f \left(\frac{W \cdot \sin \beta}{g \cdot R} - \frac{\rho \cdot C_D \cdot A_f}{2} \right)$$

$$\left(h_{gf} + r_c + \frac{W \cdot r_c^2}{2K_{eqf} \cdot L_f^2 + 2K_{eqm} \cdot L_m^2 + 2K_{eqr} \cdot L_r^2 - W \cdot r_c} \right)$$

Dengan metode yang sama maka dapat diketahui pula bahwa kendaraan akan mengalami kondisi terguling belakang jika:

$$F_{z1} = 0$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{F_f}{F} \right)_{ras} \cdot W - \frac{F_{cry} \cdot h_{gr}}{t_r} - \frac{M_{gr}}{t_r} - \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot h_{gr}}{2L} - \frac{M_p}{2L} = 0$$

Sehingga;

$$V_{gr} = \sqrt{\frac{F_{r_{ras}} \cdot W \cdot t_r}{A+B}} \quad (2.87)$$

dengan

$$A = \left(\frac{2W \cdot \cos \beta}{g \cdot R} \right) \left(F_{r_{ras}} \cdot h_{gr} + F_{r_{ras}} \cdot r_c + \frac{W \cdot r_c^2 \cdot \frac{F_{r_{ras}}}{F_{ras}}}{K_{eqr} \cdot \frac{b_r^2}{2} - \left(\frac{F_r}{F} \right)_{ras} \cdot W \cdot r_c} \right)$$

dan

$$B = t_r \left(\frac{W \cdot \sin \beta}{g \cdot R} - \frac{\rho \cdot C_D \cdot A_f}{2} \right) \left(h_{gr} + r_c \frac{W \cdot r_c^2}{2K_{eqf} \cdot L_f^2 + 2K_{eqm} \cdot L_m^2 + 2K_{eqr} \cdot L_r^2 - W \cdot r_c} \right)$$

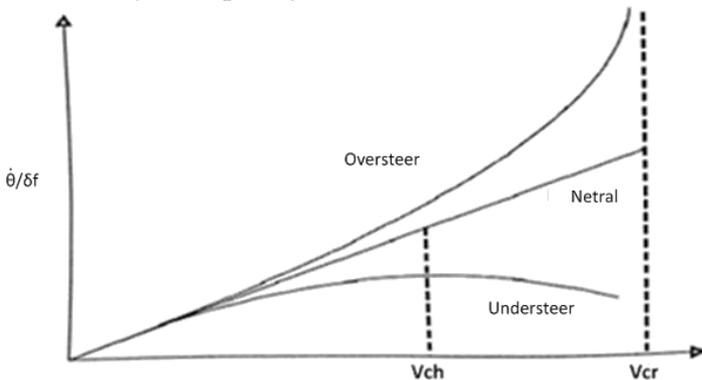
Dimana V_{gf} adalah kecepatan maksimum kendaraan sebelum roda depan terguling dan V_{gr} adalah kecepatan maksimum kendaraan sebelum roda belakang terguling.

Melalui persamaan-persamaan di atas akan diketahui beberapa perilaku kendaraan saat berbelok yaitu:

- Jika $V_{gf} < V_{gr}$, salah satu roda depan akan lebih dahulu terangkat daripada roda belakang sehingga kendaraan akan mengalami *understeer*.
- Jika $V_{gf} > V_{gr}$, salah satu roda belakang akan lebih dahulu terangkat daripada roda depan sehingga kendaraan akan mengalami *oversteer*.

2.2.7.4 Penentuan Perilaku Berbelok Kendaraan Berdasarkan *Understeer Index*

Penentuan perilaku arah kendaraan saat berbelok dapat menggunakan metode penentuan besarnya *understeer index* (K_{US}). Jika nilai $K_{US} = 0$ maka kendaraan memiliki perilaku netral, jika K_{US} bernilai positif maka kendaraan berperilaku *understeer*, dan jika K_{US} bernilai negatif maka kendaraan berperilaku *oversteer*. Grafik dari nilai indeks K_{US} pada kondisi *understeer* maupun *oversteer* ditunjukkan pada gambar (2.22) berikut.



Gambar 2.22 Grafik nilai K_{US} [5]

Berdasarkan persamaan (2.15), persamaan sudut belok roda depan kendaraan yaitu:

$$\delta_f^\circ = \frac{(L_f + L_r)}{R} 57,29 + \alpha_f^\circ - \alpha_r^\circ \quad (2.88)$$

Besarnya sudut *slip* pada roda depan (α_f°) dan belakang (α_r°) tergantung pada gaya sentrifugal atau percepatan lateral yang terjadi. Dengan demikian:

$$\begin{aligned}
\alpha_f^\circ - \alpha_r^\circ &= K_f \frac{V^2}{g \cdot R} - K_r \frac{V^2}{g \cdot R} \\
&= (K_f - K_r) \frac{V^2}{g \cdot R} \\
&= K_{US} \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \\
K_{US} &= \frac{g \cdot R}{V^2} (\alpha_f^\circ - \alpha_r^\circ) \tag{2.89}
\end{aligned}$$

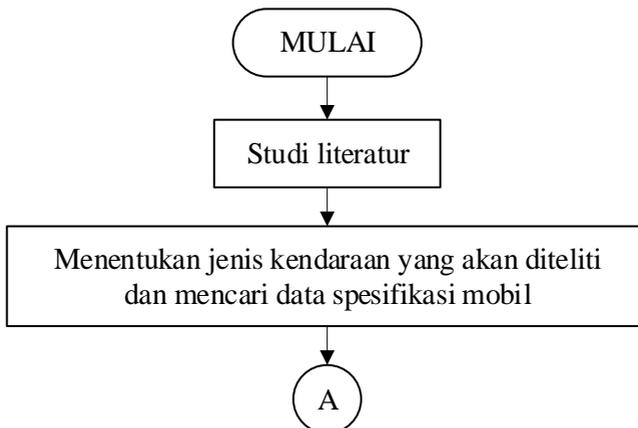
Dimana K_f dan K_r adalah konstanta kekakuan lateral roda depan dan belakang, K_{US} adalah indeks *understeer*, V adalah kecepatan kendaraan berbelok, dan g adalah percepatan gravitasi.

BAB 3 METODOLOGI

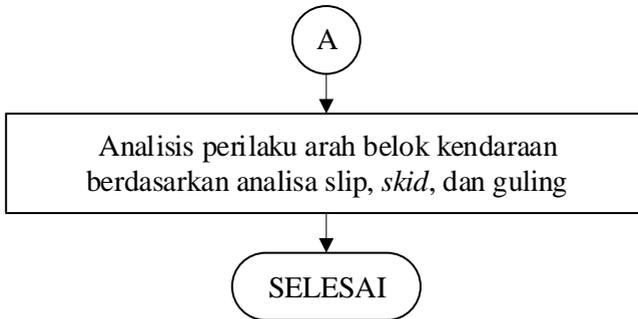
3.1 Prosedur Penelitian

Dalam pengerjaan tugas akhir ini, terdapat tiga tahapan yang akan dilakukan. Tahapan-tahapan tersebut adalah sebagai berikut, tahap pertama yakni melakukan studi literatur terhadap sumber-sumber referensi seperti: buku, jurnal, dan penelitian terdahulu tentang perilaku arah belok kendaraan pada kendaraan yang sudah ada. Tahap kedua, menentukan jenis kendaraan yang akan diteliti dan mencari data spesifikasinya. Dalam pengerjaan tugas akhir ini, kendaraan yang akan diteliti adalah kendaraan khusus militer “Anoa 6x6 APC”. Tahap ketiga yaitu melakukan analisis perilaku arah belok kendaraan tersebut berdasarkan analisa *slip*, *skid*, dan guling untuk mendapatkan besarnya sudut *slip* yang terjadi pada ban, batas kecepatan *skid* dan guling.

3.2 Flowchart Penelitian



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian



Gambar 3. 2 *Flowchart* Penelitian (Lanjutan)

3.3 Prosedur Perhitungan dan Analisis

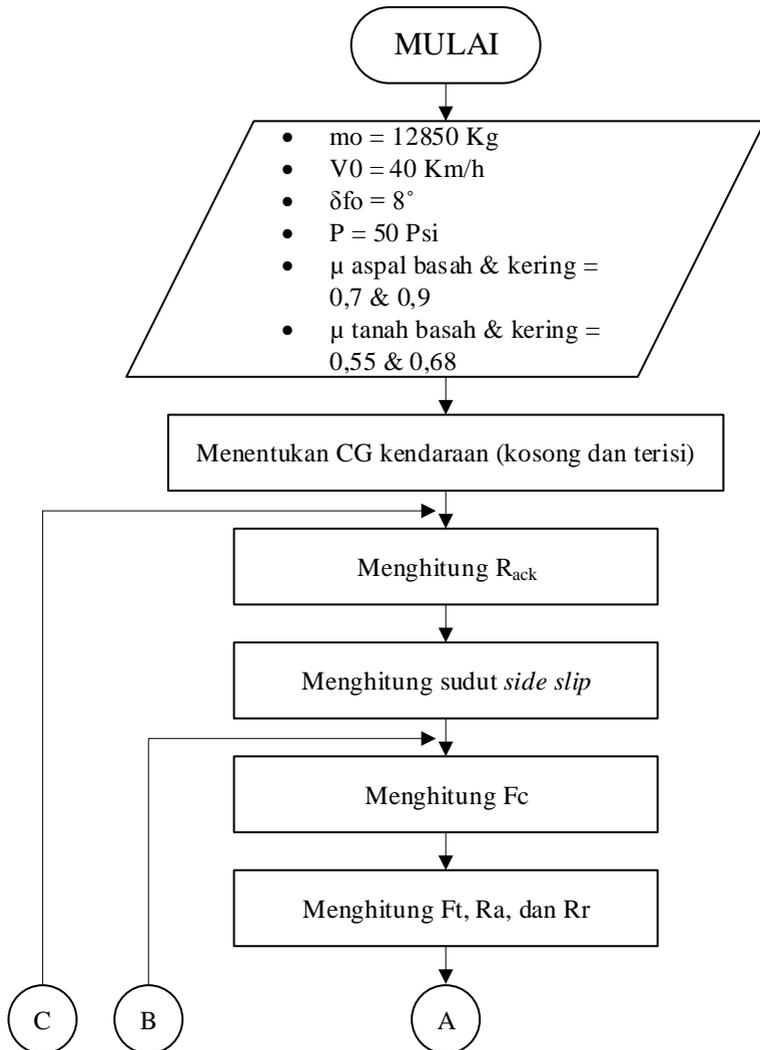
Langkah-langkah yang perlu dilakukan dalam perhitungan dan analisis perilaku arah belok dari Panser Anoa 6x6 APC ini adalah sebagai berikut:

1. Mengumpulkan data input yang akan divariasikan dalam perhitungan, seperti variasi jumlah berat penumpang, kecepatan, sudut belok kendaraan, kondisi permukaan jalan, dan tekanan ban pada kendaraan.
 - Jumlah objek penelitian adalah 12 orang (1 orang pengemudi, 1 orang *gunner*, dan 10 orang personel militer) dengan berat untuk masing-masing penumpang sebesar 70 Kg. Personel militer duduk pada posisi yang telah ditetapkan.
 - Kendaraan dioperasikan dalam keadaan *fully loaded* dengan bahan bakar, sistem senjata, amunisi, dan kelengkapan pendukung dengan bobot total 12.85 ton.
 - Kecepatan kendaraan saat belok dianggap konstan, sesuai dengan variasi yang diberikan yaitu sebesar 40, 45, 50, 55, dan 60 Km/jam.
 - Sudut belok kendaraan yang diberikan yaitu sebesar 8°; 10°; dan 12°.

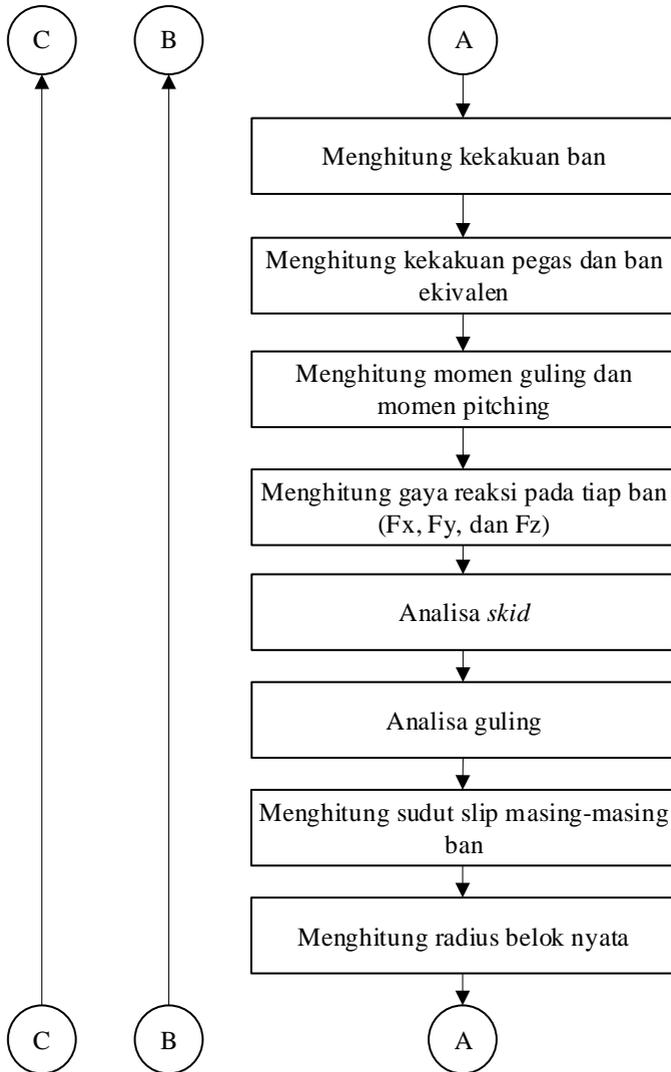
- Analisa dilakukan pada permukaan jalan aspal kering, jalan aspal basah, jalan tanah kering, dan jalan tanah basah.
 - Besarnya tekanan udara pada ban ditetapkan sebesar 50psi.
2. Mencari perubahan letak titik berat kendaraan akibat adanya penambahan berat penumpang dengan persamaan (2.1) hingga (2.16).
 3. Mencari Radius belok *ackerman* kendaraan dengan persamaan (2.17).
 4. Mencari sudut *side slip* (β) kendaraan dengan persamaan (2.19).
 5. Menghitung besarnya gaya sentrifugal (F_c) yang terjadi dengan persamaan (2.41).
 6. Menghitung gaya dorong, gaya hambat aerodinamika, dan hambatan *rolling* yang terjadi pada kendaraan dengan persamaan (2.42) dan (2.46) dimana:
 $R_r = f_r \cdot W$; untuk masing masing ban.
 7. Menghitung besarnya kekakuan masing-masing ban dengan persamaan:
 $K_t = 430 + 27,9167 (P_t)$
 8. Mencari besarnya konstanta pegas dan ban ekuivalen dengan persamaan (2.59) dan (2.60).
 9. Menghitung besarnya momen guling (M_g) dan momen *pitching* (M_p) yang terjadi pada kendaraan dengan persamaan (2.61) hingga (2.66).
 10. Menghitung gaya reaksi pada sumbu x,y dan z (F_x, F_y, F_z) yang diterima oleh masing-masing ban dengan persamaan (2.47) hingga (2.58) dan (2.67) hingga (2.72).
 11. Menghitung kecepatan maksimum kendaraan berdasarkan analisis skid dengan persamaan (2.84) dan (2.85).

12. Menghitung kecepatan maksimum kendaraan berdasarkan analisis guling dengan persamaan (2.86) dan (2.87).
13. Menghitung sudut slip pada masing-masing ban sesuai dengan persamaan (2.31) hingga (2.33)
14. Menghitung radius belok nyata kendaraan sesuai dengan persamaan (2.20)
15. Menghitung besarnya Koefisien Understeer (KUS) kendaraan sesuai dengan persamaan (2.89)
16. Menganalisis perilaku arah belok kendaraan apakah mengalami kondisi netral, *understeer* atau *oversteer*.
17. Mendapatkan *output* dari analisis perilaku arah kendaraan berupa:
 - Tabel perilaku kendaraan *understeer* atau *oversteer* dari analisis *slip*, analisis *skid*, dan analisis guling pada beberapa parameter yang divariasikan.
 - Kecepatan batas *skid* roda depan maupun roda belakang kendaraan.
 - Kecepatan batas guling roda depan maupun roda belakang kendaraan.
 - Sudut guling yang terjadi pada bagian depan dan belakang kendaraan.
 - Grafik antara nilai koefisien *understeer* dengan sudut belok rata-rata roda depan.

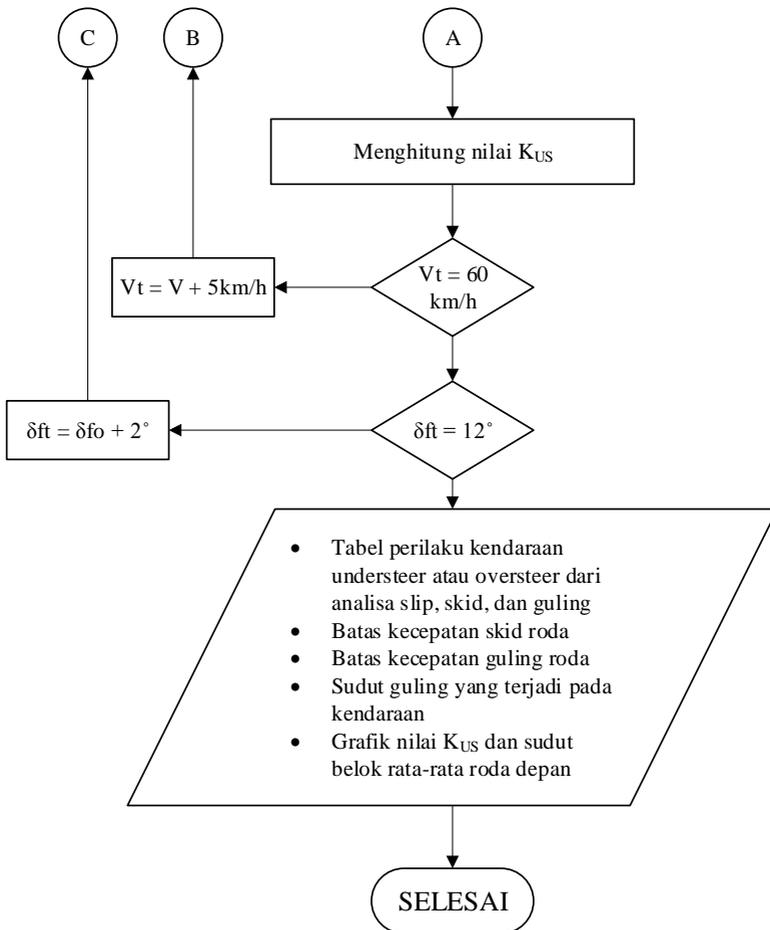
3.4 Flowchart Perhitungan dan Analisis



Gambar 3. 3 Flowchart Perhitungan dan Analisis



Gambar 3.4 Flowchart Perhitungan dan Analisis (Lanjutan)



Gambar 3.5 Flowchart Perhitungan dan Analisis (Lanjutan)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data dan Spesifikasi Kendaraan

Dalam melakukan perhitungan dan analisa tentang perilaku arah belok dari suatu kendaraan, perlu diketahui data-data spesifikasi kendaraan yang menjadi objek penelitian. Adapun spesifikasi dari Panser Anoa 6x6 APC yang menjadi objek dalam penelitian ini adalah sebagai berikut.

Tabel 4.1 Spesifikasi Panser Anoa 6x6 APC

Dimensi	
Panjang keseluruhan	6000 mm
Lebar keseluruhan	2500 mm
Jarak total sumbu roda (L)	3020 mm
Jarak antar sumbu ke sumbu berdekatan	1510 mm
Lebar pijak roda (tr)	2035 mm
Bentang titik kerja suspensi (b)	1080 mm
Radius belok minimum	<10000 mm
<i>Ground clearance</i>	400 mm
Massa Kendaraan	
Massa total (M)	12850 Kg
Massa pada sumbu depan (M_f)	5020 Kg
Massa pada sumbu tengah (M_m)	4570 Kg
Massa pada sumbu belakang (M_r)	3260 Kg

Suspensi	
Depan	<i>Independent Torsion Bar</i>
Kekakuan pegas suspensi depan dan tengah (K_f dan K_m)	290 N/mm eqv.
Kekakuan pegas suspensi belakang (K_r)	285 N/mm eqv.
Aerodinamika	
Luas frontal kendaraan (A_f)	3,1 m ²
Massa jenis angin (ρ)	1,23 Kg/m ³
Koefisien drag (C_d)	0,55
Ban	
Tipe ban	Continental HSO Sand 14.00 R20 160/157G dengan <i>runflat insert</i>
Jenis ban	Radial
Diameter <i>rims</i>	20 in
Lebar ban	400 mm

Data mengenai beberapa variasi dalam parameter operasional yang akan digunakan dalam perhitungan untuk mengetahui perilaku arah belok kendaraan adalah sebagai berikut:

- Variasi kecepatan, dengan $V_1 = 40$ Km/jam, $V_2 = 45$ Km/jam, $V_3 = 50$ Km/jam, $V_4 = 55$ Km/jam, dan $V_5 = 60$ Km/jam.
- Variasi sudut belok, dengan $\delta_{f1} = 8^\circ$; $\delta_{f2} = 10^\circ$; dan $\delta_{f3} = 12^\circ$.

- Variasi permukaan jalan, dengan nilai untuk aspal kering $\mu_{ak} = 0,9$; nilai untuk aspal basah $\mu_{ab} = 0,7$; nilai untuk tanah kering $\mu_{tk} = 0,68$; dan nilai untuk tanah basah $\mu_{tb} = 0,55$; dengan koefisien hambatan *rolling* untuk aspal $f_{ra} = 0,08$; dan untuk tanah $f_{rt} = 0,3$.

4.2 Contoh Perhitungan

Dalam contoh perhitungan yang diberikan untuk Panser Anoa 6x6 APC di bawah, parameter operasional yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Kecepatan kendaraan pada $V_1 = 40$ Km/jam.
- Sudut belok yang digunakan adalah $\delta_{fl} = 8^\circ$.
- Permukaan jalan yang diajadikan contoh analisa adalah aspal kering dengan $\mu_{ak} = 0,9$ dan $f_{ra} = 0,08$.

4.2.1 Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan

Analisa yang dilakukan pada tugas akhir ini mempertimbangkan kondisi operasional normal Panser Anoa 6x6 APC pada kondisi *combat ready*, dimana, jumlah personel yang diangkut berjumlah maksimal 12 orang. Sesuai dengan persamaan (2.4), maka letak dari titik berat Panser setelah terokupasi 12 penumpang, pada sumbu horizontal, terhitung dari sumbu belakang, adalah sebagai berikut:

$$L'_{cg} = \frac{(W_m \cdot L_{ax}) + (W_f \cdot L) - (W_{pf} \cdot L_{pf}) - (W_{pr} \cdot L_{pr})}{W_t}$$

$$L'_{cg} = \frac{(4570Kg \cdot 1,51m) + (5020Kg \cdot 3,02m) - (120Kg \cdot 3,02m) - (700Kg \cdot 0,44m)}{13690Kg}$$

Didapat bahwa nilai $L'_{cg} = 1558,09$ mm

Untuk perhitungan tinggi titik berat kendaraan, sesuai data yang disadur dari PT. Pindad (Persero), bahwa sumbu belakang

Panser Anoa 6x6 APC diangkat hingga kemiringan 7° , dimana sumbu tengah tidak lagi menapak, dan didapat bahwa nilai dari $W_{f\theta}$ adalah 8.000 Kg. Sehingga untuk analisa ketinggian titik berat, diperlukan proporsi massa yang ekuivalen apabila tumpuan yang ada hanya depan dan belakang, mengacu pada nilai L'_{cg} , sebagai berikut:

$$\Sigma M_r = W \cdot L'_{cg} - W'_f \cdot L = 0$$

$$W'_f = \frac{W_t \cdot L'_{cg}}{L} = \frac{13690Kg \cdot 1558,09mm}{3020mm}$$

$$W'_f = \frac{W_t \cdot L'_{cg}}{L} = \frac{13690Kg \cdot 1558,09mm}{3020mm}$$

Dimana didapat $W'_f = 7603,0132$ Kg dan $W'_r = 5786,9868$ Kg

Sehingga dengan mengabaikan bobot sumbu tengah, didapatkan;

$$h = \left(\frac{W_{f\theta} \cdot L - W \cdot Lr}{W \cdot \tan\theta} \right) + r$$

$$h = \left(\frac{8000Kg \cdot 3020mm - 13690Kg \cdot 1558,09mm}{13690 \cdot \tan 7^\circ} \right) + 565mm$$

Dimana didapat $h = 592,04$ mm.

4.2.2 Perhitungan Radius Belok Ideal Ackermann dan Sudut Side Slip Kendaraan

Sesuai dengan persamaan (2.17) maka:

$$R_{ack} = \frac{L}{\delta_f^\circ} 57,29$$

$$R_{ack} = \frac{3020mm}{8^\circ} 57,29$$

$$R_{ack} = 21,627$$

dan persamaan (2.18):

$$\sin \beta = \frac{L_r}{R_{ack}}$$

$$\beta = \arcsin \frac{1,55809m}{21,627m}$$

$$\beta = 4,131^\circ$$

4.2.3 Perhitungan Rasio Gaya-Gaya sesuai Metode Superposisi

Sesuai dengan persamaan (2.90), maka nilai proporsi reaksi tengah untuk sebuah gaya sembarang, misal, 100 N, adalah sebagai berikut:

$$F_m = \frac{F \cdot y(3L^2 - 4y^2)}{L^3}$$

$$F_m = \frac{100 \cdot 1461,91mm(3(3020mm)^2 - 4(1461,91mm)^2)}{3020mm^3}$$

$$F_m = 99,84945$$

4.2.4 Perhitungan Gaya Sentrifugal yang Terjadi ketika Kendaraan Berbelok

Sesuai dengan persamaan (2.41):

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R}$$

$$F_c = 13690Kg \cdot \frac{(11,111m/s)^2}{21,627 m}$$

$$F_c = 78148,861N$$

Kemudian nilai gaya tersebut berdasarkan komponen-komponennya adalah:

$$F_{cx} = F_c \cdot \sin \beta$$

$$F_{cx} = 78148,861 \cdot \sin 4,131^\circ$$

$$F_{cx} = 5630,141556 \text{ N}$$

$$F_{cy} = F_c \cdot \cos \beta$$

$$F_{cy} = 78148,861 \cdot \cos 4,131^\circ$$

$$F_{cy} = 77945,82659 \text{ N}$$

4.2.5 Perhitungan Gaya Dorong, Gaya Hambat Aerodinamis, dan Gaya Hambat *Rolling*

Luas frontal pada Pada Panser Anoa 6x6 didekati dengan perhitungan luas trapesium, dimana didapatkan hasil yaitu 3,1 m². Koefisien drag dari kendaraan ini adalah 0,55, sehingga gaya hambat aerodinamis yang terjadi pada kendaraan, sesuai dengan persamaan (2.42) adalah sebagai berikut:

$$R_a = \frac{1}{2} \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot V^2$$

$$R_a = \frac{1}{2} 1,23 \cdot 0,55 \cdot 3,1 \cdot (11,111)^2$$

$$R_a = 129,453 \text{ N}$$

Dan sesuai dengan persamaan (2.27),

$$R_r = f_r \cdot W$$

$$R_r = 0,08 \cdot 134298,9$$

$$R_r = 10743,91 \text{ N}$$

Sehingga gaya dorong yang diperlukan sesuai dengan persamaan (2.46) adalah,

$$F_t = R_a + R_r$$

$$F_t = 129,453 + 10743,91$$

$$F_t = 10873,73 \text{ N}$$

4.2.6 Perhitungan Kekakuan Ban Kendaraan

Sesuai dengan persamaan (2.26), kekakuan ban kendaraan adalah sebagai berikut:

$$K_t = 430 + 27,9167 (P_1)$$

$$K_t = 430 + 27,9167 (100 \text{ Psi})$$

$$K_t = 3221,67 \text{ lb/in} \approx 403117,9021 \text{ N/m}$$

4.2.7 Perhitungan Kekakuan Pegas dan Ban Ekuivalen

Sesuai dengan persamaan (2.60), kekakuan ekuivalen ban adalah:

$$K_{teq} = \left(\frac{tr}{b}\right)^2 \cdot K_t$$

$$K_{teq} = \left(\frac{1261\text{mm}}{2035\text{mm}}\right)^2 \cdot 403117,9021 \text{ N/m}$$

$$K_{teq} = 154786,6251 \text{ N/m}$$

Sehingga sesuai dengan persamaan (2.59), didapat bahwa nilai untuk sumbu depan dan belakang:

$$K_{eqf} = \frac{K_s \cdot K_{teq}}{K_s + K_{teq}}$$

$$K_{eqf} = \frac{290000 \cdot 154786,6251 \text{ N/m}}{290000 + 154786,6251}$$

$$K_{eqf} = K_{eqm} = 100920,5735 \text{ N/m}$$

dan untuk nilai sumbu belakang:

$$K_{eqf} = \frac{285000 \cdot 154786,6251 \text{ N/m}}{285000 + 154786,6251}$$

$$K_{eqf} = 100308,1623 \text{ N/m}$$

4.2.8 Perhitungan Sudut dan Momen Angguk (*Pitching*) yang Terjadi pada Kendaraan

Sesuai dengan persamaan (2.66), sudut angguk yang terjadi pada kendaraan adalah:

$$\gamma_p = \frac{(F_{cx} - R_a) \cdot r_c}{(2K_{eqf} \cdot L_f^2 + 2K_{eqm} \cdot L_m^2 + 2K_{eqr} \cdot L_r^2) - W \cdot r_c}$$

$$\gamma_p = \frac{(5630,141556 - 129,453) \cdot 1683,42}{(2 \cdot 100920,5735 \cdot 1461,91^2 + 2 \cdot 100920,5735 \cdot 48,09^2 + 2 \cdot 100308,1623 \cdot 1558,09^2) - 134298,9 \cdot 1683,42}$$

$$\gamma_p = 1,00801 \cdot 10^{-5} \text{ rad} = 0,000577549^\circ$$

Sehingga momen angguk yang terjadi adalah:

$$M_p = (F_{cx} - R_a) \cdot r_c + W \cdot \gamma_p \cdot r_c$$

$$M_p = (5630,141556 - 129,453) \cdot 1683,42 + 134298,9 \cdot 1,00801 \cdot 10^{-5} \cdot 1683,42$$

$$M_p = 9262,24803 \text{ Nm}$$

4.3 Analisa Perilaku Arah Belok Kendaraan

Pada analisa perilaku arah belok Panser Anoa 6x6 APC ini, analisa dilakukan dengan mempertimbangkan sudut slip yang terjadi pada tiap-tiap ban, indeks *understeer*, analisa skid, dan analisa guling. Turut dianalisa juga besarnya sudut belok yang dibutuhkan tiap-tiap roda juga.

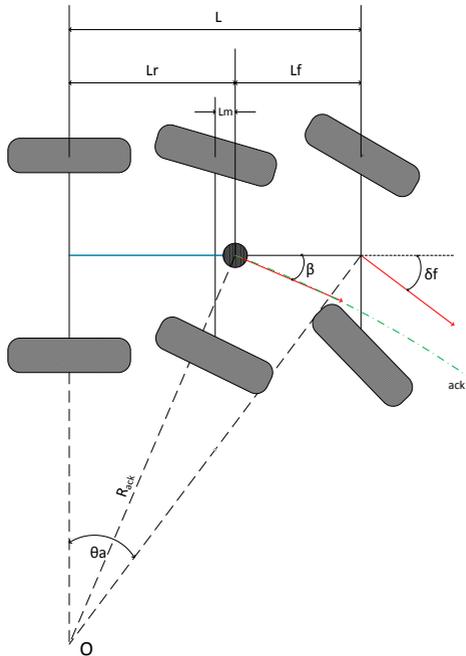
4.3.1 Sudut Belok *Ackerman* Optimal pada Tiap-tiap Roda

Untuk mencapai gerak berbelok yang optimum dari suatu kendaraan, diperlukan geometri *Ackermann steering* yang sesuai dengan geometri dari sasis kendaraan tersebut. Pada Panser Anoa 6x6 APC yang menggunakan 6 roda, sudut belok optimal pada tiap-tiap roda dapat ditentukan dengan persamaan-persamaan trigonometri dimana:

Untuk roda kiri depan, kanan depan, kiri tengah, dan kanan tengah, masing-masing:

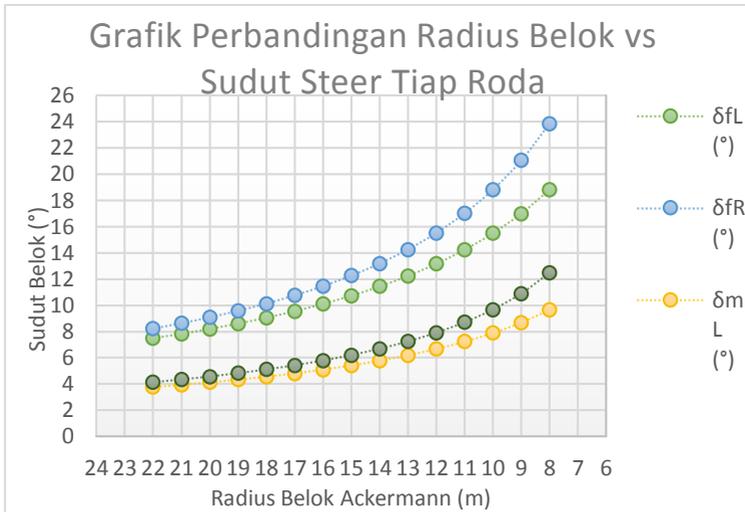
$$\delta fL = \arctan\left(\frac{L}{HrC + \frac{1}{2}tr}\right) \quad \delta fR = \arctan\left(\frac{L}{HrC - \frac{1}{2}tr}\right)$$

$$\delta mL = \arctan\left(\frac{Lax}{HrC + \frac{1}{2}tr}\right) \quad \delta mR = \arctan\left(\frac{Lax}{HrC - \frac{1}{2}tr}\right)$$



Gambar 4. 1 Kinematika berbelok kendaraan 6 roda pada kondisi *Ackermann* ^[5]

Dimana HrC adalah jarak horizontal yang terbentang dari titik pusat lingkaran belok O ke garis tengah kendaraan (setengah dari lebar *track*). Hasil yang didapat diplot pada grafik terhitung dari radius Ackermann 8m hingga 22m, sebagai berikut. Grafik (4.1) di bawah ini menyajikan data sudut belok masing-masing roda ketika berbelok ke kanan. Grafik tersebut menunjukkan bahwa, seiring menyempitnya radius Ackermann, sudut *steer* dari tiap roda akan semakin membesar, dimana hal ini sesuai dengan konsep radius putar, dimana semakin besar radius putarnya, sudut belok roda akan semakin membesar.



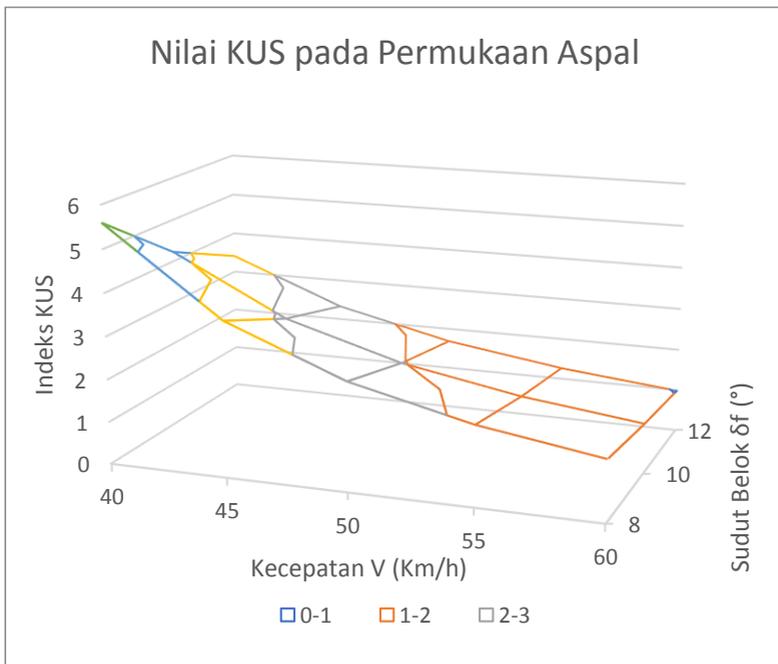
Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Radius Belok vs Sudut Steer Tiap Roda

Tabel 4.2 Nilai-nilai Sudut Steer Tiap Roda Sesuai Radius Belok

Sudut Belok Ackermann Tiap Roda					
R. Belok (m)	HrC (m)	δfL (°)	δfR (°)	δmL (°)	δmR (°)
8	7,846804741	18,81357921	23,85558581	9,667318912	12,46784611
9	8,864104278	16,99411601	21,05071071	8,688113618	10,89283348
10	9,877871463	15,49241165	18,82134303	7,890415056	9,671529369
11	10,88909292	14,23241655	17,01035616	7,227695157	8,696790093
12	11,89841774	13,16046415	15,51200071	6,668179667	7,900764055
13	12,90629089	12,23761555	14,25286012	6,189394203	7,238403053
14	13,91302787	11,4349446	13,18054705	5,774976756	6,67862794
15	14,91885869	10,73052316	12,25676651	5,412723286	6,199304137
16	15,92395506	10,10743176	11,45292358	5,093341135	5,784239728
17	16,92844779	9,552411072	10,7472617	4,809627081	5,421316322
18	17,93243834	9,054925762	10,12294925	4,555909791	5,10128362
19	18,93600657	8,606501078	9,566769888	4,327662218	4,816958133
20	19,93921625	8,200243882	9,068207101	4,121226277	4,562676343
21	20,94211891	7,83049105	8,618791934	3,933613526	4,333912777
22	21,94475666	7,49254748	8,211630162	3,762358396	4,127007753

4.3.2 Analisa Perilaku Arah Belok Kendaraan dengan Variasi Kecepatan dan Sudut Belok pada **Permukaan Jalan Aspal**

Berikut adalah gambar dari grafik nilai koefisien understeer (K_{US}) pada permukaan jalan aspal. Gambar (4.3) ini menunjukkan nilai K_{US} terhadap sudut belok yang diberikan sesuai parameter, yang dimana berbeda-beda pada tiap rentang kecepatannya.



Gambar 4.3 Grafik Perbandingan K_{US} vs δf Pada Permukaan Jalan Aspal

Terlihat pada grafik, bahwa kendaraan cenderung mengalami *understeer* pada semua rentang kecepatan dan sudut

belok yang digunakan pada penelitian. Gejala *understeer* cukup signifikan terjadi pada kecepatan 40 Km/Jam dengan sudut belok 8° . Grafik kemudian turun melandai seiring dengan meningkatnya kecepatan dan sudut belok kendaraan.

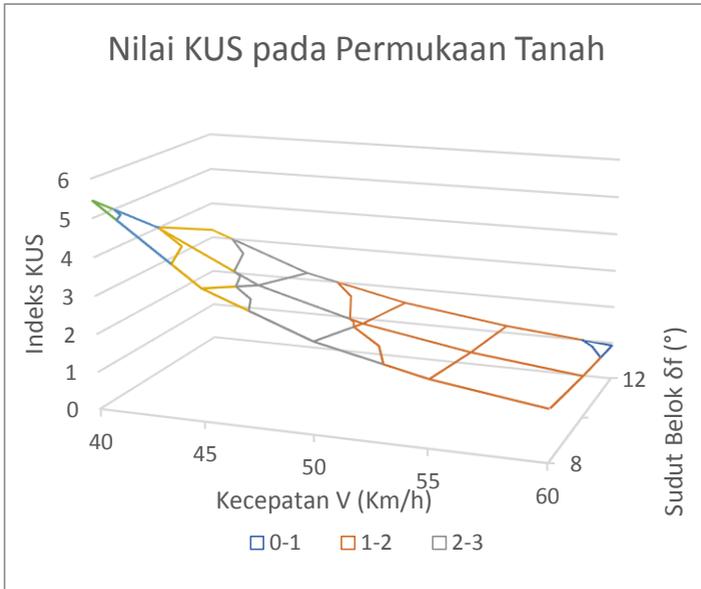
Berdasarkan grafik tersebut, dapat diketahui bahwa pada permukaan aspal, pengemudi harus mampu mengantisipasi kondisi *understeer* yang cukup signifikan pada rentang kecepatan dan sudut belok yang rendah dengan cara menambahkan input setir yang diberikan. Sementara pada rentang kecepatan tinggi, koefisien *understeer* akan berkurang sehingga karakter *handling* kendaraan akan lebih mudah diprediksi dan pengendara tidak perlu mengantisipasi kondisi *understeer* dengan terlalu signifikan.

4.3.3. Analisa Perilaku Arah Belok Kendaraan dengan Variasi Kecepatan dan Sudut Belok pada Permukaan Jalan Tanah

Berikut adalah gambar dari grafik nilai koefisien *understeer* (K_{US}) pada permukaan jalan tanah. Gambar (4.4) ini menunjukkan nilai K_{US} terhadap sudut belok yang diberikan sesuai parameter, yang dimana berbeda-beda pada tiap rentang kecepatannya.

Grafik pada gambar (4.4) menunjukkan bahwa kendaraan cenderung mengalami *understeer* pada semua rentang kecepatan dan sudut belok yang digunakan pada penelitian. Gejala *understeer* cukup signifikan terjadi pada kecepatan 40 Km/Jam dengan sudut belok 8° . Grafik kemudian turun melandai seiring dengan meningkatnya kecepatan dan sudut belok kendaraan.

Dapat diketahui bahwa pada permukaan aspal, pengemudi harus mampu mengantisipasi kondisi *understeer* yang cukup signifikan pada rentang kecepatan dan sudut belok yang rendah dengan cara menambahkan input setir yang diberikan.



Gambar 4.4 Grafik Perbandingan K_{US} vs δ_f Pada Permukaan Jalan Tanah

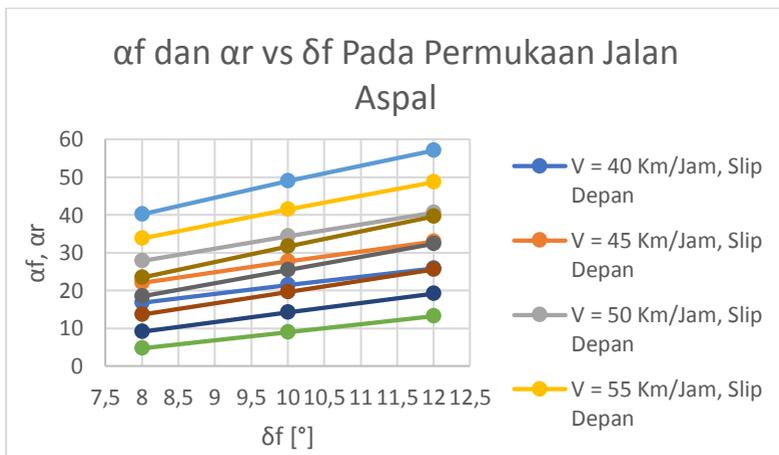
Sementara pada rentang kecepatan tinggi, koefisien *understeer* akan berkurang sehingga karakter *handling* kendaraan akan lebih mudah diprediksi dan pengemudi tidak perlu mengantisipasi kondisi *understeer* dengan terlalu signifikan. Kondisi ini mirip dengan kondisi pada jalan aspal dimana nilai indeks *understeer* akan semakin mengecil seiring semakin besarnya nilai kecepatan.

4.3.4 Analisa Nilai Sudut Slip Rata-rata Terhadap Sudut Belok dan Kecepatan Kendaraan

Berdasarkan hasil perhitungan untuk mengetahui besarnya sudut *slip* pada masing-masing ban (α_1 , α_3 , α_4 , dan α_6) didapatkan rata-rata sudut *slip* pada ban depan (α_f) dan ban belakang (α_r) pada

setiap variasi kecepatan, sudut belok, dan jenis medan yang dilalui seperti yang ditampilkan pada tabel (4.3) di halaman berikut.

Pada tabel (4.3) dan gambar (4.5) dapat diketahui bahwa besarnya sudut *slip* yang terjadi selalu bertambah besar seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan saat berbelok. Hal ini dikarenakan oleh semakin besarnya gaya sentrifugal yang terjadi pada kendaraan seiring dengan bertambahnya kecepatan saat berbelok sesuai dengan persamaan (2.41).



Gambar 4.5 Grafik Perbandingan α_f dan α_r vs δ_f Pada Permukaan Jalan Aspal

Tabel 4.3 Nilai Sudut Slip Rata-rata pada Setiap Variasi Kecepatan dan Sudut Belok Pada Permukaan Aspal dan Tanah

V	δf	α_{fa} Aspal	α_{ra} Aspal	α_{fa} Tanah	α_{ra} Tanah
[Km/Jam]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]
40	8	16,70559724	4,727916368	17,73479562	5,39296597
40	10	21,45029728	9,011586955	22,50977098	10,02311829
40	12	25,84373073	13,18861872	26,91038642	14,42035862
45	8	22,06824025	9,047000556	23,14132572	10,05028714
45	10	27,74472887	14,18433497	28,82654438	15,44004104
45	12	32,99839417	19,21828302	34,07371156	20,63424698
50	8	27,77045855	13,61274932	28,8633995	14,83353924
50	10	34,43937034	19,67704598	35,5263927	21,08614001
50	12	40,60711463	25,6385033	41,67838649	27,16684243
55	8	33,79997598	18,42888653	34,89870817	19,79306071
55	10	41,51808313	25,48775215	42,6005892	26,99465561
55	12	48,65035741	32,44288257	49,71065026	34,0398215
60	8	40,14507768	23,49430466	41,24114385	24,95425635
60	10	48,96604821	31,61135182	50,03844165	33,18055621
60	12	57,11051972	39,62309113	58,15607487	41,26086149

Sudut *slip* yang terjadi juga semakin besar seiring dengan sudut belok yang diberikan ketika kendaraan berbelok. sudut belok kendaraan yang semakin besar ini menjadikan radius belok kendaraan menjadi semakin kecil. Apabila Radius belok yang dihasilkan semakin kecil, maka gaya sentrifugal yang terjadi pada

kendaraan akan semakin besar sehingga besarnya gaya longitudinal (F_x), lateral (F_y), dan vertikal (F_z) yang terjadi pada kendaraan pun juga akan bertambah besar. Hal ini dapat mengakibatkan sudut *slip* yang terjadi pada ban akan semakin besar.

Dapat dilihat pula pada tabel 4.3 tersebut dapat diketahui bahwa dengan sudut belok yang sama namun sudut *slip* yang terjadi pada ban depan dan ban belakang Panser Anoa 6x6 APC memiliki nilai yang berbeda. Sudut *slip* yang terjadi pada permukaan jalan aspal cenderung lebih kecil daripada sudut *slip* yang terjadi pada permukaan jalan tanah. Hal ini dapat terjadi karena adanya perbedaan nilai dari koefisien hambatan *rolling* antara permukaan jalan aspal dan tanah yaitu, $f_{ra} = 0,08$; $f_{rt} = 0,3$. Nilai koefisien hambatan *rolling* dari permukaan jalan tanah inilah yang menyebabkan gaya hambat *rolling* pada ban dan permukaan jalan semakin besar sehingga gaya dorong (F_t) yang harus diberikan oleh *engine* kendaraan harus semakin besar pula. Hal itu sesuai dengan persamaan berikut,

$$F_t = R_a + R_r$$

Karena gaya dorong *engine* yang diterima oleh ban semakin meningkat maka gaya longitudinal (F_x) yang terjadi pada ban juga semakin besar. Gaya longitudinal inilah yang mempengaruhi besarnya sudut *slip* yang terjadi pada ban kendaraan. Hal itu sesuai dengan persamaan untuk nilai C_{rx} yang mana nilai dari gaya longitudinal tersebut berpengaruh pada salah satu nilai konstanta dalam menentukan besarnya sudut *slip*, yaitu

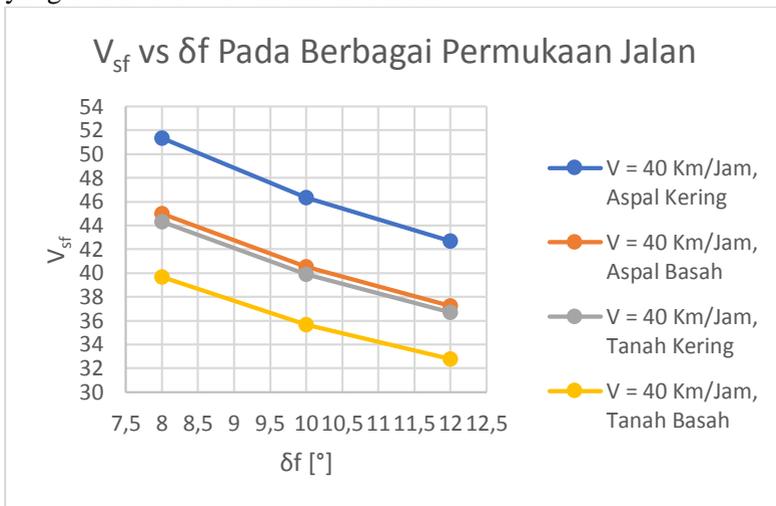
$$C_{rx} = \left[\frac{F_{y\alpha i} + 0,107927 (F_x)}{161,1398} \right]^{0,474998}$$

Melalui kedua persamaan di atas dapat diketahui bahwa semakin besar gaya longitudinal pada ban yang disebabkan oleh

besarnya koefisien hambat *rolling* permukaan jalan, maka sudut *slip* yang terjadi pada ban akan semakin besar.

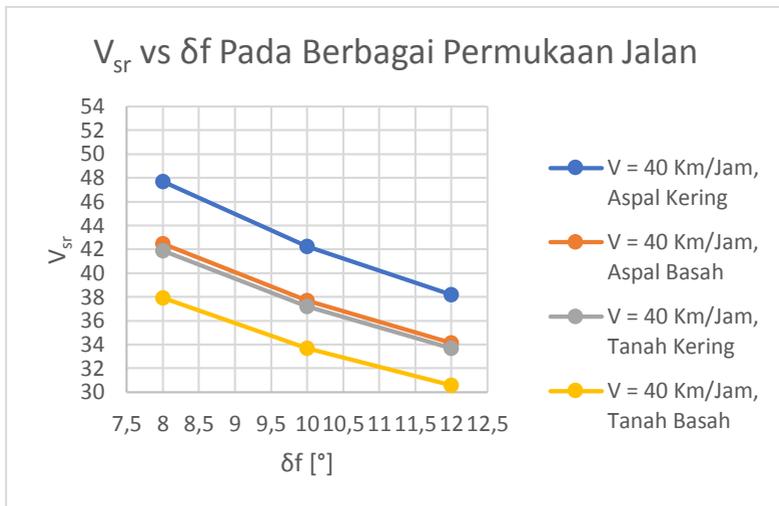
4.3.5 Analisa Kecepatan Maksimum *Skid* Perilaku Arah Belok Kendaraan

Kendaraan akan mengalami kondisi *skid* apabila besarnya gaya sentrifugal yang terjadi pada kendaraan ketika berbelok melebihi besarnya gaya gesek antara ban dan permukaan jalan yang dilalui oleh kendaraan tersebut.



Gambar 4.6 Grafik Perbandingan V_{sf} vs δ_f Pada Berbagai Permukaan Jalan pada kecepatan 40 km/jam

Berdasarkan hasil perhitungan telah didapatkan besarnya batas kecepatan maksimum kendaraan agar tidak mengalami *skid* pada roda depan maupun belakang. Gambar (4.6) dan (4.7) adalah grafik yang menunjukkan V_{sf} vs δ_f° dan V_{sr} vs δ_f° untuk setiap kondisi permukaan jalan yang dilalui oleh kendaraan pada kecepatan 40 Km/Jam.



Gambar 4.7 Grafik Perbandingan V_{sr} vs δf Pada Berbagai Permukaan Jalan pada kecepatan 40 km/jam

Berdasarkan hasil perhitungan yang ditunjukkan oleh grafik pada gambar (4.6) dan (4.7) di atas dapat diketahui bahwa Panser Anoa 6x6 APC cenderung mengalami *oversteer* karena nilai $V_{sf} > V_{sr}$, namun tidak terlalu signifikan. Pada kedua grafik di atas juga dapat dilihat bahwa *trendline* batas kecepatan *skid* kendaraan mengalami penurunan untuk setiap penambahan sudut belok kendaraan. Hal ini menandakan bahwa semakin besar sudut belok yang diberikan maka batas kecepatan maksimum skid depan dan belakang akan semakin menurun. Pada saat kendaraan melaju di atas permukaan jalan aspal kering, kendaraan memiliki batas kecepatan maksimum *skid* yang lebih tinggi daripada melaju pada permukaan jalan yang lain. Batas kecepatan maksimum *skid* kendaraan paling kecil dijumpai ketika kendaraan melaju pada permukaan jalan tanah basah. Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada bahwa semakin besar koefisien adhesi (μ) antara

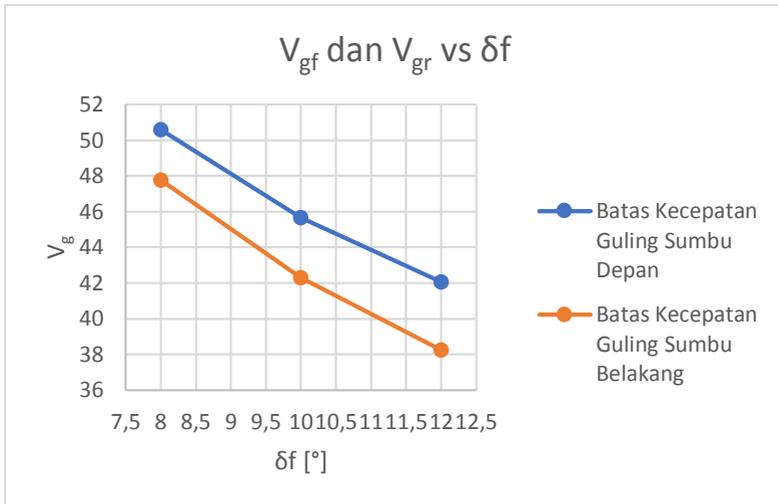
permukaan jalan dengan ban maka batas maksimum kecepatan kendaraan untuk mengalami *skid* juga akan semakin besar.

4.4. Analisa Guling Perilaku Arah Belok Kendaraan

4.4.1 Analisa Batas Kecepatan Guling Kendaraan

Kendaraan dalam kondisi kritis akan terguling karena terangkatnya salah satu atau kedua roda terluar ketika berbelok. Hal ini disebabkan oleh besarnya gaya normal yang terjadi pada ban kendaraan tidak dapat menahan berat kendaraan, dengan kata lain gaya normal yang terjadi bernilai nol atau negatif. Supaya terhindar dari kondisi kritis ini, perlu diketahui oleh pengemudi batas kecepatan maksimum agar kendaraan tidak terguling. Berdasarkan hasil perhitungan mengenai batas kecepatan maksimum guling kendaraan didapatkan grafik V_{gf} vs δ_f° dan V_{gr} vs δ_f° seperti yang ditampilkan pada gambar (4.8) berikut.

Berdasarkan hasil perhitungan batas kecepatan guling yang ditampilkan pada gambar (4.8), dapat dilihat bahwa nilai V_{gf} selalu lebih besar daripada nilai V_{gr} , dimana pada saat berbelok, salah satu roda belakang kendaraan akan terangkat terlebih dahulu sebelum salah satu roda depan mulai terangkat. Hal ini menunjukkan bahwa Panser Anoa 6x6 APC cenderung mengalami kondisi *oversteer*. Pada grafik berikut dapat dilihat bahwa *trendline* batas kecepatan guling kendaraan mengalami penurunan untuk setiap penambahan sudut belok kendaraan, dimana mengindikasikan sudut belok yang lebih tajam akan membuat kendaraan lebih mudah mengalami kondisi terangkat rodanya.



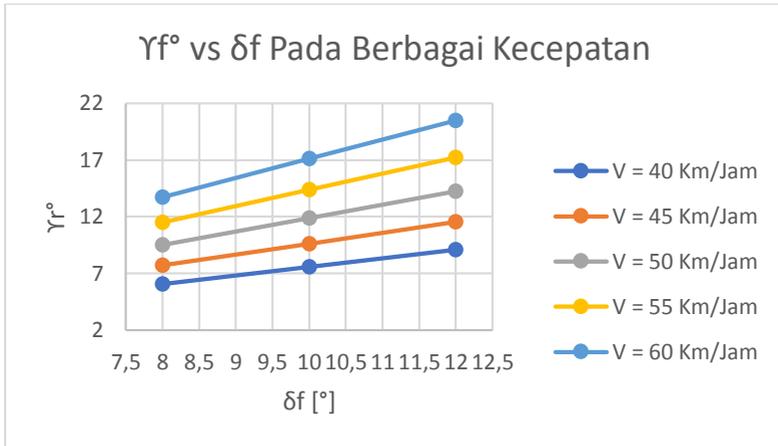
Gambar 4. 8 Grafik Perbandingan V_{sr} vs δf Pada Berbagai Permukaan Jalan

4.4.2 Analisa Besarnya Sudut Guling yang Terjadi ketika Kendaraan Berbelok

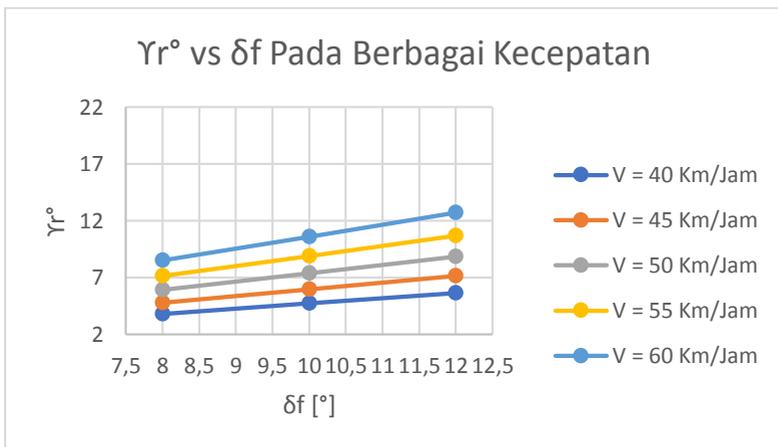
Pada saat kendaraan berbelok dengan kecepatan tertentu maka kendaraan tersebut akan mengalami kondisi *body roll* dengan sudut guling tertentu. Berdasarkan hasil perhitungan sudut guling pada bagian depan dan belakang kendaraan didapatkan grafik Y_r° Vs δ_r° dan Y_r° Vs δ_r° seperti pada gambar (4.9) dan (4.10) berikut, dapat dilihat bahwa *trendline* nilai sudut guling depan maupun belakang selalu meningkat seiring peningkatan sudut belok dan kecepatan kendaraan.

Dari kedua grafik tersebut dapat diketahui bahwa besarnya sudut guling belakang yang terjadi ketika kendaraan berbelok cenderung lebih kecil daripada sudut guling depan. Hal ini dapat terjadi karena kekakuan suspensi pada bagian depan memiliki nilai yang tidak jauh berbeda daripada nilai kekakuan suspensi

belakang, dimana seharusnya kekakuan suspensi depan sedikit lebih besar dibanding kekakuan suspensi belakang.



Gambar 4. 9 Grafik Perbandingan Υr° vs δf Pada Berbagai Kecepatan



Gambar 4. 10 Grafik Perbandingan Υr° vs δf Pada Berbagai Kecepatan

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil analisis perilaku arah belok Panser Anoa 6x6 APC menggunakan analisa *slip*, *skid*, dan guling dengan beberapa parameter operasional yang divariasikan dapat diambil beberapa kesimpulan, antara lain:

1. Kondisi belok paling baik pada Panser Anoa 6x6 APC adalah pada kondisi ketika kendaraan berbelok pada kecepatan 60 Km/Jam dengan sudut belok 12° di permukaan jalan tanah, dimana kendaraan mengalami kondisi *understeer* yang paling sedikit dan koefisien *understeer* yang bernilai positif terkecil yaitu 0,9265. Namun, selaras dengan teori, kendaraan akan lebih tidak mudah mengalami *skid* ketika melintasi jalan aspal daripada melintasi jalan tanah.
2. Sesuai dengan analisa slip dan indeks K_{US} , Panser Anoa 6x6 APC memiliki karakter *handling* yang bersifat *understeer*, dimana nilai sudut slip depan selalu lebih besar dari sudut slip belakang dan nilai indeks K_{US} selalu bernilai positif pada tiap rentang kecepatan dan sudut belok yang digunakan pada penelitian.
3. Semakin besar sudut belok yang diberikan maka kecepatan *skid* dan guling kendaraan akan semakin menurun, dimana berdasarkan analisa *skid* dapat disimpulkan bahwa Panser Anoa 6x6 APC memiliki kecenderungan untuk sedikit *oversteer* karena kecepatan *skid* depan yang nilainya sedikit lebih tinggi daripada kecepatan *skid* belakang.
4. Berdasarkan analisa guling dapat disimpulkan bahwa Panser Anoa 6x6 APC memiliki kecenderungan untuk

sedikit *oversteer* karena batas kecepatan guling roda depan yang nilainya sedikit lebih tinggi daripada batas kecepatan guling roda belakang.

5. Semakin besar sudut belok dan kecepatan yang diberikan maka besarnya sudut guling yang terjadi akan semakin meningkat. Pada kecepatan 40 Km/jam, sudut guling depan yang terjadi adalah $6,093^\circ$ untuk sudut belok 8° , $7,605^\circ$ untuk sudut belok 10° , dan $9,109^\circ$ untuk sudut belok $23,44^\circ$.

5.2 Saran

Dari hasil analisa yang telah dilakukan terdapat beberapa saran dan rekomendasi sebagai bahan rujukan untuk penelitian selanjutnya. Adapun beberapa saran tersebut antara lain,

1. Perhitungan terhadap bobot kendaraan di berbagai sumbu harus lebih akurat untuk menghindari galat-galat perhitungan selanjutnya.
2. Perlu diadakan pengembangan selanjutnya untuk nilai C_{rp} , C_{rs} , C_{rx} , dan C_{ro} yang dapat digunakan untuk kendaraan keperluan khusus seperti layaknya Panser Anoa 6X6 APC.
3. Perlu diadakannya uji terowongan angin untuk mengetahui secara pasti koefisien drag dari Panser Anoa 6X6 APC.
4. Proporsi gaya-gaya alangkah baiknya diketahui secara pasti melalui teknik-teknik yang lebih mutakhir seperti *Finite Element Analysis*

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Andriansyah, Deva. 2016. **Analisis Pengaruh Parameter Operasional dan Penggunaan Stabilizer terhadap Perilaku Arah Belok Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4)**. Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [2] K. Huh, J. Kim, J. Hong. 1999. *Handling and Driving Characteristics for Six-Wheeled Vehicle*. Seoul: School of Mechanical Engineering Hanyang University Korea.
- [3] Ledesma, Ragnar, 2006. Technical Seminar Series-Vehicle Dynamic.
<URL:<http://image.slidesharecdn.com/3dbbc3de-eba2-4e37-a30a-39e95be32a05-150310120250-conversion-gate01/95/vehicle-dynamics-18-638.jpg?cb=1426007129>>; [Accessed 29.11.15].
- [4] Gere, J.M., dan B.J. Goodno. 2013. *Mechanics of Materials, SI Edition, 8th Edition*. Boston: Cengage.
- [5] Sutantra, I Nyoman, dan Bambang Sampurno. 2010. **Teknologi Otomotif, Edisi Kedua**. Surabaya: Guna Widya.
- [6] Taborek, Jaroslav J. 1957. *Mechanics of Vehicle*. Cleveland: Penton Publishing Co.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Tabel A.1 Spesifikasi dan Parameter yang Digunakan (1)

Spesifikasi Panser Anoa 6x6 APC			
Dimensi			
Jarak antar sumbu roda depan dan belakang (L)	3020 mm		3,02 m
Jarak antar sumbu roda yang berdekatan (Lax, 1/2L)	1510 mm		1,51 m
Jarak CG ke sumbu roda depan (Lf) [loaded]	1461,91 mm		1,46 m
Jarak CG ke sumbu roda tengah (Lm) [loaded]	48,09 mm		0,05 m
Jarak CG ke sumbu roda belakang (Lr, Lcg) [loaded]	1558,09 mm		1,55809 m
Jarak CG ke sumbu roda (h-r)	1683,42 mm		1,7 m
Jarak titik berat penumpang depan dari sumbu belakang (Lpf)	3020 mm		3,02 m
Jarak titik berat penumpang belakang dari sumbu belakang (Lpr)	440 mm		0,44 m
Jarak CG ke tanah (h)	2248,42 mm		2,24842272 m
Lebar track (tr)	2035 mm		2,04 m
Jarak titik guling ke tanah (hg)	565 mm		0,57 m
Jarak sumbu guling ke CG (rc)	1683,42 mm		1,68342272 m
Jarak antara titik kerja suspensi kanan dan kiri (b)	1261 mm		1,261 m
Berat Kendaraan			
Berat kondisi kosong (W)	12850 Kg		126058,5 N
Bobot pengendara depan, belakang (Wpf, Wpr)	140 Kg		700 Kg
Berat bagian depan saat penimbangan (Wf)	5020 Kg		49246,2 N
Berat bagian tengah saat penimbangan (Wm)	4570 Kg		44831,7
Berat bagian belakang saat penimbangan (Wr)	3260 Kg		31980,6 N
Berat bagian depan saat penimbangan menukik (Wwf)	8000 Kg		78480 N
Berat bagian belakang saat penimbangan menukik (Wwr)	4850 Kg		47578,5 N

Tabel A.2 Spesifikasi dan Parameter yang Digunakan (2)

Sistem Suspensi Kendaraan			
Konstanta pegas depan (Ksf)	290000 N/m	290 N/mm	
Konstanta pegas tengah (Ksm)	290000 N/m	290 N/mm	
Konstanta pegas belakang (Ksr)	285000 N/m	285 N/mm	
Ban			
Jenis ban	Continental HSO Sand 14,00 R20 160/157G		
Diameter rim	20 in		0,51 m
Diameter roda	1130 mm		1,13 m
Jari-jari (r) roda	565 mm		0,57 m
Koefisien adhesi ban dgn aspal kering (μ_{ak})	0,9		
Koefisien adhesi ban dgn aspal basah (μ_{ab})	0,7		
Koefisien adhesi ban dgn tanah kering (μ_{tk})	0,68		
Koefisien adhesi ban dgn tanah basah (μ_{tb})	0,55		
Koef. hambatan rolling ban dengan aspal (fra)	0,08		
Koef. hambatan rolling ban dengan tanah (frt)	0,3		
Aerodinamika			
Cd Kendaraan	0,55		
Frontal area (Af)	3,1 m ²		
Massa jenis udara (p)	1,23 Kg/m ³		

Tabel A.3 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Sudut Slip

Analisa Slip							
δf	V	αfa	αra	Perilaku (a)	αft	αrt	Perilaku (t)
[°]	[Km/Jam]	[°]	[°]		[°]	[°]	
8	40	16,7056	4,727916	UNDERSTEER	17,7348	5,392966	UNDERSTEER
10	40	21,4503	9,011587	UNDERSTEER	22,50977	10,02312	UNDERSTEER
12	40	25,84373	13,18862	UNDERSTEER	26,91039	14,42036	UNDERSTEER
8	45	22,06824	9,047001	UNDERSTEER	23,14133	10,05029	UNDERSTEER
10	45	27,74473	14,18433	UNDERSTEER	28,82654	15,44004	UNDERSTEER
12	45	32,99839	19,21828	UNDERSTEER	34,07371	20,63425	UNDERSTEER
8	50	27,77046	13,61275	UNDERSTEER	28,8634	14,83354	UNDERSTEER
10	50	34,43937	19,67705	UNDERSTEER	35,52639	21,08614	UNDERSTEER
12	50	40,60711	25,6385	UNDERSTEER	41,67839	27,16684	UNDERSTEER
8	55	33,79998	18,42889	UNDERSTEER	34,89871	19,79306	UNDERSTEER
10	55	41,51808	25,48775	UNDERSTEER	42,60059	26,99466	UNDERSTEER
12	55	48,65036	32,44288	UNDERSTEER	49,71065	34,03982	UNDERSTEER
8	60	40,14508	23,4943	UNDERSTEER	41,24114	24,95426	UNDERSTEER
10	60	48,96605	31,61135	UNDERSTEER	50,03844	33,18056	UNDERSTEER
12	60	57,11052	39,62309	UNDERSTEER	58,15607	41,26086	UNDERSTEER

Tabel A.4 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Indeks *Understeer* (K_{US})

Analisa KUS							
V	δf	R. Nyata (a)	R. Nyata (t)	KUS (a)	Perilaku	KUS (t)	Perilaku
[m/s]	[°]	[m]	[m]				
11,111	8	5,87819	5,558247	5,594618	UNDERSTEER	5,450941	UNDERSTEER
11,111	10	4,276019	4,067812	4,226385	UNDERSTEER	4,036091	UNDERSTEER
11,111	12	3,390316	3,244204	3,409261	UNDERSTEER	3,219775	UNDERSTEER
12,500	8	4,423232	4,200268	3,616105	UNDERSTEER	3,452233	UNDERSTEER
12,500	10	3,331772	3,188257	2,83659	UNDERSTEER	2,679596	UNDERSTEER
12,500	12	2,69425	2,593631	2,330986	UNDERSTEER	2,188462	UNDERSTEER
13,889	8	3,503535	3,346732	2,522513	UNDERSTEER	2,387857	UNDERSTEER
13,889	10	2,698463	2,597346	2,025841	UNDERSTEER	1,907386	UNDERSTEER
13,889	12	2,211188	2,140087	1,683221	UNDERSTEER	1,579352	UNDERSTEER
15,278	8	2,872639	2,759785	1,855814	UNDERSTEER	1,752117	UNDERSTEER
15,278	10	2,246788	2,173695	1,513747	UNDERSTEER	1,425729	UNDERSTEER
15,278	12	1,858522	1,806945	1,265994	UNDERSTEER	1,190105	UNDERSTEER
16,667	8	2,415093	2,331894	1,420168	UNDERSTEER	1,341277	UNDERSTEER
16,667	10	1,910143	1,856014	1,170724	UNDERSTEER	1,104984	UNDERSTEER
16,667	12	1,591119	1,552868	0,982697	UNDERSTEER	0,926552	UNDERSTEER

Tabel A.5 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Skid Permukaan Aspal Kering dan Basah

Vsf (ak)		Vsr (ak)		Perilaku		Vsf (ab)		Vsr (ab)		Perilaku	
[m/s]	[Km/jam]	[m/s]	[Km/jam]	[m/s]	[Km/jam]	[m/s]	[Km/jam]	[m/s]	[Km/jam]	[m/s]	[Km/jam]
14,26367546948	51,34923	13,24724	47,69007	OVERSTEER	OVERSTEER	12,49259833	44,97335	11,79266	42,45359	OVERSTEER	OVERSTEER
12,87361763776	46,34502	11,72984	42,22741	OVERSTEER	OVERSTEER	11,25322220	40,5116	10,46514	37,67451	OVERSTEER	OVERSTEER
11,86213919505	42,7037	10,60473	38,17703	OVERSTEER	OVERSTEER	10,34832205	37,25396	9,481606	34,13378	OVERSTEER	OVERSTEER
14,26367546948	51,34923	13,24724	47,69007	OVERSTEER	OVERSTEER	12,49259833	44,97335	11,79266	42,45359	OVERSTEER	OVERSTEER
12,87361763776	46,34502	11,72984	42,22741	OVERSTEER	OVERSTEER	11,25322220	40,5116	10,46514	37,67451	OVERSTEER	OVERSTEER
11,86213919505	42,7037	10,60473	38,17703	OVERSTEER	OVERSTEER	10,34832205	37,25396	9,481606	34,13378	OVERSTEER	OVERSTEER
14,26367546948	51,34923	13,24724	47,69007	OVERSTEER	OVERSTEER	12,49259833	44,97335	11,79266	42,45359	OVERSTEER	OVERSTEER
12,87361763776	46,34502	11,72984	42,22741	OVERSTEER	OVERSTEER	11,25322220	40,5116	10,46514	37,67451	OVERSTEER	OVERSTEER
11,86213919505	42,7037	10,60473	38,17703	OVERSTEER	OVERSTEER	10,34832205	37,25396	9,481606	34,13378	OVERSTEER	OVERSTEER
14,26367546948	51,34923	13,24724	47,69007	OVERSTEER	OVERSTEER	12,49259833	44,97335	11,79266	42,45359	OVERSTEER	OVERSTEER
12,87361763776	46,34502	11,72984	42,22741	OVERSTEER	OVERSTEER	11,25322220	40,5116	10,46514	37,67451	OVERSTEER	OVERSTEER
11,86213919505	42,7037	10,60473	38,17703	OVERSTEER	OVERSTEER	10,34832205	37,25396	9,481606	34,13378	OVERSTEER	OVERSTEER
14,26367546948	51,34923	13,24724	47,69007	OVERSTEER	OVERSTEER	12,49259833	44,97335	11,79266	42,45359	OVERSTEER	OVERSTEER
12,87361763776	46,34502	11,72984	42,22741	OVERSTEER	OVERSTEER	11,25322220	40,5116	10,46514	37,67451	OVERSTEER	OVERSTEER
11,86213919505	42,7037	10,60473	38,17703	OVERSTEER	OVERSTEER	10,34832205	37,25396	9,481606	34,13378	OVERSTEER	OVERSTEER

Tabel A.6 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Skid Permukaan Tanah Kering dan Basah

Vsf (tk)		Vsr (tk)		Perilaku	Vsf (tb)		Vsr (tb)		Perilaku
[m/s]	[Km/jam]	[m/s]	[Km/jam]		[m/s]	[Km/jam]	[m/s]	[Km/jam]	
12,30438	44,29578	11,63396	41,88225	OVERSTEER	11,01685	39,66065	10,52783	37,90019	OVERSTEER
11,08156	39,89362	10,32665	37,17594	OVERSTEER	9,909798	35,67527	9,358888	33,692	OVERSTEER
10,18847	36,67848	9,358191	33,68949	OVERSTEER	9,099715	32,75897	8,493561	30,57682	OVERSTEER
12,30438	44,29578	11,63396	41,88225	OVERSTEER	11,01685	39,66065	10,52783	37,90019	OVERSTEER
11,08156	39,89362	10,32665	37,17594	OVERSTEER	9,909798	35,67527	9,358888	33,692	OVERSTEER
10,18847	36,67848	9,358191	33,68949	OVERSTEER	9,099715	32,75897	8,493561	30,57682	OVERSTEER
12,30438	44,29578	11,63396	41,88225	OVERSTEER	11,01685	39,66065	10,52783	37,90019	OVERSTEER
11,08156	39,89362	10,32665	37,17594	OVERSTEER	9,909798	35,67527	9,358888	33,692	OVERSTEER
10,18847	36,67848	9,358191	33,68949	OVERSTEER	9,099715	32,75897	8,493561	30,57682	OVERSTEER
12,30438	44,29578	11,63396	41,88225	OVERSTEER	11,01685	39,66065	10,52783	37,90019	OVERSTEER
11,08156	39,89362	10,32665	37,17594	OVERSTEER	9,909798	35,67527	9,358888	33,692	OVERSTEER
10,18847	36,67848	9,358191	33,68949	OVERSTEER	9,099715	32,75897	8,493561	30,57682	OVERSTEER
12,30438	44,29578	11,63396	41,88225	OVERSTEER	11,01685	39,66065	10,52783	37,90019	OVERSTEER
11,08156	39,89362	10,32665	37,17594	OVERSTEER	9,909798	35,67527	9,358888	33,692	OVERSTEER
10,18847	36,67848	9,358191	33,68949	OVERSTEER	9,099715	32,75897	8,493561	30,57682	OVERSTEER

Tabel A.7 Hasil Analisis Perilaku Belok Berdasarkan Batas Kecepatan Terjadinya *Roll* (Guling)

Analisa Guling									
A	B	Vgf		A	B	Vgr		Perilaku	
		[m/s]	[Km/jam]			[m/s]	[Km/jam]		
1731,466	99,42643	14,05584	50,60104	1090,331	99,42643	13,2663	47,75869	OVERSTEER	
2161,154	156,67	12,68297	45,65869	1360,912	156,67	11,74635	42,28687	OVERSTEER	
2588,715	226,6344	11,68355	42,06078	1630,155	226,6344	10,61935	38,22965	OVERSTEER	
1731,466	99,42643	14,05584	50,60104	1090,331	99,42643	13,2663	47,75869	OVERSTEER	
2161,154	156,67	12,68297	45,65869	1360,912	156,67	11,74635	42,28687	OVERSTEER	
2588,715	226,6344	11,68355	42,06078	1630,155	226,6344	10,61935	38,22965	OVERSTEER	
1731,466	99,42643	14,05584	50,60104	1090,331	99,42643	13,2663	47,75869	OVERSTEER	
2161,154	156,67	12,68297	45,65869	1360,912	156,67	11,74635	42,28687	OVERSTEER	
2588,715	226,6344	11,68355	42,06078	1630,155	226,6344	10,61935	38,22965	OVERSTEER	
1731,466	99,42643	14,05584	50,60104	1090,331	99,42643	13,2663	47,75869	OVERSTEER	
2161,154	156,67	12,68297	45,65869	1360,912	156,67	11,74635	42,28687	OVERSTEER	
2588,715	226,6344	11,68355	42,06078	1630,155	226,6344	10,61935	38,22965	OVERSTEER	
1731,466	99,42643	14,05584	50,60104	1090,331	99,42643	13,2663	47,75869	OVERSTEER	
2161,154	156,67	12,68297	45,65869	1360,912	156,67	11,74635	42,28687	OVERSTEER	
2588,715	226,6344	11,68355	42,06078	1630,155	226,6344	10,61935	38,22965	OVERSTEER	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari Bapak Nanang Yusmar dan Ibu Nur Khofifah yang dilahirkan di Denpasar pada tanggal 28 Oktober 1994. Jenjang pendidikan formal yang telah ditempuh oleh penulis yaitu dimulai dari TK Sudha Kumara Sidakarya pada tahun 1999, kemudian dilanjutkan di SD Negeri 4 Sesetan pada tahun 2000, SMP Negeri 6 Denpasar pada tahun 2006, dan SMA Negeri 1 Denpasar pada tahun 2009. Lulus dari SMA pada tahun 2012, penulis diterima sebagai mahasiswa di jurusan S1 Teknik Mesin FTI-ITS melalui jalur SNMPTN Tulis di tahun yang sama dan mendapatkan beasiswa BidikMisi oleh Menristekdikti. Selama menjalani masa perkuliahan, penulis aktif mengikuti beberapa kegiatan, dimana penulis pernah diberi amanah untuk menjabat sebagai ketua Mechanical Engineering English Community (MEC) untuk dua periode, yakni 2013-2014 dan 2014-2015. Selain itu, penulis juga pernah menjadi bagian dari event nasional seperti anggota sie Transportasi dan Akomodasi pada Mechanical City 2013 dan koordinator sie Transportasi pada Mechanical Competition part XI 2014. Dalam studinya di Teknik Mesin ITS, penulis mengambil bidang studi Otomotif. Penulis memiliki hobi membaca mengenai teknologi-teknologi mutakhir. Motto hidup penulis adalah *“Positivity energizes and radiates”*. Apabila ada hal yang ingin ditanyakan seputar tugas akhir ini, penulis dapat dihubungi melalui alamat E-mail dan nomor berikut.

E-mail : sanditra.muda@gmail.com
No. Telepon : 0819 3773 3133