



MAGANG INDUSTRI - VM191667

## **PERANCANGAN GEOMETRI SUSPensi *WISHBONE* MOBIL FORMULA NOGOGENI ITS TEAM**

FITRA BAGUS HENDI PRABOWO

10211710010011

Dosen Pembimbing

Rizaldy Hakim Ash Shiddieqy, ST., MT

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

2020

# **LAPORAN MAGANG INDUSTRI**

**PT. LIQUI MOLY SURABAYA**

**(NOGOGENI ITS TEAM)**



Disusun oleh,

**FITRA BAGUS HENDI PRABOWO**

**10211710010011**

**PROGRAM STUDI S1 TERAPAN TEKNOLOGI**

**KONVERSI ENERGI**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI**

**FAKULTAS VOKASI**

**INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER**

**2020**

## **LEMBAR PENGESAHAN INDUSTRI**

**Yang bertanda tangan dibawah ini**

**Nama : Lie S. Hanafi, ST**  
**NIP : -**  
**Jabatan : Divisi Marketing**

**Menerangkan bahwa mahasiswa**

**Nama : FITRA BAGUS HENDI PRABOWO**  
**NRP : 10211710010011**  
**Prodi : S1 TERAPAN TEKNOLOGI**  
**: (KONVERSI ENERGI)**

**Telah menyelesaikan Magang Industri di**

**Nama Perusahaan : PT.LIQUI MOLY**  
**Alamat Perusahaan : Blok I no 23-25, Jalan Kali Rungkut Ruko**  
**: Megah Raya Kali Rungkut, Panjang Jiwo,**  
**: Kec. Trenggilis Mejoyo, Kota SBY,**  
**: Jawa Timur (60292)**  
**Bidang : Marketing**  
**Waktu Pelaksanaan : 10 AGUSTUS – 10 DESEMBER 2020**

**Surabaya, 15 Januari 2021**



**Lie S. Hanafi S.T**

**NIP**

## LEMBAR PENGESAHAN

Laporan Magang Industri dengan Judul

### PERANCANGAN GEOMETRI SUSPENSI *WISHBONE* MOBIL FORMULA NOGOGENI ITS TEAM

Telah disetujui dan disahkan pada presentasi Laporan Magang Industri  
Fakultas Vokasi  
Surabaya  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Pada tanggal 15 Januari 2021



Dosen Pembimbing,

Rizaldy Hakim Ash Shiddieqy, ST., MT

NIP 1993201911071

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kami ucapkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas berkat dan anugerahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan Magang Industri ini. Pada kesempatan ini juga mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT, Selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri
2. Bapak Rizaldy Hakim Ash Shiddieqy, ST., MT selaku dosen pembimbing Magang Industri
3. Bapak Lie Hanafie, ST. Selaku Pembimbing magang PT. LIQUI MOLY

Laporan Magang Industri ini disusun sedemikian rupa dengan dasar ilmu perkuliahan dan juga berdasarkan pengamatan langsung di Lapangan dan juga tanya jawab dengan pembimbing PT. LIQUI MOLY

Magang Industri ini merupakan kewajiban bagi mahasiswa di Fakultas Vokasi Departemen Teknik Mesin Industri. Penulis menyadari bahwa laporan ini tidak sempurna maka dari itu penulis sangat menerima saran dan kritikan yang sifatnya membangun.

Demikian laporan Magang Industri ini dibuat, semoga laporan ini dapat bermanfaat. Atas perhatian dan waktunya penulis mengucapkan terima kasih.

Penulis

Surabaya, Januari 2021



Fitra Bagus Hendi Pabowo

NRP. 10211710010011

# PERANCANGAN GEOMETRI SUSPENSII *WISHBONE* MOBIL

## FORMULA NOGOGENI ITS *TEAM*

**Nama Mahasiswa** :Fitra Bagus Hendi Prabowo  
**NRP** :10211710010011  
**Jurusan** :Departemen Teknik Mesin Industri  
**Dosen Pembimbing** :Rizaldy Hakim, ST., MT

### **Abstrak**

Suspensi merupakan suatu system pada kendaraan yang berfungsi untuk stabilitas dan kenyamanan dari kendaraan tersebut. Selain itu suspense berguna untuk mengoptimalkan kendaraan dalam bermanufer, sehingga dapat dikatakan bhawa kendaraan yang memiliki suspense baik makan akan lebih baik dalam bermanuver.

Dalam mendesain suatu system suspense, perlu dilakukan proses awal yaitu peletakan koordinat geometri suspensi agar komponen geometri suspense dengan komponen mobil lainnya contohnya chasis tidak salag bertabrakan. Selain itu dalam merancang juga dibutuhkan proses *desain meeting* atau proses dimana seluruh tim desain berkumpul untuk menentukan pletakan komponen masing masing divisi.

Proses pereancangan geometri suspense dilakukan pada *software CAD*, dan selanjutnya dari koordinat koordinat itu kemudian di import ke excel dan selanjutany dikirim ke software simulasi supensi. Didalam software simulasi suspensi inilah geometri yang telah didesain tadi di analisa apakah hasilnya sesuai dengan apa yang diinginkan atau tidak. Jika masih belum sesuai maka akan direvisi lagi desainnya.

**Kata Kunci** : geometri suspensi, suspensi, FSAE, *formula student*.

## DESIGN SUSPENSION GEOMETRY WIIHSBONE OF FORMULA

### NOGOGENI FORMULA CAR ITS TEAM

**Nama Mahasiswa** :Fitra Bagus Hendi Prabowo  
**NRP** :10211710010011  
**Jurusan** :Departemen Teknik Mesin Industri  
**Dosen Pembimbing** :Rizaldy Hakim, ST., MT

#### ***Abstract***

*Suspension is a system on a vehicle that functions for the stability and comfort of the vehicle. In addition, suspension is useful for optimizing vehicles in maneuvering, so it can be said that vehicles that have good suspension will be better at maneuvering.*

*In designing a suspension system, it is necessary to carry out an initial process, namely laying the coordinates of the suspension geometry so that the suspension geometry components with other car components, for example the chassis do not collide. In addition, in designing, a design meeting process is also needed or a process where the entire design team gathers to determine the placement of the components of each division.*

*The suspension geometry design process is carried out in CAD software, and then the coordinates are imported into excel and then sent to the suspension simulation software. In this suspension simulation software, the geometry that has been designed is analyzed whether the results are in accordance with what is desired or not. If it is still not appropriate, the design will be revised again.*

***Keywords : geometry suspense, suspense, FSAE, formula student.***

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN INDUSTRI .....</b>	<b>ii</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>iv</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>v</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>ix</b>
<b>BAB 1 PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Profil Industri .....	1
1.1.1. PT. Liqui Moly .....	1
1.1.2. Visi Misi Perusahaan .....	2
1.1.3. Struktur Organisasi .....	3
1.1.4. Strategi Bisnis .....	3
1.1.5. Aspek Manajemen .....	3
1.2. Ruang Lingkup Magang Industri .....	4
1.2.1. Lokasi Unit Magang Industri .....	4
1.2.2. Lingkup Penugasan.....	5
1.2.3. Rencana dan Penjadwalan Kerja.....	5
1.2.4. Tujuan Magang Industri.....	5
1.3. Tujuan Magang Industri .....	6
<b>BAB 2 KAJIAN TEORITIS .....</b>	<b>8</b>
2.1. Sekilas Tentang FSAE.....	8
2.2. Teori Geometri Suspensi .....	8
2.2.1. Geometri Suspensi .....	10
2.2.2. <i>Load Transfer</i> .....	15
2.2.3. <i>Longitudinal Load Transfer</i> .....	17
2.2.4. Mekanisme Suspensi .....	23
2.3. <i>Software</i> Kinematika Suspensi.....	26
2.3.1. <i>Lotus Suspension Analysis</i> .....	26

2.3.2. Analisa Kinematika Suspensi .....	27
<b>BAB 3 AKTIVITAS KEGIATAN MAGANG INDUSTRI.....</b>	<b>34</b>
3.1. Kegiatan Magang Industri .....	34
3.1.1. Tabel <i>Timeline</i> Pengerjaan Selama Magang.....	34
3.1.2. Penjelasan Singkat dari <i>Timeline</i> Pengerjaan .....	35
3.2. <i>Rapid Prototype</i> .....	36
3.2.1. Diagram Alir Pengerjaan .....	37
3.2.2. Desain Parameter .....	39
3.2.3. Desain Geometri Suspensi .....	41
3.2.4. <i>Meeting Design</i> .....	47
3.3. Proses Simulasi Kinematika .....	49
3.3.1. Parameter Suspension .....	49
3.3.2. Koordinat Suspensi .....	49
<b>BAB 4 HASIL Pengerjaan dan Pembahasan .....</b>	<b>51</b>
4.1. Hasil Geometri Suspensi .....	51
4.2. Hasil Analisa Kinematika Suspensi .....	52
4.2.1. Parameter Anti Fitur .....	53
4.2.2. Perubahan <i>Toe Angle</i> .....	53
4.2.3. Perubahan <i>Trackwidth</i> .....	54
4.2.4. Perubahan Sudut <i>Camber</i> Ketika <i>Roll</i> .....	55
4.2.5. Perubahan Sudut <i>Camber</i> Ketika <i>Bump</i> .....	55
4.2.6. Perubahan Vertikal <i>Roll Center</i> .....	56
4.2.7. Perubahan Lateral <i>Roll Center</i> .....	57
<b>BAB 5 PENUTUP .....</b>	<b>58</b>
5.1. Kesimpulan.....	58
5.2. Saran .....	59
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>	<b>61</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>63</b>
GRAFIK ANTI <i>DIVE</i> .....	71
GRAFIK ANTI <i>SQUAT</i> .....	71
GRAFIK <i>TOE ANGLE</i> .....	72

GRAFIK <i>CAMBER ANGLE</i> .....	72
GRAFIK PERUBAHAN <i>ROLL CENTER</i> PADA SUMBU Z .....	73
GRAFIK PERUBAHAN <i>ROLL CENTER</i> PADA SUMBU Y .....	73
GRAFIK PERUBAHAN <i>TRACKWIDTH</i> .....	74

## DAFTAR TABEL

Tabel 1. <i>Timeline</i> Pengerjaan Geometri Suspensi.....	35
Tabel 2. Desain Parameter Mobil Formula Nogogeni ITS Team .....	40
Tabel 3. Tabel Konfigurasi Geometri Upright.....	51
Tabel 4. Koordinat <i>Wishbone</i> Depan .....	52
Tabel 5. Koordinat <i>Wishbone</i> Belakang.....	52

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. Konfigurasi Sudut Camber.....	10
Gambar 2. Sudut Kingpin Inclination dan Scrub Radius.....	11
Gambar 3. Konfigurasi Sudut <i>Caster</i> .....	12
Gambar 4. Konfigurasi Sudut <i>Toe</i> .....	13
Gambar 5. Geometri <i>Steering Ackerman</i> .....	14
Gambar 6. Perbedaan Radius Belok pada <i>Wheelbase</i> Pendek dan <i>Wheelbase</i> Pajang.....	16
Gambar 7. Konfigurasi Tinggi <i>Roll Center</i> .....	19
Gambar 8. Perubahan <i>Roll Axis</i> .....	20
Gambar 9. Anti <i>Dive</i> dan Anti <i>Squat</i> Geometri .....	21
Gambar 10. <i>Jacking Force</i> dan <i>Jacking Effects</i> .....	23
Gambar 11. Macam – Macam Konfigurasi Double Wishbone.....	24
Gambar 12. Mekanisme <i>Pull Rod</i> dan <i>Push Rod</i> .....	26
Gambar 13. <i>Lotus Suspension Analysis Interface</i> .....	27
Gambar 14. Anti <i>Dive</i> dan Anti <i>Squat</i> saat <i>Bump</i> Atau <i>Droop</i> [7] .....	28
Gambar 15. Perubahan <i>Toe Angle</i> saat <i>Bump</i> atau <i>Droop</i> [7] .....	29
Gambar 16. Variasi Sudut <i>Toe</i> terhadap Perubahan <i>Wheel Travel</i> [8] .....	30
Gambar 17. Perubahan <i>Trackwidth</i> saat <i>Bump</i> atau <i>Droop</i> [7].....	30
Gambar 18. Perubahan Sudut Camber Ketika <i>Bump</i> dan <i>Droop</i> [7].....	31
Gambar 19. Perubahan Sudut Camber vs <i>Wheel Travel</i> [9].....	31
Gambar 20. Perubahan Sudut <i>Toe</i> saat <i>Bump</i> dan <i>Droop</i> [10].....	32
Gambar 21. Perubahan Sudut Camber saat <i>Bump</i> dan <i>Droop</i> [10] .....	32
Gambar 22. Perubahan Tinggi <i>Roll Center</i> saat <i>Roll</i> [7].....	33
Gambar 23. Perubahan Tinggi <i>Roll Center</i> vs <i>Wheel Travel</i> [9].....	33
Gambar 24. Diagram Alir Pengerjaan.....	39
Gambar 25. Desain <i>Trackwidth</i> dan <i>Wheelbase</i> .....	42
Gambar 26. Desain <i>Velg</i> dan <i>Roda</i> .....	43
Gambar 27. Desain <i>Caster Angle</i> dan <i>Caster Trail</i> .....	44
Gambar 28. Desain <i>Kingpin Inclination Angle</i> .....	44
Gambar 29. <i>Roll Center</i> . .....	45

Gambar 30. Desain Geometri <i>Pitch Center Height</i> .....	46
Gambar 31. Desain Geometri <i>Wishbone</i> .....	47
Gambar 32. Geometri <i>Wishbone</i> dan <i>Frame</i> Tidak Berpotongan .....	48
Gambar 33. <i>Bellcrank</i> dan <i>Shock Arbsorber</i> Menabrak <i>Frame</i> .....	48
Gambar 34. Geometri Suspensi <i>Wishbone</i> dan <i>Frame</i> yang Telah Ditetapkan ....	48
Gambar 35. Pemilihan Jenis Suspensi dan <i>Steering</i> .....	49
Gambar 36. Hasil dari Koordinat Suspensi yang Telah Dimasukan.....	50
Gambar 37. Gambar Isometri dari Seluruh Koordinat Geometri Suspensi .....	50
Gambar 38. Grafik Anti Fitur Ketika <i>Bump</i> .....	53
Gambar 39. Grafik Perubahan <i>Toe Angle</i> Ketika <i>Bump</i> .....	54
Gambar 40. Grafik Perubahan <i>Trackwidth</i> Ketika <i>Bump</i> .....	54
Gambar 41. Grafik Perubahan Sudut <i>Camber</i> Ketika <i>Roll</i> .....	55
Gambar 42. Grafik Perubahan Sudut <i>Camber</i> Ketika <i>Bump</i> .....	56
Gambar 43. Grafik Perubahan Tinggi <i>Roll Center</i> Ketika <i>Roll</i> .....	56
Gambar 44. Grafik Perubahan <i>Lateral Roll Center</i> Ketika <i>Roll</i> .....	57

# BAB 1

## PENDAHULUAN

Magang Industri merupakan salah satu kurikulum pada Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember, yang diwajibkan dilaksanakan dalam rangka memenuhi salah satu persyaratan untuk dapat menyusun Tugas Sarjana.

Melalui magang industri, mahasiswa diharapkan dapat menerapkan teori-teori ilmiah yang diperoleh selama mengikuti perkuliahan untuk kemudian dapat dianalisa dan memecahkan masalah yang timbul dilapangan, serta memperoleh pengalaman yang berguna dalam mewujudkan pola kerja yang akan dihadapi nantinya setelah mahasiswa menyelesaikan studinya.

### 1.1. Profil Industri

#### 1.1.1. PT. Liqui Moly

PT Liqui Moly, adalah sebuah perusahaan asal Jerman yang menyediakan pelumas serta produk aditif yang digunakan pada kendaraan bermotor. Didirikan sejak tahun 1957 di Ulm, Liqui Moly terkenal lewat produk utama mereka oli yang telah ditambahkan zat aditif *Molibidenum Sulfida* yang diklaim mampu mencegah tingkat keausan pada ruang pembakaran yang tinggi. Saat ini, Liqui Moly telah memasarkan produknya hampir keseluruh dunia dengan lebih dari 4000 produk yakni, pelumas mesin dan roda gigi, pelumas rantai, hingga produk perawatan peralatan berkendara lainnya seperti pembersih helm. Tidak hanya itu, Liqui Moly telah menjadi salah satu sponsor untuk kompetisi balap *Formula 1* dan *Motogp*.

PT Liqui Moly juga menjalin mitra dengan salah satu tim riset di Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang bergerak dibidang otomotif, *Nogogeni ITS Team*. Liqui Moly menjadi salah satu *sponsor* yang mendukung dalam bentuk penyedia pelumasan untuk mobil hemat energi serta mobil *Formula SAE* milik *Nogogeni ITS Team*. Kerjasama

ini telah berlangsung sejak tahun 2019 dan berlanjut hingga saat ini yang berkembang tidak hanya menjadi pendukung dalam keperluan perlombaan, namun juga memberika ruang bagi mahasiswa untuk melatih kemampuan berwiraushaan, dan manajemen di PT Liqui Moly, dengan bentuk Magang Industri. Dalam program Magang Industri ini, anggota Nogogeni ITS Team diberikan pengarahaan dan praktek lapangan tentang bagaimana memanajemen sebuah usaha *service* atau *tune up* kendaraan bermotor.

### **1.1.2. Visi Misi Perusahaan**

Visi : Sebuah Merek yang Bergerak dan Dipenuhi dengan Antusiasme

Antusiasme – kekuatan pendorong di belakang semua pikiran dan tindakan kita. Dengan dedikasi dan semangat mereka, ide dan kemampuan mereka, lebih dari 800 karyawan kami telah menjadikan LIQUI MOLY seperti sekarang ini. Produsen pelumas berkualitas premium yang terkenal secara global, oli motor, zat tambahan, produk perawatan kendaraan, alat perbaikan bahan kimia, produk layanan, lem dan sealant. Merek dagang global untuk kualitas terbaik yang memenuhi pelanggan dengan antusiasme. Merek sedunia, buatan Jerman.

Nikmati manfaat dari rangkaian produk lengkap yang menawarkan segala yang dibutuhkan dengan lebih dari 4.000 produk, kami menawarkan produk yang sempurna untuk kendaraan apa pun di dunia. Baik untuk mobil, sepeda, kendaraan komersial, peralatan konstruksi, perahu atau peralatan taman. Untuk penggunaan pribadi di rumah, dalam aplikasi bengkel profesional atau untuk penggunaan industri yang efisien. Pemecah masalah kami memperpanjang masa kerja motor dan agregat dan memastikan kinerja yang sangat baik dan fungsi yang tepat selama bertahun-tahun yang akan datang. Ini adalah faktor kunci untuk meningkatkan kenikmatan berkendara Anda dan mengurangi biaya Anda untuk jangka panjang.

Bahan baku terbaik, inspeksi kualitas berkelanjutan dan kepatuhan terhadap spesifikasi tertinggi menjamin kualitas tak tertandingi dan keuntungan unik bagi Anda. Di LIQUI MOLY, Anda membeli lebih dari sekedar produk. Anda mendapatkan manfaat maksimal, disertai dengan saran pribadi, layanan komprehensif, dan fokus tak tertandingi pada pelanggan. Ini adalah misi kami. Dengan dosis akal sehat yang sehat, banyak dedikasi dan pandangan kami menetapkan satu tujuan yang jelas untuk memenuhi Anda dengan antusiasme.

### **1.1.3. Struktur Organisasi**

#### **1.1.4. Strategi Bisnis**

LIQUI MOLY membrandingkan dan mempromosikan dengan berbagai cara:

- Mensponsori TIM perlombaan MotoGP
- Event atau exhibition lainnya
- Liqui Moly showtruck (untuk event – event)
- Background di MotoGP
- MOTOGP TV
- MOTOGP SOCIAL MEDIA
- Club-club motor sport

#### **1.1.5. Aspek Manajemen**

##### **1) Aspek Produksi**

Sebagai pemain global yang teliti, kami hanya meneliti, mengembangkan, dan memproduksi di Jerman, bahkan hingga hari ini. Dan kami telah meningkatkan standar dalam hal kualitas dan layanan selama 60 tahun. Solusi kami sebagian besar didasarkan pada resep kami sendiri, yang kami uji secara permanen dan beradaptasi dengan keadaan teknis terbaru. Inspeksi kualitas yang berkelanjutan - dari pengiriman bahan baku, produksi, hingga pengiriman.

## 2) Aspek Keuangan

Liqui Moly merupakan merk motor paling populer di Jerman. Selama bertahun-tahun, penghargaan seperti "Top Brand" atau "Best Brand" telah mencerminkan reputasi kami yang sangat baik di antara para ahli dan konsumen. Kemenangan seri ini bukanlah kebetulan atau terjadi begitu saja. Mereka adalah hasil dari komitmen kami setiap hari. Kebersamaan inilah yang membuat kami kuat dan istimewa, yang membuat kami sukses di seluruh dunia. "Kami" inilah yang membuat merek kami. Maka dari itu aspek keuangan dan pengeluaran untuk branding tetap harus seimbang dan juga berjalan dengan lancar.

## 3) Aspek Pemasaran

LIQUI MOLY pada saat ini focus membranding melalui event atau exhibition yang sering diadakan salah satunya MOTOGP. Dan LIQUI MOLY memiliki produk oli 5w-40 street exclusive lubricant moto 2 + moto 3.

## 4) Aspek SDM

LIQUI MOLY memiliki lebih dari 700 lebih pekerja yang sudah tersebar luas di seluruh Dunia dan memiliki lebih dari 4000 produk dan juga memiliki prinsip bisnis dekat dengan pasar, cepat, dan inovasi jujur terpercaya.

## 1.2. Ruang Lingkup Magang Industri

### 1.2.1. Lokasi Unit Magang Industri

Pelaksanaan Magang Industri ini akan dilaksanakan di :

#### A. Bengkel Nogogeni Garage

Tempat : **Departemen Teknik Mesin Industri**  
: Keputih, Sukolilo, Keputih, Kec. Sukolilo,  
: Kota Surabaya, Jawa Timur  
Telp : (031) 5994251  
Kode pos : 60117

## B. Kantor Pusat Distributor Liquimoly Surabaya

Tempat : **Distributor Resmi Liquimoly**

: blok 1 no 23-25, Jalan Kali Rungkut Ruko Megah

: Raya KaliRungkut, Panjang Jiwo, Kec. Tenggilis

: Mejoyo, Kota SBY, Jawa Timur

Telp : (031) 8783407

Kode pos : 60292

Waktu : **10 Agustus 2020 – 10 Desember 2020**

### 1.2.2. Lingkup Penugasan

Pada kegiatan magang industri kali ini. Nogogeni ITS Team sedang melakukan persiapan dan pengerjaan guna berpartisipasi dalam *event* FSAE Australasia. Dalam partisipasinya kali ini, Nogogeni ITS Team ikut ambil andil dalam perlombaan statis (*static event*) yang terdiri dari *Design Event*, *Cost Report*, dan *Business Presentation*. Dalam laporan kegiatan magang industri ini, penulis ditugaskan untuk mengerjakan bagian *Design Event Presentation*, yang mana akan membahas cara untuk mendesain geometri suspensi *wishbone* pada mobil *Formula student* milik Nogogeni ITS Team.

### 1.2.3. Rencana dan Penjadwalan Kerja

Dalam pengerjaan dan pengerjaan kompetisi *Design Event presentation* FSAE Australasia 2020. Dibagai menjadi 3 tahapan yakni, persiapan, pengumpulan data, dan penyusunan presentasi. Pengerjaan dilakukan mulai tanggal 10 Agustus 2020 sampai 10 Desember 2020, dengan jadwal hari kerja senin sampai dengan sabtu pukul 08:00 sampain 16:00.

### 1.2.4. Tujuan Magang Industri

Adapaun kegiatan yang dikerjakan oleh mahasiswa dalam kegiatan magang industri ini bertujuan untuk:

1. Untuk mengetahui proses perancangan geometri suspensi *wishbone*

2. Untuk mengetahui proses analisa kinematika geometri suspensi wishbone
3. Untuk mengetahui *suspension behaviour* dari hasil analisa kinematika suspensi yang ditinjau dari beberapa grafik yaitu
  - a) Anti fitur
  - b) Perubahan sudut *toe*
  - c) Perubahan sudut *camber*
  - d) Perubahan *trackwidth*
  - e) Perubahan titik *roll center*

### **1.3. Tujuan Magang Industri**

Tujuan Magang Industri adalah:

- a. Agar mahasiswa dapat mengenal dunia kerja atau memperoleh pengalaman bekerja pada suatu perusahaan, industri atau bengkel-bengkel dan dengan kemampuan menganalisa serta mensintesis, mahasiswa dapat memperoleh pengalaman kerja terutama yang berhubungan dengan prosedur penyelesaian permasalahan.
- b. Mengasah pola berfikir yang wajar, logis, rasional serta berketrampilan dan luwes dalam memahami dan menghadapi masalah ditempat pekerjaan.
- c. Memotivasi mahasiswa untuk berpartisipasi dalam permasalahan pembangunan, seperti kegiatan perancangan, pelaksanaan, pembuatan, penggunaan, pengolahan dan pengawasan yang berhubungan dengan konstruksi, produksi, pembangkit tenaga dan manajemen perusahaan yang terkait dengan permesinan industri secara umum.
- d. Memberi kesempatan kepada mahasiswa untuk mengetahui lebih spesifik permasalahan industri atau perusahaan yang terkait dengan operasi dan ilmu permesinan, sehingga dapat dijadikan sebagai pilihan untuk mengambil judul kajian tugas akhir.

Adapun tujuan khusus dari pelaksanaan Magang Industri di PT. Liqui Moly Surabaya ini adalah:

- a. Untuk mengetahui dan mengenal profil perusahaan PT. Liqui Moly Surabaya
- b. Mengetahui penerapan tentang *engineering* lebih jauh di PT.Liqui Moly yang sesuai dengan bidang studi di Teknik Mesin Industri khususnya bidang konversi energi dan perawatan.
- c. Mengetahui kualitas dan produk unggulan di PT. Liqui Moly Surabaya
- d. Untuk melatih kompetensi mahasiswa dalam bidang manajemen suatu usaha yang berbasis Enterpreneurship.

## **BAB 2**

### **KAJIAN TEORITIS**

#### **2.1. Sekilas Tentang FSAE**

*Formula SAE (Society Automotive of Engineering) Australasia* adalah sebuah kompetisi untuk tingkat mahasiswa yang diselenggarakan oleh SAE. Kompetisi ini dimulai sejak tahun 2000 hingga saat ini. Kompetisi ini awalnya diselenggarakan di tahun 2000 di You Yangs (Ford Proving Grounds), 2001 diselenggarakan di Lang Lang (Holden Proving Grounds), 2002 diselenggarakan di Carrum Downs (Country Fire Authority Training Ground), 2003 diselenggarakan di Tailem Bend (Mitsubishi Proving Ground), 2004-2013 diselenggarakan di Victoria University dan 2014-2017 diselenggarakan di Calder park, Melbourne. Pada tahun 2018-2019 diselenggarakan di Winton Motor Raceway. Dan pada tahun 2020 event FSAE-A diselenggarakan secara virtual karena kondisi wabah COVID-19, event ini akan diselenggarakan pada tanggal 14-18 Desember 2020.

Terdapat dua macam event dalam *Formula SAE Australasia*, yaitu *Static Event* dan *Dynamic Event*. *Static Event* meliputi *Technical Inspection*, *Cost Event*, *Business Plan Presentation*, dan *Design Event*. Dan pada *Dynamic Event* meliputi *acceleration*, *skid pad*, *autocross*, dan *efficiency*. Karena juara dari *event* tersebut ditentukan dari hasil akumulasi poin yang didapat dari berbagai *sub event*. Selain penghargaan yang didapat dari *main event*, masih terdapat banyak penghargaan lagi seperti, *best rookie* untuk pendatang baru terbaik, dan masih banyak penghargaan lagi. Adapun model kendaraan yang dikompetisikan dalam kejuaraan tersebut harus sesuai dengan peraturan yang telah ditetapkan oleh SAE

#### **2.2. Teori Geometri Suspensi**

Tujuan dari merancang sebuah mobil balap adalah pencapaian konfigurasi kendaraan, dapat melintasi lintasan dengan waktu yang minimum, mudah dioperasikan oleh pengemudi dan sesuai dengan regulasi yang ada [1].

FSAE adalah tempat yang baik untuk mengembangkan teknologi. Tidak ada tim FSAE yang memiliki patokan pengetahuan dan penelitian untuk mengembangkan teknologi baru, namun anda bisa berinovasi. Cara untuk melakukannya adalah dengan merancang nya pada setiap part dan teknologi yang ada. [2]

Sistem Suspensi Mobil balap, sistem suspensi pada mobil balap memiliki peran yang sangat vital untuk performa kendaraan mobil balap. Peran sistem suspensi secara umum pada mobil balap adalah untuk memastikan *handling* mobil yang baik disetiap lintasan dan membuat kontak ban terhadap permukaan jalan maksimal disemua kondisi. Sistem suspensi pada mobil balap juga harus dapat membantu *driver* untuk tetap stabil dikendarai sehingga *driver* dapat memprediksi kapan *driver* harus mengambil tikungan, memutar steering, dan menginjak pedal gas. Rancangan suspensi yang baik dapat menjaga *chassis* untuk tidak melakukan *roll* terlalu besar dan mempertahankan traksi dengan permukaan jalan untuk waktu semaksimal mungkin.

Pada mobil balap mempunyai ciri khas yang bahkan digunakan pada setiap jenis mobil balap termasuk pada mobil formula Nogogeni *single seat*, yaitu menggunakan jenis mekanisme suspensi *double wishbone*. *Double wishbone* adalah mekanisme suspensi *independent* yang memungkinkan setiap roda dapat bereaksi secara individu terhadap permukaan jalan. Desain dan rancangan mekanisme suspensi *double wishbone* memiliki bagian *upper arm* dan *lower arm*, bagian inilah yang menyatukan antara roda dengan *chassis*. Dengan adanya *arm* ini dan *spring/damper* yang dipasangkan di kanan dan di kiri membuat roda kanan dan kiri dapat bergerak secara *independent* di lintasan. Rancangan geometri pada setiap *link arm* ini yang nantinya akan sangat berpengaruh pada *handling* mobil balap yang akan dibuat. Perubahan kecil pada geometri *link arm* dapat mempengaruhi kinematika roda saat melaju di lintasan. Kinematika gerak pada sistem suspensi *double wishbone* dapat diperhitungkan dengan cara mendesain rancangan *double wishbone* kemudian mensimulasikan kenematika gerak nya pada aplikasi simulasi suspensi dan

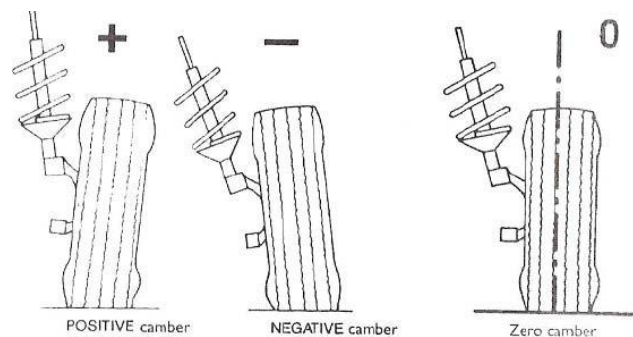
mendapatkan hasilnya, terapat 3 gerakan dasar pada roda yaitu *bump*, *rebound*, dan *opposite/roll* (pada saat mobil balap menikung), tiga gerakan inilah yang menjadi dasar analisis pada geometri suspensi.

Untuk mengetahui apakah suspensi yang telah dibuat sudah memenuhi kriteria yang diinginkan maka geometri suspensi yang telah harus dilakukan simulasi kinematika dengan menggunakan *software* kinematika suspensi. Dari simulasi kinematika suspensi tersebut menghasilkan sebuah grafik yang akan menyimpulkan performa mobil ketika bermanuver.

### 2.2.1. Geometri Suspensi

#### 1) Camber

Sudut *camber* adalah sudut yang dibentuk dari kemiringan roda terhadap garis vertikal roda. *Camber* dinyatakan negatif apabila bagian atas roda miring ke dalam, dan sebaliknya dinyatakan positif bila bagian atas roda miring ke luar. Ilustrasi *camber* positif atau negatif dapat dilihat pada gambar 1. [1]



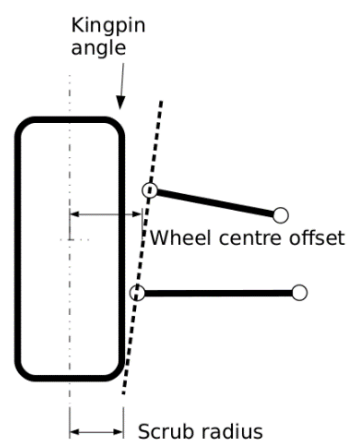
Gambar 1. Konfigurasi Sudut *Camber*

Gaya belok maksimum akan dicapai pada sedikit nilai dari *camber negatif*. Hal ini dikarenakan *camber thrust* yang disebabkan oleh tegak lurusnya kontak *tread* ban terhadap permukaan jalan saat mobil mengalami *roll* ditikungan. Bila *camber* roda pada kondisi negatif, gaya akan beraksi mengarah ke pusat lengkungan dan menambah gaya belok. Bila *camber* roda pada kondisi positif, gaya akan bereaksi menjauhi pusat lengkungan dan mengurangi gaya belok. [3]

Setiap ban harus tegak lurus terhadap permukaan lintasan selama kendaraan melintasi tikungan untuk dapat memanfaatkan secara konstan kemampuan optimal ban. Hal tersebut secara teoritis dapat dicapai dengan menentukan panjang dan posisi lengan suspensi sehingga *camber* pada roda luar tidak berubah menjadi *camber* positif. Setelan *camber* pada praktiknya biasanya antara negatif 2 sampai 4 derajat dengan menyediakan sebuah *shim* diantara *upright bracket* dan *upper linkage outer joint*. [4]

## 2) Kingpin Inclination

*Kingpin* dapat ditentukan dengan menarik garis dari *titik ball joint* atas dengan *titik ball joint* bawah. Sudut yang dibentuk *kingpin axis* terhadap garis vertikal roda bila dilihat dari pandangan depan garis ini disebut *kingpin inclination*. Jarak horizontal dari *titik kingpin axis* yang menyentuh permukaan tanah terhadap garis vertikal tengah roda disebut *scrub radius*. Jarak horizontal *kingpin axis* terhadap titik tengah roda disebut *kingpin offset*. Bila *scrub radius* berada di dalam sisi roda maka dinyatakan positif *scrub radius* dan sebaliknya bila berada di luar sisi roda dinyatakan negatif. Penjelasan tersebut dapat dilihat pada ilustrasi gambar 2. [1]

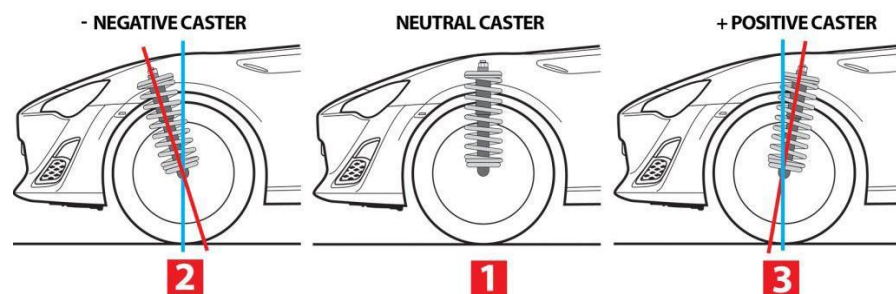


Gambar 2. Sudut *Kingpin Inclination* dan *Scrub Radius*

Biasanya target *scrub radius* antara 0 sampai 10 mm untuk memperkecil *yawing moment* yang dihasilkan karena perbedaan hambatan antara roda kanan dan roda kiri terhadap permukaan lintasan, sebagai contoh adalah perbedaan gaya pengereman. Sedangkan untuk memperkecil *kingpin offset*, kemiringan *kingpin* biasanya dibuat tegak, akan tetapi dikarenakan kebutuhan *layout*, biasanya hanya bisa ditetapkan sekitar 10 derajat. [4]

### 3) Caster

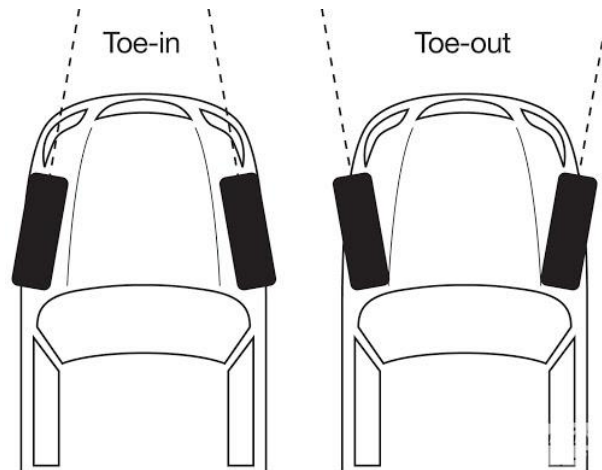
Sudut *caster* merupakan sudut yang bentuk oleh sumbu *kingpin* terhadap garis vertikal pusat roda bila dilihat dari pandangan samping. Jarak horizontal antara sumbu *kingpin* dengan titik pusat roda disebut *caster offset*. Sedangkan jarak horizontal titik perpotongan sumbu *kingpin* dengan lintasan terhadap titik pusat kontak ban dengan permukaan lintasan disebut *caster trail*. *Caster* dinyatakan positif bila kemiringan sumbu *kingpin* miring ke arah belakang dari garis vertikal pusat ban dan sebaliknya dinyatakan negatif bila kemiringan ke arah depan (Miliken, 1995: 710) [1]. Ilustrasi *caster* dapat dilihat pada gambar 3. Sudut *caster* ditentukan dengan mempertimbangkan beberapa faktor seperti kestabilan saat melaju lurus dan gaya pengemudian. Sebagai dasar penetapan secara langsung adalah sebagai berikut: *caster offset* 0 mm, sudut *caster* sekitar 4 derajat, *caster trail* kira-kira 20 mm. [4].



Gambar 3. Konfigurasi Sudut *Caster*

#### 4) Toe

Sudut *toe* adalah sudut yang dibentuk oleh kemiringan roda terhadap garis sumbu kendaraan dilihat dari atas kendaraan. Bila kemiringan roda ke arah dalam maka dinyatakan *toe in* dan sebaliknya bila kemiringan roda ke arah luar dinyatakan *toe out*. [5].



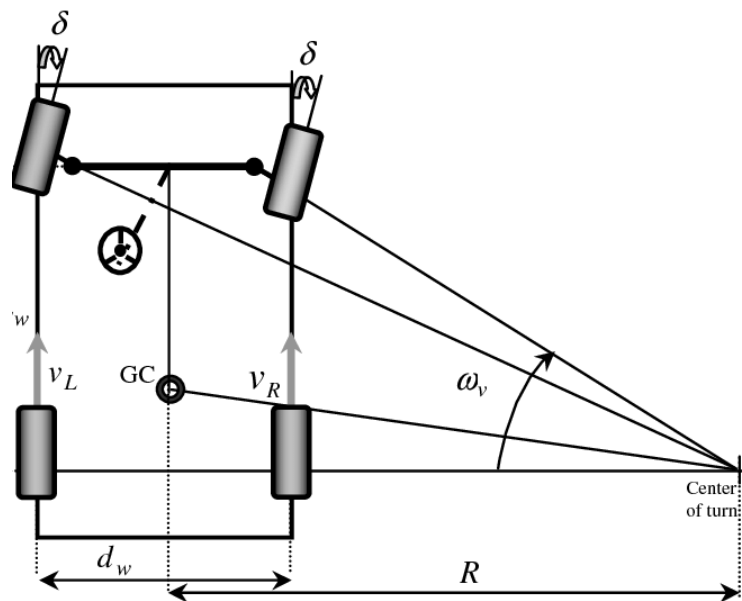
Gambar 4. Konfigurasi Sudut *Toe*

Seperti yang ditunjukkan pada gambar 4, umumnya desainer akan memilih menggunakan *toe in* untuk alasan bahwa ketika mobil mengalami gaya yang merepotkan seperti bump steer atau hembusan angin yang kencang, *toe in* akan menawarkan kestabilan saat roda depan secara alami cenderung ingin berbelok ke lokasi pusat bodi mobil. *Toe out* di sisi lain akan memproduksi ketidakstabilan pada kondisi ketika slip angle pada roda yang terbebani bertambah atau pada roda sisi luar. Umumnya *toe in* akan menyediakan lebih baik kestabilan pada kondisi lurus dan sebaliknya, *toe out* akan memperbaiki kemampuan belok mobil saat melaju di tikungan. [3].

#### 5) Geometri Kemudi

Ketika roda depan kanan dan kiri dibelokkan dengan sudut belok yang sama pada lateral akselerasi yang rendah seperti mobil penumpang, maka radius belok kedua roda akan sama tetapi titik pusat radiusnya tidak berada dititik yang sama. Sehingga mengakibatkan ban akan mengalami slip saat berbelok. Oleh karena

itu dibuatlah geometri *Ackerman* yang memungkinkan roda depan sisi dalam memiliki radius belok yang lebih kecil daripada roda depan sisi luar. Geometri *Ackerman* menghasilkan pusat lingkaran yang sama sehingga ban tidak mengalami *slip* dan dapat berbelok dengan lembut pada kecepatan rendah. Model geometri kemudi dapat dilihat pada gambar 5. [1].



Gambar 5. Geometri *Steering Ackerman*

Kejadiannya menjadi berbeda bila mobil balap menggunakan geometri *Ackerman* pada lateral akselerasi yang tinggi, maka ban depan sisi dalam akan menghasilkan *slip angle* yang lebih besar daripada ban depan sisi luar. Kondisi tersebut menyebabkan temperatur ban depan sisi dalam akan sangat cepat naik karena *slip angle* yang besar dengan gaya vertikal roda yang kecil, hasilnya akan memperlambat laju mobil dikarenakan gaya *drag* yang terjadi. Selain itu dikarenakan roda belakang juga menghasilkan *slip angle* saat berbelok, maka *slip angle* pada masing-masing ban seharusnya sama. Alasan itulah mengapa pada mobil balap tidak mengandalkan geometri *Ackerman* yang terlalu besar. Beberapa designer bahkan

mengandalkan geometri *anti-Ackerman* dalam upaya untuk menyamakan *slip angle* pada setiap ban. [3].

### **2.2.2. Load Transfer**

#### **1) Unsprung Weight**

*Unsprung weight* adalah bagian dari total berat kendaraan yang tidak ditopang oleh pegas suspensi. Bagian ini terdiri atas roda, ban, *hubs*, *hub carriers*, rem, dan berat total lengan suspensi, poros penggerak, pegas dan *damper*. [3].

#### **2) Sprung Weight**

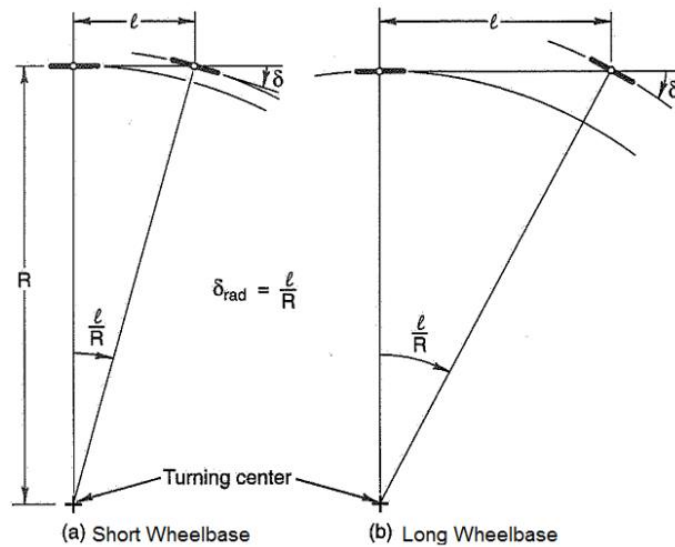
*Sprung weight* adalah bagian dari total berat kendaraan yang ditopang oleh pegas suspensi. Bagian ini terdiri atas *chassis*, *engine*, pengemudi, bahan bakar, transmisi, dan komponen-komponen lain yang ada di dalam *chassis*. [3].

#### **3) Center of Gravity**

*Center of gravity* (cg) merupakan titik pusat berat kendaraan bila kendaraan tersebut digantung secara seimbang tanpa ada kecenderungan untuk kendaraan tersebut berputar. *Center of gravity* juga bisa disebut sebagai titik keseimbangan dari kendaraan. Seluruh gaya akselerasi yang beraksi pada mobil akan diteruskan melalui *center of gravity* mobil. Sebaiknya mungkin CoG mobil balap serendah mungkin untuk mengurangi momen yang dihasilkan saat kendaraan menerima gaya lateral. [3].

#### **4) Wheelbase**

*Wheelbase* merupakan jarak antara sumbu roda depan dan sumbu roda belakang kendaraan. Karakteristik *wheelbase* diantaranya sebagai berikut:



Gambar 6. Perbedaan Radius Belok pada *Wheelbase* Pendek dan *Wheelbase* Panjang

- a. *Wheelbase* yang lebih pendek akan meningkatkan kemampuan manuver mobil karena hanya membutuhkan sudut belok yang lebih kecil dan steering *effort* yang kecil, seperti ditunjukkan pada gambar 6(a). Sedangkan *wheelbase* pendek memiliki kelemahannya yaitu perpindahan berat antara roda depan dan belakang lebih besar selama akselerasi maupun pengereman dibanding kendaraan yang memiliki *wheelbase* lebih panjang. [1].
- b. *Wheelbase* yang lebih panjang memiliki keuntungan mengurangi efek perpindahan berat antara roda depan dan belakang selama akselerasi maupun pengereman, memperbaiki kestabilan saat melaju lurus, dan mengurangi *pitching moment*. Kelemahannya adalah kemampuan manuver lebih rendah dibanding mobil dengan *wheelbase* pendek, karena membutuhkan sudut belok yang lebih besar dengan radius belok yang sama, seperti ditunjukkan pada gambar 6(b). [3].

### 2.2.3. Longitudinal Load Transfer

*Longitudinal load transfer* merupakan perpindahan berat kendaraan yang diakselerasikan dari bagian depan mobil ke bagian belakang mobil atau sebaliknya, yang terjadi pada saat akselerasi dan mengerem. Berat total kendaraan tidak berubah, beban hanya ditransfer dari ujung roda satu ke ujung roda yang lain. Berdasarkan [3], *longitudinal load transfer* yang terjadi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} & \text{Long Load Transfer} \\ & = \text{Long. Acc}(g) \times \frac{\text{weight}(N) \times \text{CoG}(m) \times \text{height}(m)}{\text{Wheelbase}(m)} \end{aligned}$$

#### 1) Trackwidth

*Trackwidth* merupakan sumbu atau jarak antara titik tengah roda kanan dan roda kiri mobil. Karakteristik *trackwidth* diantaranya sebagai berikut:

- a. *Trackwidth* yang lebar menghasilkan perpindahan berat lateral yang lebih sedikit antara roda kiri dan kanan yang akan membuat mobil melintasi tikungan dengan gaya lateral yang besar, menghasilkan gaya pengereman yang baik ditikungan, dan sedikit *chassis roll*. Sedangkan kekurangannya adalah *trackwidth* yang lebar akan menambah berat komponen suspensi, menambah frontal area, mengurangi kemampuan berbelok pada tikungan yang sempit, dan memiliki yawing moment yang lebih besar [1].
- b. *Trackwidth* yang sempit akan menghasilkan perpindahan berat lateral yang besar pada roda luar mobil saat menikung yang akan meningkatkan gaya belok yang lebih besar, meningkatkan kemampuan belok kendaraan, dan yawing moment yang kecil.

Sedangkan kekurangannya adalah kurang stabil saat melintasi tikungan panjang dan *chassis roll* lebih besar. [3].

- c. *Trackwidth* depan lebih lebar daripada track width belakang memiliki keuntungan perpindahan berat longitudinal dari roda belakang sisi dalam ke roda depan sisi luar lebih kecil, yang bertujuan untuk memperbaiki kemampuan mobil saat akan memasuki tikungan. [3].

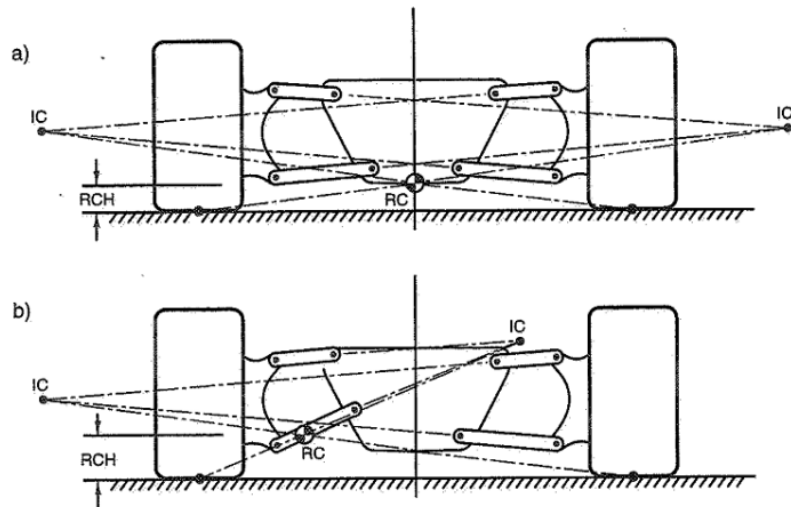
## 2) *Lateral Load Transfer*

*Lateral load transfer* merupakan perpindahan berat kendaraan dari roda sisi dalam ke roda sisi luar pada saat kendaraan melintasi tikungan karena terkena gaya sentrifugal. Berdasarkan [3], lateral load transfer yang terjadi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} & \text{Long Load Transfer} \\ & = \text{Long. Acc}(g) \times \frac{\text{weight}(N) \times \text{CoG}(m) \times \text{height}(m)}{\text{Trackwidth}(m)} \end{aligned}$$

## 3) *Roll Center*

*Roll center* dapat ditemukan dengan memperpanjang garis sumbu lengan suspensi sampai berpotongan, yang mana titik perpotongan tersebut merupakan *instaneous center*. Seperti pada gambar 7(a), bila digambar garis lurus yang menghubungkan antara instaneous center dengan pusat kontak ban, maka perpotongan garis tersebut dengan garis pusat vertikal mobil disebut *roll center*. Sedangkan pada gambar 7(b) merupakan ilustrasi *roll center* pada mobil yang memiliki geometri suspensi tidak simetris. *Roll center* dapat bergerak secara vertikal dan lateral saat sistem suspensi bekerja [1].

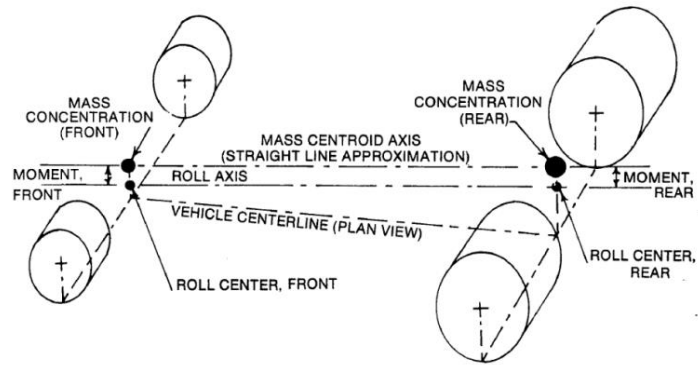


Gambar 7. Konfigurasi Tinggi *Roll Center*

*Roll center* merupakan pusat momen putar mobil pada bagian depan dan belakang. Gerakan lateral dan vertikal *roll center* sebisa mungkin sedikit. Gerakan *roll center* ke arah roda luar saat mobil berbelok melintasi tikungan juga harus dihindari. Disarankan tinggi *roll center* dari tanah 30 sampai 40 mm pada roda depan dan 50 sampai 60 mm pada roda belakang. Umumnya *roll center* roda belakang lebih tinggi daripada roda depan. [4]

#### 4) *Roll Axis and Roll Movement*

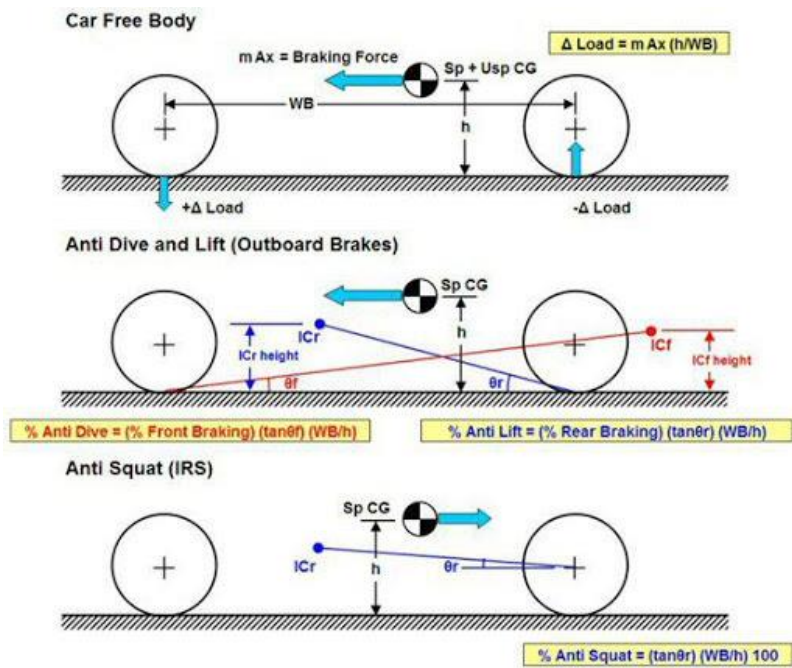
*Roll axis* adalah sebuah garis lurus yang menghubungkan *roll center* depan dan *roll center* belakang. *Roll moment* merupakan jarak linier antara *roll center* dengan *center of gravity* pada ujung mobil. Seperti pada gambar 8, secara keseluruhan *roll moment* pada kendaraan adalah jarak linier antara *roll axis* dan *center of gravity* mobil pada bidang *transfer center of gravity*. [3]



Gambar 8. Perubahan *Roll Axis*

### 5) *Dive dan Squat*

*Dive* dan *squat* pada dasarnya memiliki konsep yang sama, hanya saja *squat* adalah kebalikan dari *dive*. *Dive* merupakan kondisi dimana bagian ujung depan kendaraan menukik ke bawah pada saat pengereman yang disebabkan oleh transfer berat secara longitudinal dari belakang ke depan kendaraan. Sedangkan *squat* merupakan bagian belakang kendaraan yang tertekan ke bawah dikarenakan transfer berat dari depan ke belakang kendaraan pada saat kendaraan berakselerasi [3].



Gambar 9. Anti *Dive* dan Anti *Squat* Geometri

Berdasarkan gambar 9, geometri anti *dive* dan anti *squat* dapat dicapai dengan memiringkan garis yang melalui mounting point lengan suspensi pada rangka depan maupun belakang naik ke arah *center of gravity* kendaraan. Selain itu *dive* dan *squat* juga dipengaruhi oleh *wheelbase* dan *spring rate* mobil. Semakin panjang *wheelbase* dan semakin tinggi *spring rate*, maka *dive* dan *squat* akan sulit terjadi [3].

#### 6) Ride Frequency

*Ride frequency* merupakan frekuensi natural yang tak teredam oleh bodi saat kondisi *driving*. Semakin tinggi *ride frequency* maka mobil akan semakin kaku saat kondisi *driving*. *Ride frequency* yang rendah akan menghasilkan suspensi yang *soft* dengan memberikan kenyamanan dan lebih banyak *mechanical grip*, tetapi respon pada saat transisi menjadi lebih lambat yang akan membuat *driver* merasa mobil kurang lincah saat masuk dan keluar tikungan. Semakin tinggi *ride frequency* akan menghasilkan sedikit langkah suspensi untuk memberikan *racing line*, *ride height* yang rendah, serta memberikan

*center of gravity* yang rendah saat kendaraan berbelok. Sehingga di dalam aplikasinya mobil formula dengan *downforce* menengah, *ride frequency* yang digunakan antara 1,5-2,0 Hz dan 3,0-5,0+ Hz untuk mobil balap dengan *downforce* yang tinggi [6].

Hasil perhitungan dapat diperoleh dengan rumus yang dinyatakan oleh Matt Giaraffa sebagai berikut:

$$k_s = 4\pi^2 f_r^2 m_{sm} MR^2$$

$k_s$  = Spring rate (N/mm)

$m_{sm}$  = Sprung mass (kg)

$f_r$  = Ride Frequency (Hz)

MR = Motion Ratio

#### 7) Roll Gradient

*Roll gradient* merupakan kekakuan kendaraan saat *roll* yang dinyatakan dalam derajat *roll* bodi per g' lateral akselerasi. Semakin rendah *roll gradient* akan menghasilkan mobil yang lebih kaku saat *roll*. Semakin kaku mobil akan memiliki respon yang cepat pada saat transisi tetapi semakin kecil *grip* yang diperoleh saat berbelok. Biasanya pada aplikasinya *roll gradient* untuk mobil dengan *downforce* tinggi berkisar 0,2-0,7 deg/g. Sedangkan untuk mobil dengan *downforce* rendah berkisar 1,0-1,8 deg/g [6].

Berdasarkan Matt Giaraffa rumus yang digunakan untuk menghitung *roll gradient* adalah sebagai berikut:

$$\frac{\Phi_r}{A_y} + \frac{-W \times H}{K \Phi_F + K \Phi_R}$$

H = Jarak CoG terhadap sumbu *roll* (m)

W = Berat kendaraan (kg)

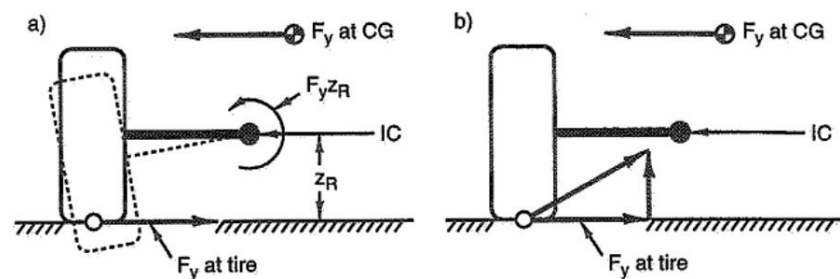
$$\frac{\Phi_r}{A_y} = \text{Roll Gradient (deg/g)}$$

$$K\Phi F = \text{Roll Rate Depan (Nm/deg roll)}$$

$$K\Phi R = \text{Roll Rate Belakang (Nm/deg roll)}$$

#### 8) Jacking

*Jacking* merupakan gaya angkat yang ditimbulkan karena momen disekitar *instant center*. Selama *roll center* berada di atas permukaan tanah maka *jacking* akan tetap terjadi. Semakin tinggi *roll center* semakin tinggi efek *jacking*. Gambar 10(a) menunjukkan bahwa momen di sekitar *instant center* menekan roda ke bawah dan mengangkat *sprung mass*. Tetapi bila *roll center* berada di bawah permukaan lintasan, *suspension linkage* akan mengalami defleksi secara vertikal yang disebabkan oleh gaya lateral roda. Analisis *free body diagram* dari efek *jacking* di ilustrasikan pada gambar 10(b) [1].



Gambar 10. *Jacking Force* dan *Jacking Effects*

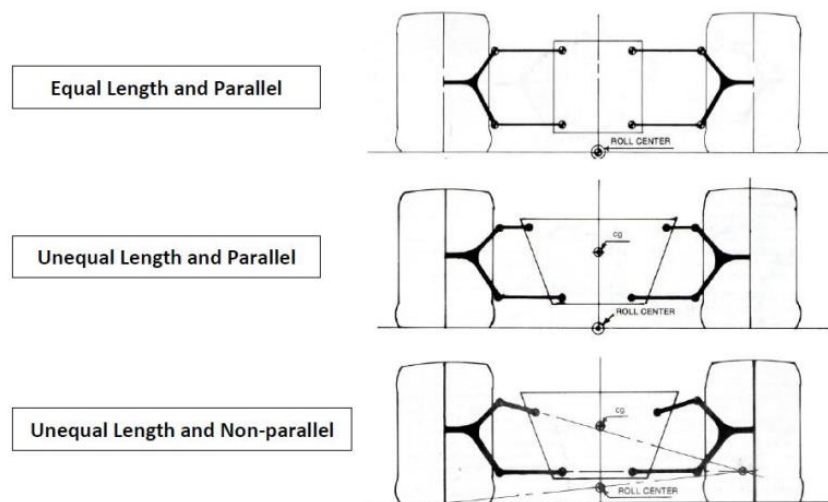
### 2.2.4. Mekanisme Suspensi

#### 1) Double Wishbone

*Double wishbone* atau *four bar link* merupakan sebuah sistem suspensi *independent* yang sering digunakan pada rancangan suspensi mobil balap. Suspensi *double wishbone* memiliki cukup banyak area yang dapat digunakan untuk penyetelan, sehingga memungkinkan *camber* roda yang sesuai dan karakteristik *handling* kendaraan dapat tercapai. Selain itu bila dilihat dari konstruksinya

tipe suspensi ini memungkinkan berat unsprung kendaraan menjadi lebih ringan.

*Double wishbone* memiliki beberapa variasi konfigurasi geometri berbeda yang dapat digunakan untuk merubah karakteristik *handling* yang dibutuhkan [3]. Konfigurasi tersebut adalah sebagai berikut:



Gambar 11. Macam – Macam Konfigurasi Double Wishbone

a) *Equal Length and Parallel Arm*

Tipe suspensi ini *upper* dan *lower wishbone linkage* dibuat sama panjang dan di susun secara sejajar. Ketika roda bergerak ke atas dan ke bawah tidak ada perubahan *camber*, tetapi terjadi perubahan *trackwidth* yang cukup besar. Ketika mobil mengalami *roll*, *camber* roda sisi luar akan berubah menjadi *camber* positif dan *camber* roda sisi dalam akan berubah menjadi *camber* negatif. Perubahan *camber* roda sisi luar dan sisi dalam memiliki perubahan yang sama besar. Sedangkan letak statis *roll center* tipe suspensi ini berada persis pada permukaan tanah.

b) *Unequal Length and Parallel Arm*

Tipe ini *upper* dan *lower wishbone linkage* dibuat memiliki panjang yang tidak sama dan disusun secara sejajar. *Upper arm*

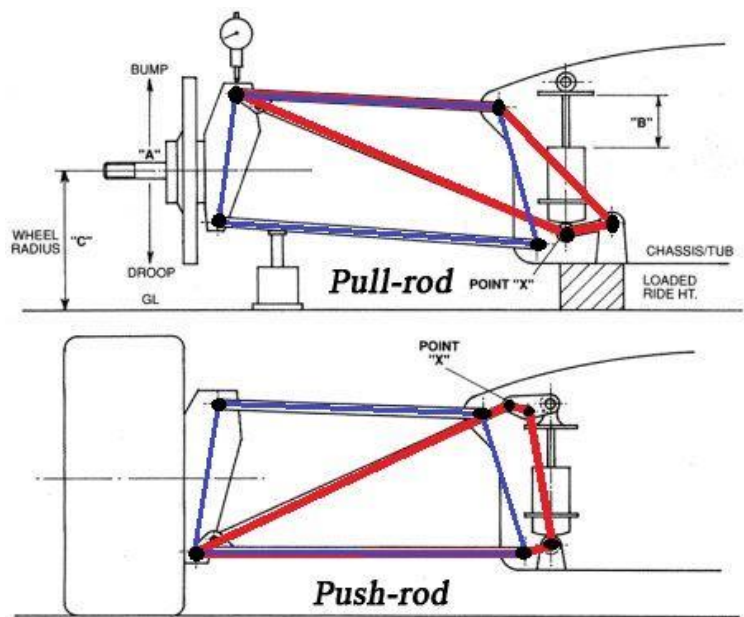
biasanya lebih pendek supaya *camber* roda menjadi negatif saat terjadi *bump*. Besarnya perubahan *camber* tergantung pada panjang relatif *upper* dan *lower linkage*-nya. *Camber* positif pada roda luar akan berkurang dan *camber* negatif pada roda dalam akan bertambah saat mobil mengalami *roll*. *Roll center* bergerak secara konstan dengan perpindahan yang kecil yang artinya itu bagus, tetapi kekurangannya lokasi *roll center* biasanya akan sangat rendah dengan tanah.

c) *Unequal Length and Non Parallel Arm*

Tipe suspensi ini merupakan yang paling sering dipakai pada rancangan suspensi mobil balap. Tipe suspensi ini memiliki *upper* dan *lower wishbone linkage* yang tidak sama panjang dan tidak disusun secara sejajar. Tipe suspensi ini memungkinkan pengaturan perubahan *camber* roda dan letak *roll center* sesuai dengan yang diharapkan.

2) Posisi *Shock Absorber*

Ada dua macam pendekatan dalam merancang mekanisme sistem suspensi yaitu *pull* (tarik) dan *push* (tekan). Rancangan ini dapat dilihat pada gambar 12. Kedua pendekatan itu sebenarnya memiliki prinsip dasar yang sama yaitu meneruskan gaya dari roda ke *shock absorber* melalui *rocker arm*. Jenis mekanisme yang dipakai tergantung pada *layout* kendaraan dan garis edar beban yang diinginkan pada rancangan sistem suspensi.



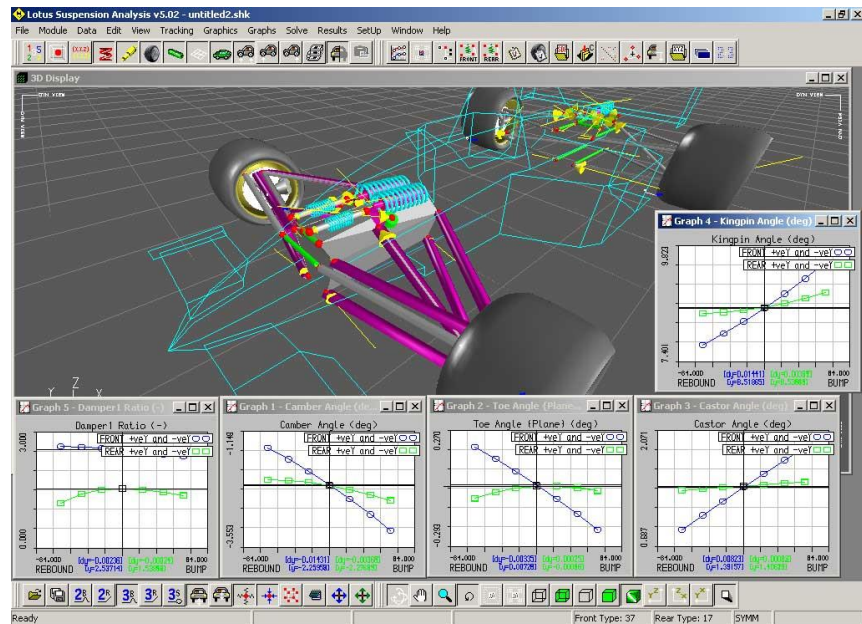
Gambar 12. Mekanisme *Pull Rod* dan *Push Rod*

Sumber : <https://id.pinterest.com/pin/746260600725340438/>

## 2.3. Software Kinematika Suspensi

### 2.3.1. Lotus Suspension Analysis

*Lotus Suspension Analysis* (SLA) adalah sebuah alat untuk melakukan perancangan dan analisis geometri sistem suspensi untuk mencapai kinematika suspensi yang diinginkan. Hasil analisis berupa angka yang dapat ditampilkan dalam bentuk grafik misalnya sudut *camber*, *sudut toe*, dsb terhadap gerakan *bump*, *roll*, atau kemudi. Hasilnya akan langsung terlihat dan berubah sesuai dengan perubahan titik-titik suspensi. LSA memiliki dua tampilan utama dan model analisis, 2D dan 3D, yang memungkinkan mengimpor data 2D menjadi 3D. Suspensi dapat disimulasikan pada kondisi *bump/rebound*, *roll*, *steered* dan kombinasi *bump* dan *steered* dengan model 3D seperti ditunjukkan pada gambar 13.



Gambar 13. Lotus Suspension Analysis Interface

Sumber : <https://www.lotuscars.com/engineering-software/>

### 2.3.2. Analisa Kinematika Suspensi

Dari analisa kinematika suspensi pada *software Lotus Suspension Analysis* menghasilkan beberapa grafik. Grafik tersebut merupakan hasil yang menjelaskan tentang *suspension behaviour* dari input titik koordinat yang telah dimasukan. Dari grafik tersebut kita akan mengetahui performa dari geometri suspensi yang telah kita buat.

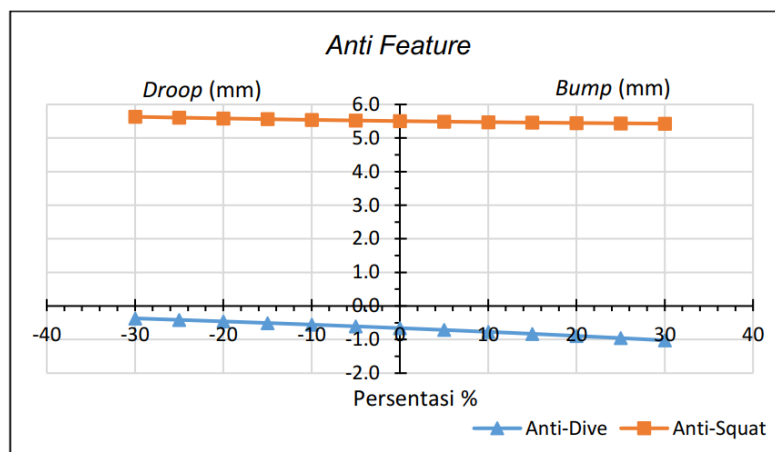
Di *software* ini memungkinkan pengguna mengetahui perilaku penangguhan dengan geometri yang dibangun pada berbagai tahapan di *track*, seperti *bounce* dan *rebound*, *roll* dan *direction* putar. Parameter yang dianalisis adalah itu yang mencirikan perilaku suspensi, seperti:

1. *Anti dive* dan *anti squat* (Anti Fitur)
2. Perubahan sudut *toe*
3. Perubahan sudut *camber*
4. Perubahan *trackwidth*
5. Perubahan titik *roll center*

Karena kami merupakan tim pemula dalam FSAE ini, maka dalam parameter tersebut, kami mencari grafik referensi sebagai acuan dalam menganalisa grafik kami. Tim yang kami pilih sebagai referensi kami adalah tim Formula Garuda UNY Indonesia, tim Formula Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca – Ecuador, tim Formula Jiangsu Automobile Technician College, School of Automotive Engineering, Yangzhou, China dan beberapa jurnal tentang kinematika suspensi lainnya Berikut adalah referensi dari grafik yang dipilih :

#### 1) Perubahan Anti Fitur

Berdasarkan gambar 14 menunjukkan bahwa pada kondisi *bump* atau *droop* mobil FG16 memiliki rata-rata persentasi *anti-dive* 0,67% dan rata-rata persentasi *anti-squat* 5,5% Nilai tersebut diperoleh pada kondisi titik lengan suspensi pada rangka sejajar atau paralel. Walaupun pada kondisi tersebut mobil FG16 memiliki persentasi *anti-dive* dan *anti-squat* yang rendah, geometri *anti-dive* dan *anti-squat* pada mobil FG16 dapat distel sesuai dengan kebutuhan.

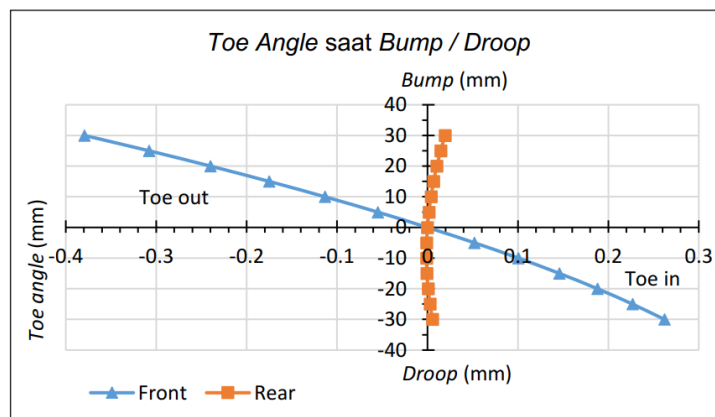


Gambar 14. Anti Dive dan Anti Squat saat Bump Atau Droop [7]

#### 2) Perubahan *Toe Angle*

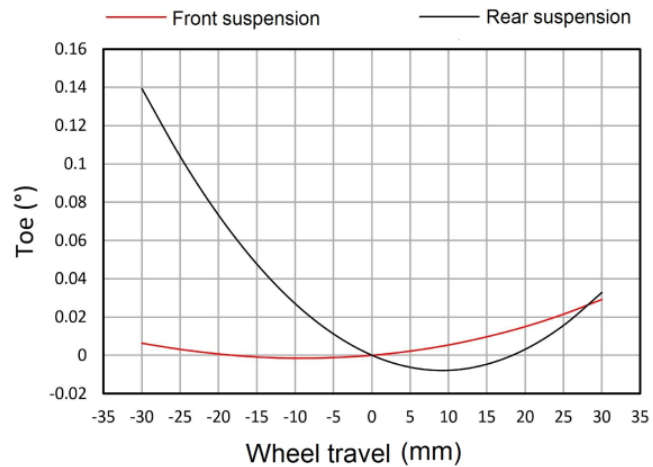
- a. Berdasarkan gambar 15 menunjukkan bahwa perubahan *toe angle* roda belakang jauh lebih kecil daripada roda depan. Perubahan

*toe angle* roda depan cenderung berubah menjadi *toe out* saat *bump* dan *toe in* saat *droop*. Rata-rata perubahan *toe angle* roda depan saat *bump* (*bump steer*) yaitu  $-0,012$  deg/mm, sedangkan pada roda belakang sebesar  $0,00048$  deg/mm. Perubahan rata-rata *toe angle* roda depan saat *droop* yaitu  $0,0095$  deg/mm, sedangkan pada roda belakang sebesar  $0,000001$  deg/mm. Perubahan *toe angle* roda belakang saat *bump* atau *droop* cenderung menjadi *toe in*.



Gambar 15. Perubahan *Toe Angle* saat *Bump* atau *Droop* [7]

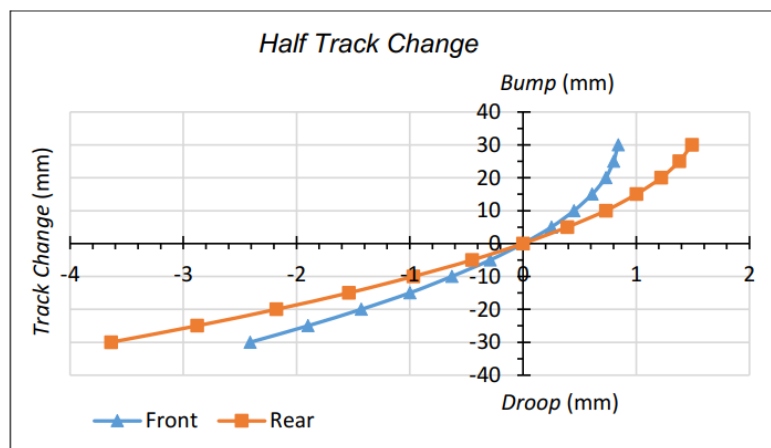
- b. Maksimum sudut *toe* roda belakang adalah  $0,1393$  derajat dengan roda *rebound* dan maksimum sudut *toe* roda depan adalah  $0,0328$  derajat dengan pemantulan roda, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 16. sedikit positif *toe* mengurangi hambatan guling dan negatif *toe* meningkatkan kemampuan manuver di tikungan, namun, *toe* yang berlebihan meningkatkan keausan ban. Hal ini dicapai dengan geometri kemudi yang benar.



Gambar 16. Variasi Sudut *Toe* terhadap Perubahan *Wheel Travel* [8]

### 3) Perubahan *Trackwidth*

Berdasarkan gambar 17, *trackwidth* mobil FG16 akan bertambah saat *bump* dan berkurang saat *droop*. Semakin kondisi *bump* bertambah, pertambahan *trackwidth* akan semakin kecil dan sebaliknya semakin kondisi *droop* bertambah *trackwidth* akan semakin banyak berkurang. Perubahan *trackwidth* depan lebih kecil daripada *trackwidth* belakang.

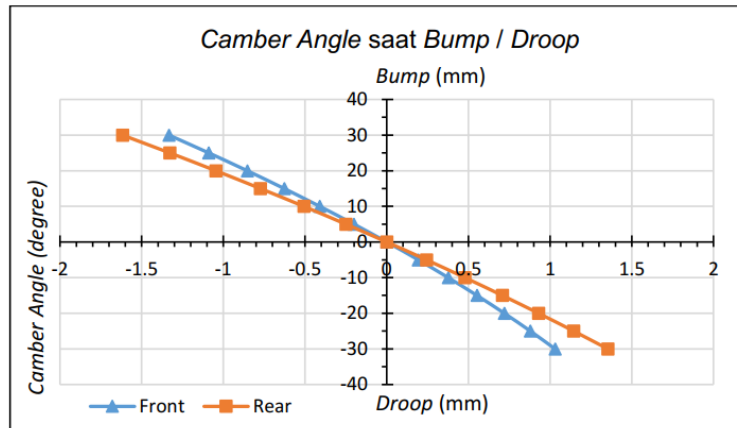


Gambar 17. Perubahan *Trackwidth* saat *Bump* atau *Droop* [7]

### 4) Perubahan *Sudut Camber*

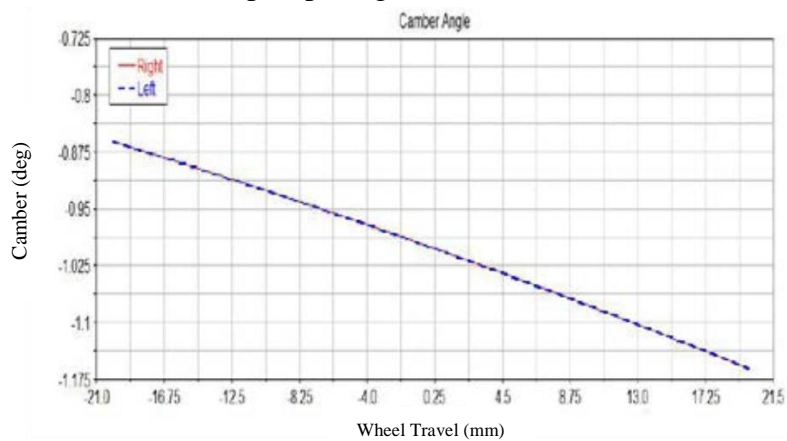
- a. Berdasarkan gambar 18 menunjukkan bahwa *camber* akan semakin negatif saat *bump* dan semakin positif saat *droop*. Rata-rata *ride camber* saat *bump* untuk roda depan -0,042 deg/mm sedangkan untuk roda belakang -0,052 deg/mm. Rata-rata *ride camber* saat *droop* untuk roda depan 0,036 deg/mm sedangkan

untuk roda belakang 0,047 deg/mm. *Ride camber* roda depan lebih kecil daripada *ride camber* roda belakang.



Gambar 18. Perubahan Sudut Camber Ketika Bump dan Droop [7]

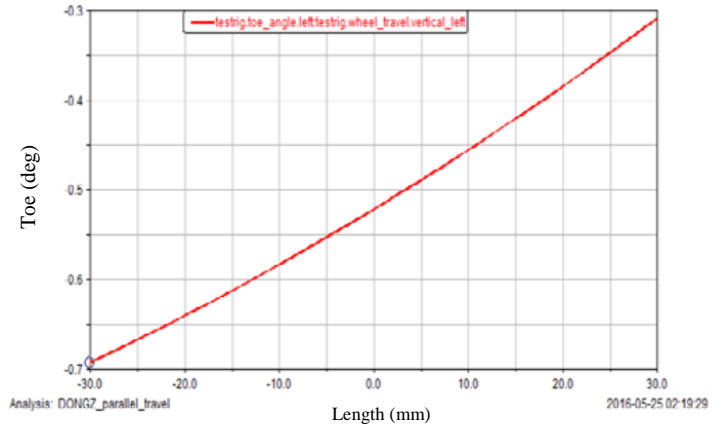
- b. Jadi saat kendaraan miring di tikungan, sudut *camber* akan berkurang. Dan selama periode ini bagian bawah menyentuh tapak ban jauh dari garis tengah kendaraan daripada yang teratas. Alasan untuk ini adalah bahwa seluruh tapak ban menahan jalan secara merata di tikungan karena dinding samping ban. Grafik perubahan *camber* diplot pada gambar 19.



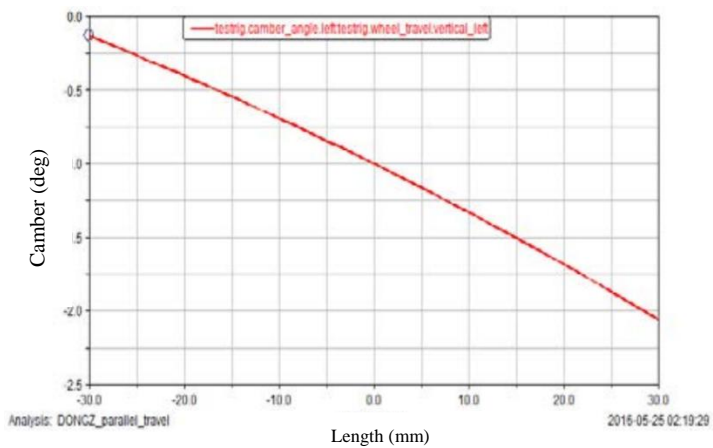
Gambar 19. Perubahan Sudut Camber vs Wheel Travel [9]

- c. Sudut *toe* mobil dirancang pada -0,537 derajat dan sudut *camber* -1 derajat. Berdasarkan gambar 19. dan gambar 20, saat suspensi melompat ke atas dan ke bawah mm, sudut *toe* bervariasi dari -0,7 derajat hingga -0,3 derajat, dan sudut *camber* berkisar dari -0,1 derajat hingga -2,1 derajat. Keduanya parameter sangat bervariasi dengan suspensi naik dan turun, yang menjamin

stabilitas mobil dan meningkatkan area kontak antara ban dan tanah selama menikung dan mengurangi keausan ban.



Gambar 20. Perubahan Sudut Toe saat Bump dan Droop [10]

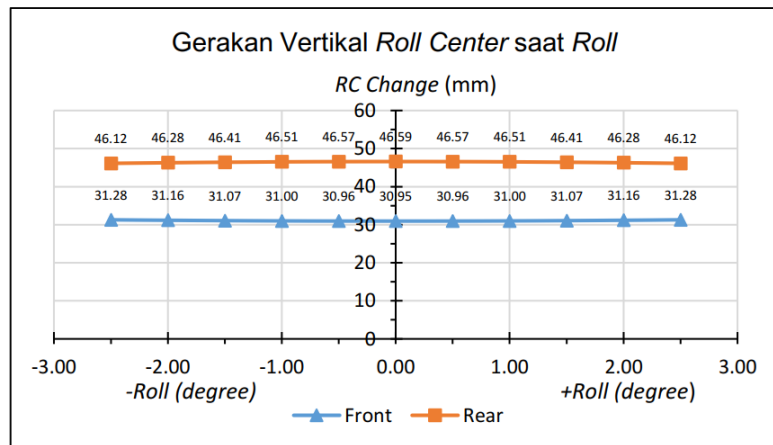


Gambar 21. Perubahan Sudut Camber saat Bump dan Droop [10]

### 5) Perubahan Titik *Roll Center*

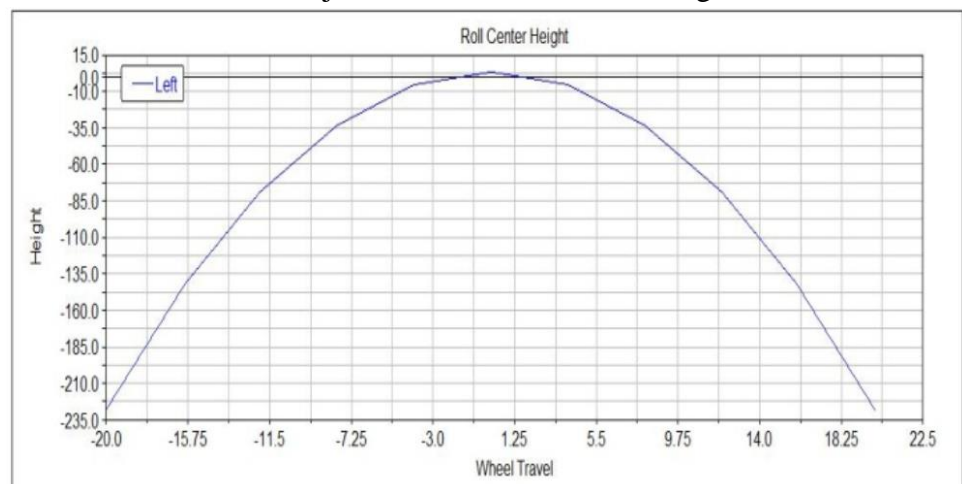
- a. Mobil FG16 memiliki letak *roll center* depan berada pada 30,95 mm di atas permukaan lintasan atau 13,5% dari tinggi *center of gravity* mobil. Letak *roll center* belakang berada pada 46,59 mm di atas permukaan lintasan atau 20,25% dari tinggi *center of gravity* mobil. Letak *roll center* belakang lebih tinggi daripada *roll center* depan.

Berdasarkan gambar 22. menunjukkan bahwa gerakan vertikal *roll center* depan dan belakang saat *roll* relatif konstan. Rata-rata perubahan letak vertikal *roll center* depan yaitu 0,077 mm/deg sedangkan rata-rata perubahan letak vertikal *roll center* belakang yaitu 0,035 mm/deg.



Gambar 22. Perubahan Tinggi Roll Center saat Roll [7]

- b. Karena posisi *roll center* ditentukan oleh lokasi *instant center*. *Instant center* yang tinggi akan mengarah ke tinggi roll center & sebaliknya. Saat kendaraan menyetir, Gaya sentrifugal yang bekerja pada CG ditransmisikan ke *roll center* dan turun ke roda tempat gaya lateral berkerja. Jadi kita bisa melihat bahwa semakin tinggi *roll center* maka *rolling moment* akan menjadi semakin kecil, dan *rolling moment* ini harus dilawan dengan kekuatan pegas. Jika *roll center* berada di atas tanah gaya lateral yang dihasilkan oleh ban menghasilkan momen pada *instant center*, yang mendorong roda ke bawah dan membawa sprungmass. Gambar 22. menunjukkan variasi *roll center* dengan *wheel travel*.



Gambar 23. Perubahan Tinggi Roll Center vs Wheel Travel [9]

## BAB 3

### AKTIVITAS KEGIATAN MAGANG INDUSTRI

#### 3.1. Kegiatan Magang Industri

Kegiatan magang industri yang dilakukan yaitu proses pembuatan mobil Formula Nogogeni generasi 1, yang dimana pada magang industri yang kami lakukan yaitu membuat bagian part dari kendaraan Formula Nogogeni generasi 1 dibagi sesuai dengan divisi yang dinaungi. Divisi yang saya naungi adalah *Vehicle Dynamic* yang dimana *jobdesknya* adalah pada bagian *braking system*, *suspension system* dan *steering system*. Pada laporan ini, hanya akan dibahas lebih detail mengenai pembuatan geometri suspensi *wishbone* pada mobil Formula Nogogeni ITS Team.

##### 3.1.1. Tabel *Timeline* Pengerjaan Selama Magang

Minggu ke	Tanggal	Aktifitas	Pencapaian Tugas
1.	10-16 Agustus 2020	Mempelajari regulasi dari pembuatan sistem suspensi	
2.	17-23 Agustus	Mempelajari sistem kerja suspensi	
3.	24-30 Agustus	Mencari referensi dari team yang telah mengikuti FSAE	
4.	31-6 Agustus-September	Fiksasi <i>wheelbase</i> dan <i>trackwidth</i>	
5.	7-13 September	Mencari referensi tentang Kingpin dan <i>caster angle</i>	
6.	14-20 September	Mencari Ukuran <i>velg</i> yang sesuai dengan kebutuhan	
7.	21-27 September	Mulai membuat geometri suspensi pada <i>Inventor</i>	

8.	28-4 September- Oktober	<i>Meeting design</i> dengan divisi <i>frame and body</i>	
9.	5-11 Oktober	Revisi desain untuk pemenuhan <i>point</i> suspensi	
10.	12-18 Oktober	Belajar <i>Lotus Suspension</i>	
11	19-25 Oktober	Simulasi <i>point suspension</i> pada <i>lotus software</i>	
12.	26-1 Oktober - Nopember	Simulasi <i>point suspension</i> pada <i>lotus software</i>	
13.	2-8 Nopember	<i>Meeting design</i> dengan divisi <i>frame and body</i> untuk perubahan <i>point</i> suspensi	
14.	9-15 Nopember	Desain ulang geometri suspensi pada <i>lotus software</i>	
15.	16-22 Nopember	Simulasi desain akhir pada <i>software lotus</i>	
16.	23-29 Nopember	Mulai desain komponen <i>wishbone</i> sesuai geometri suspensi	
17.	30-7 Nopember- Desember	Fiksasi desain komponen <i>wishbone</i>	

Tabel 1. *Timeline* Pengerjaan Geometri Suspensi

### 3.1.2. Penjelasan Singkat dari *Timeline* Pengerjaan

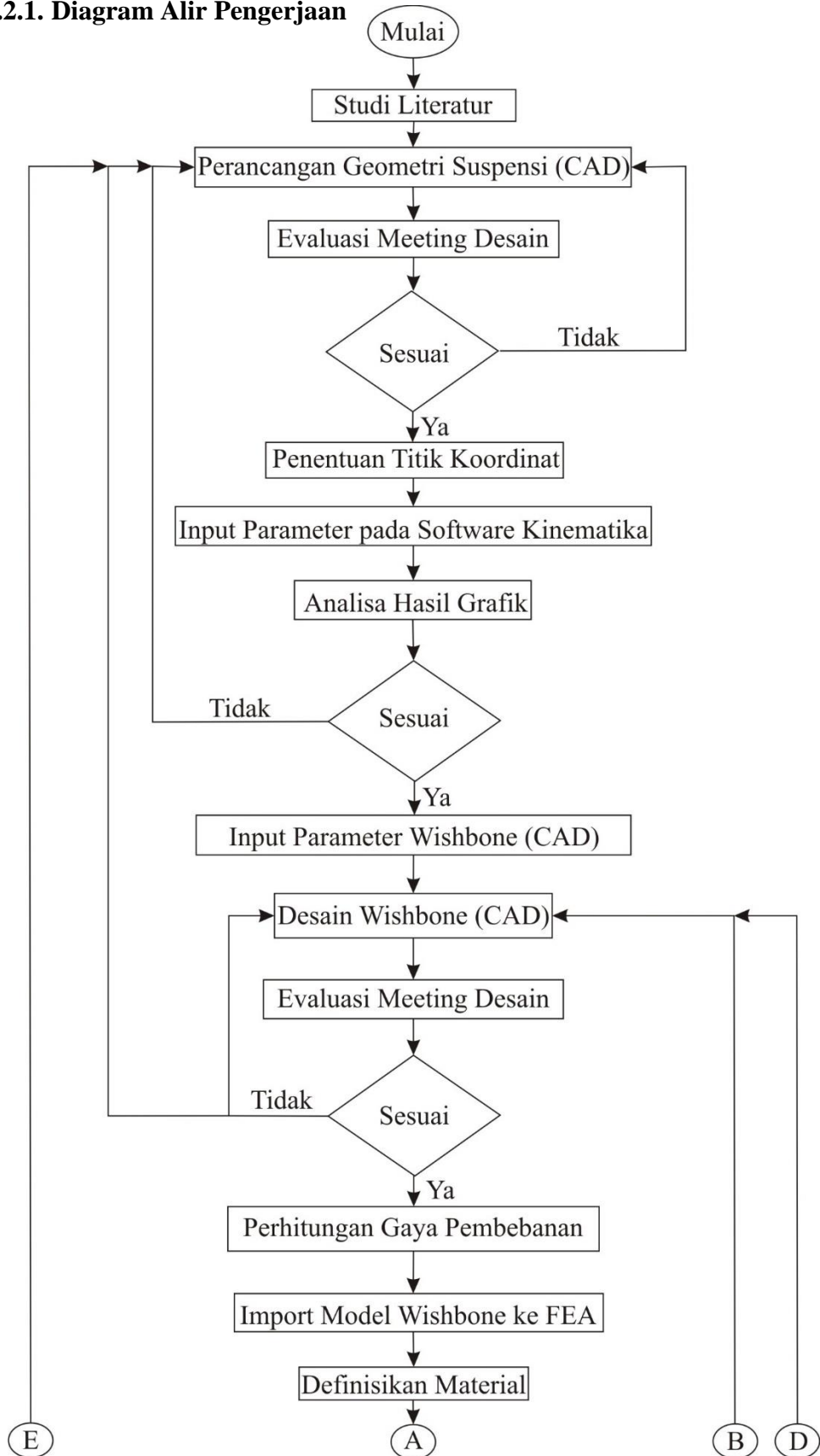
Pada table diatas pengerjaan magang yang dilakukan di departemen Teknik mesin industri yang bekerja sama dengan PT.LIQUIMOLY peserta magang mengerjakan tugasnya masing masing sesuai dengan divisi yang di naungi oleh peserta. Geometri sistem suspensi tersebut merupakan sebuah koordinat point yang nantinya akan dihubungkan hingga membentuk garis yang nanti nya sebagai dasar

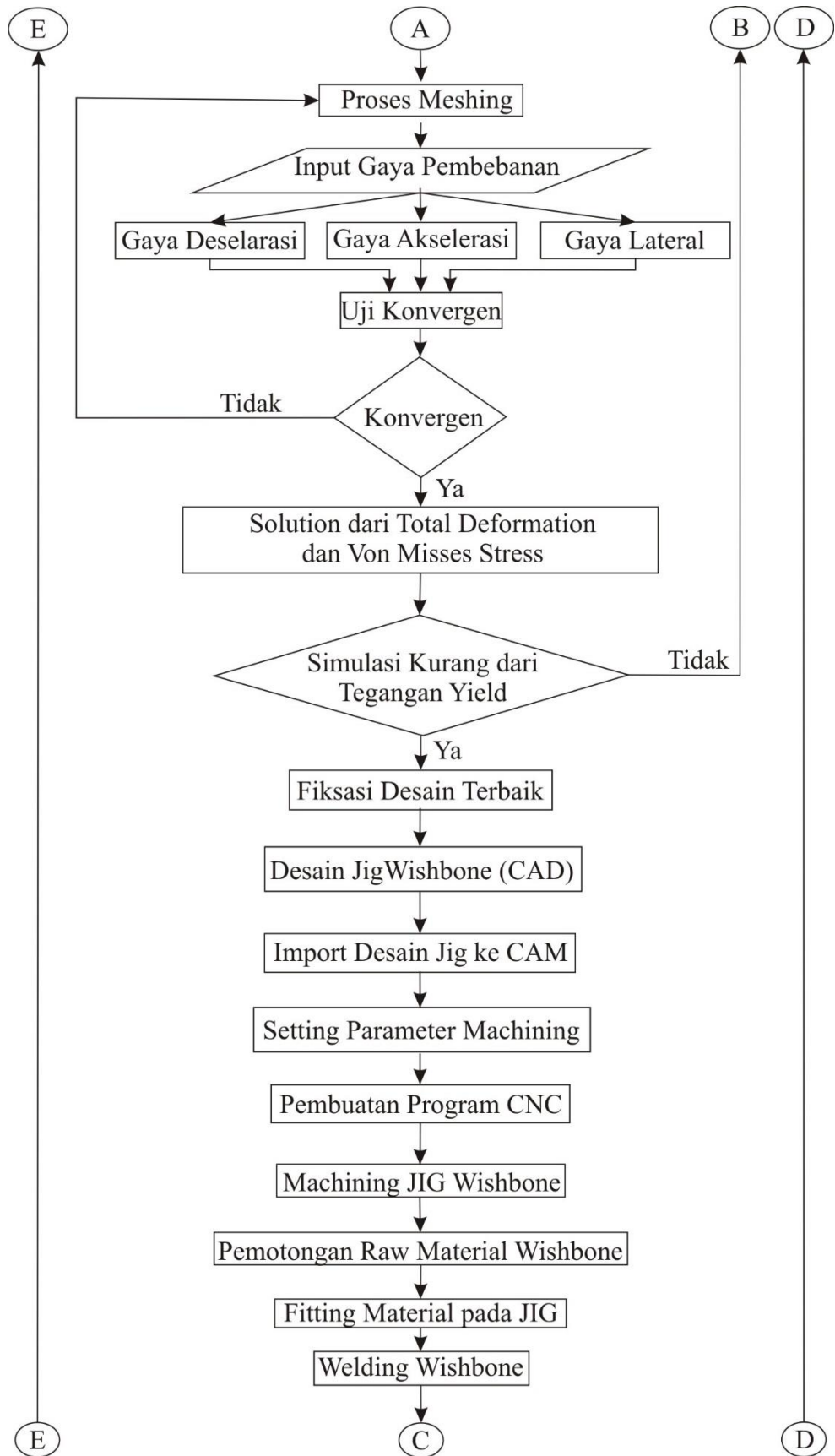
acuan desain komponen suspensi mobil formula nogogeni. Untuk mengetahui apakah geometri suspensi yang telah dibuat menghasilkan performa manuver yang baik maka harus disimulasi dengan menggunakan *software* lotus suspension analisis.

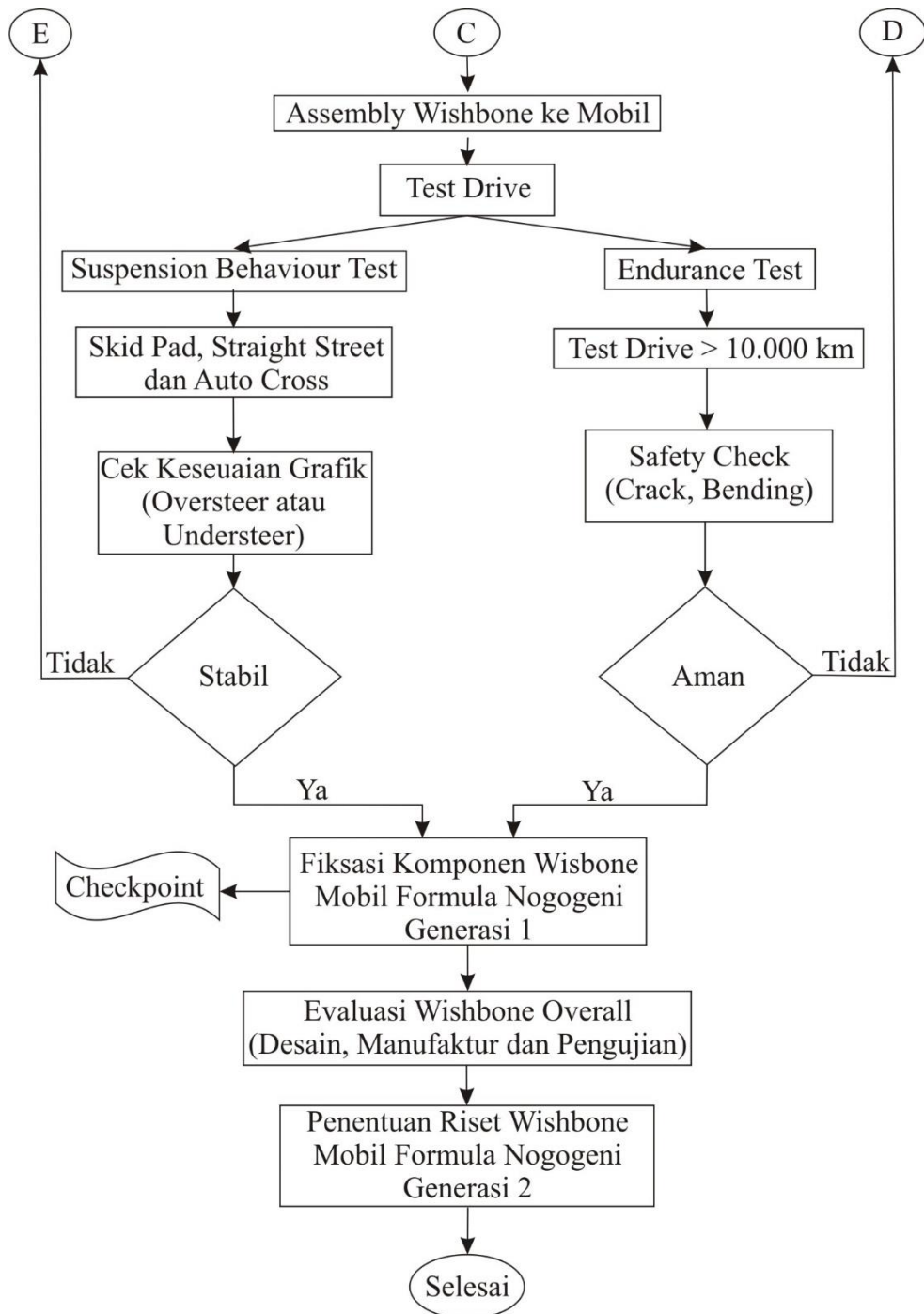
### **3.2. Rapid Prototype**

Pada *rapid prototype* ini menjelaskan alur proses pengerjaan secara menyeluruh dari pembuatan geometri suspensi *wishbone* Mobil Formula Nogogeni ITS Team. Tujuan dari *rapid prototype* adalah agar pembaca tahu bagaimana proses pembuatan geometri suspensi *wishbone* dan bisa menggunakan metode ini untuk mengembangkan atau meriset lebih lanjut.

### 3.2.1. Diagram Alir Pengerjaan







Gambar 24. Diagram Alir Pengerjaan

### 3.2.2. Desain Parameter

Dalam membuat suatu desain, sebelumnya harus menentukan parameter desain. Parameter desain adalah sebuah batasan batasan desain agar yang kita desain tepat sasaran sesuai dengan regulasi yang

mengacu pada FSAE – A. Sehingga mobil yang kita dapat lolos teknikal inspeksi dan dapat bermanuver sesuai dengan yang kami inginkan.

Parameter dalam pembuatan desain geometri suspensi adalah sebagai berikut :

<b>Parameter</b>	<b>Nilai</b>	<b>Satuan</b>
COG	410.45	mm
Jarak COG terhadap <i>Roll Axis</i> Depan	375,486	mm
Jarak COG terhadap <i>Roll Axis</i> Belakang	355,538	mm
<i>Velg</i>	13	in
<i>Wheel Diameter</i>	510	mm
<i>Disc Brake Diameter</i>	220	mm
<i>Wheelbase</i>	1550	mm
<i>Trackwidht</i> Depan	1220	mm
<i>Trackwidht</i> Belakang	1120	mm
<i>Total Mass with a Driver</i>	360,72	kg
<i>Unsprung Mass</i>	81,391	kg
<i>Sprung Mass</i>	279.329	kg
<i>Mass Distribution</i>	60 <i>Rear</i> 40 <i>Front</i>	%
<i>Sprung Weight Distribution</i>	111,7316kg	167,5974kg
<i>Front / Rear</i>	55.865	83.798
<i>Total Mass Distribution</i>	144.28kg ( <i>Front</i> )	216.44kg( <i>Rear</i> )
<i>Front / Rear</i>	72.14kg	108.22kg
$\mu$ <i>aspalt</i>	0,6	

Tabel 2. Desain Parameter Mobil Formula Nogogeni ITS Team

Tabel 2. Desain Parameter Mobil Formula Nogogeni ITS Team

### 3.2.3. Desain Geometri Suspensi

Pada proses ini dijelaskan bagaimana langkah langkah pengerjaan desain geometri suspensi dari *software* CAD. Untuk nilai besaran yang tertera sudah melalui studi literatur [4]. Didalam buku tersebut sudah memiliki standart acuan dari pembuatan mobil Formula *Student* yang sesuai dengan regulasi yang sudah ditetapkan dan telah melalui berbagai macam riset di lapangan.

#### 1) *Trackwidth* dan *Wheelbase*

Pada awal memulai proses desain perlu ditentukan berapa panjang dari *trackwidth* dan *wheelbase* untuk mobil Formula Nogogeni. Sesuai dengan *rules* dari FSAE. Berikut adalah regulasi dari *wheelbase* dan *trackwidth* :

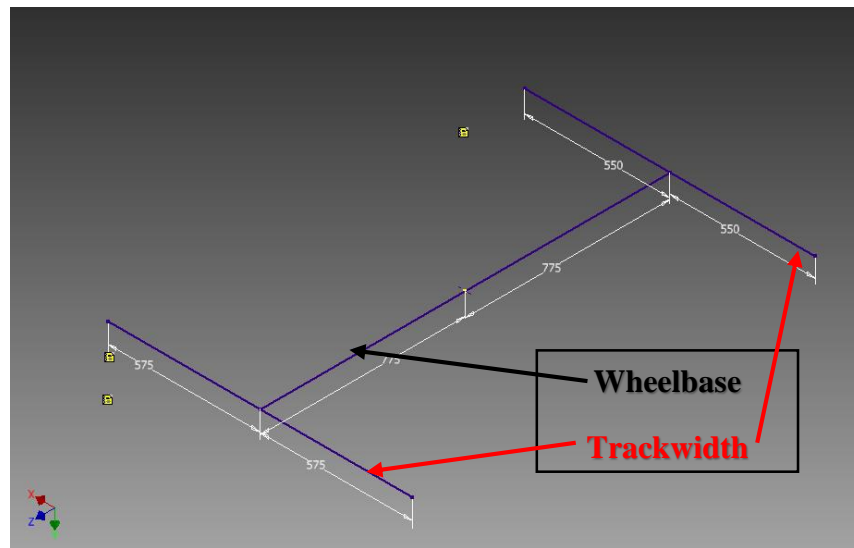
##### a. *Wheelbase*

Mobil harus memiliki *wheelbase* minimal 1525 mm atau lebih. *Wheelbase* diukur dari titik tengah roda depan dan roda belakang ditarik garis lurus.

##### b. *Trackwidth*

*Track* terkecil kendaraan bagian depan dan belakang tidak boleh lebih dari 75% dari *track* terlebar.

Dari berbagai pertimbangan dari referensi dan studi literatur kami memilih untuk *wheelbase* mobil adalah 1550mm dan *trackwidth* depan mobil adalah 1220mm dan *trackwidth* belakang mobil adalah 1120mm. Setelah hal tersebut ditentukan maka selanjutnya adalah mulai menggambar pada *software* CAD.



Gambar 25. Desain *Trackwidth* dan *Wheelbase*

## 2) *Velg* dan *Tyre*

Selanjutnya adalah penentuan *velg* dan roda. Untuk *rules* dari roda FSAE adalah sebagai berikut :

1. Roda mobil harus berdiameter 203,2 mm atau lebih.
2. Mobil harus memiliki 2 tipe ban yaitu ban basah dan kering.

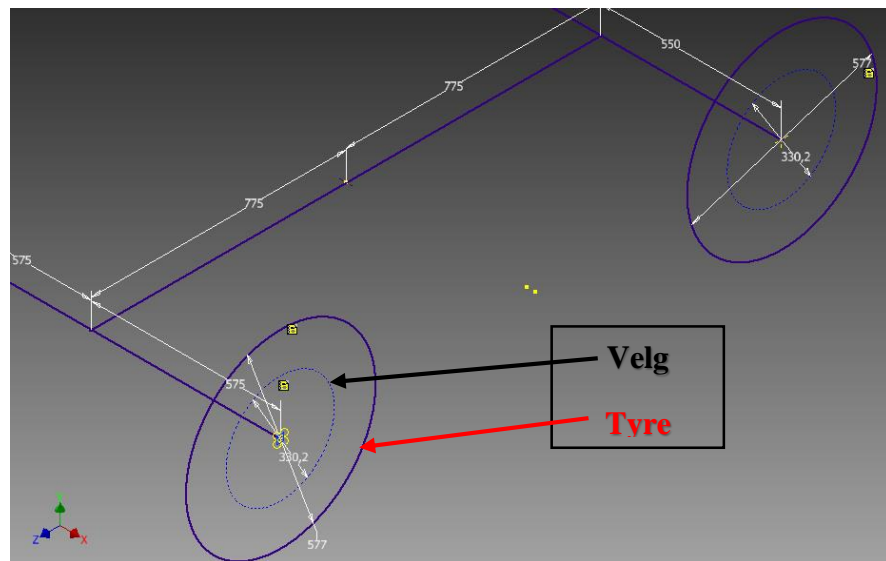
- Ban Kering

Ban pada mobil yang harus di tampilkan pada inspeksi teknis yaitu ban kering. Ban kering boleh menggunakan tipe dan ukuran apapun. Ban yang digunakan boleh *slicks* atau beralur.

- Ban Basah

Ban basah boleh memakai ukuran dan tipe apapun dengan *tread* biasa maupun beralur. Alur ban dibuat dalam pabrik pembuat ban, apapun alur yang dipotong harus memiliki dokumentasi nyata sesuai dengan aturan yang telah diterapkan. Kedalaman *tread* yang diperbolehkan minimal 2,4 mm. Potongan tangan, mengalur dan memodifikasi ban sendiri oleh tim dilarang keras.

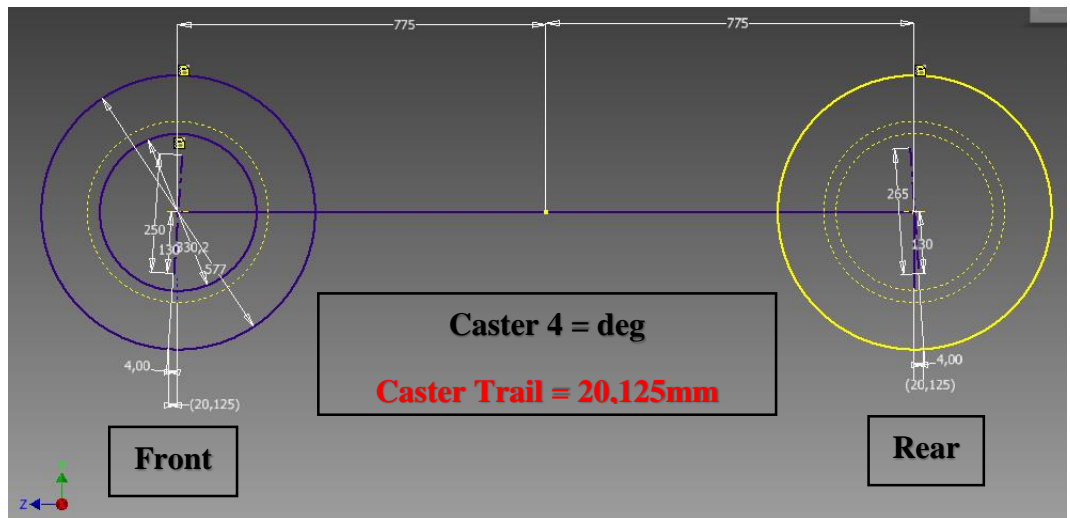
Penentuan ukuran *velg* bertujuan untuk membatasi ketika mendesain panjang kingpin dan caster pada komponen upright nanti agar tidak *oversize* atau tidak menabrak *velg*. Pada roda yang dibutuhkan adalah diameter terluar dan lebar ban, hal ini berfungsi untuk penentuan lebar *scrub radius* dan untuk menentukan tinggi *roll center*.



Gambar 26. Desain *Velg* dan Roda

### 3) *Caster Angle* dan *Caster Trail*

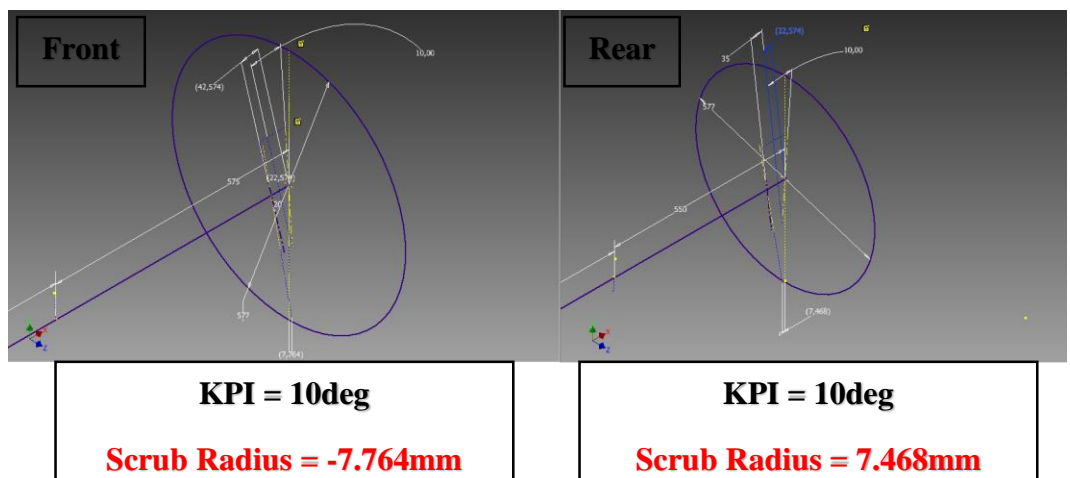
Penentuan *angle* dan *caster trail* dilakukan berbagai macam studi literatur dari berbagai macam buku. Dan akhirnya kami mempertimbangkan *caster angle* 4 derajat. Sudut *caster* ditentukan dengan mempertimbangkan beberapa faktor seperti kestabilan saat melaju lurus dan gaya pengemudian. Sebagai dasar penetapan secara langsung adalah sebagai berikut: *caster offset* 0 mm, sudut *caster* sekitar 4 derajat, *caster trail* kira-kira 20 mm [4].



Gambar 27. Desain *Caster Angle* dan *Caster Trail*

4) *Kingpin Inclination Angle* dan *Scrub Radius*

Selanjutnya adalah penentuan *kingpin inclination* dan *scrub radius*, Biasanya target *scrub radius* antara 0 sampai 10 mm untuk memperkecil *yawing moment* yang dihasilkan karena perbedaan hambatan antara roda kanan dan roda kiri terhadap permukaan lintasan, sebagai contoh adalah perbedaan gaya pengereman. Sedangkan untuk memperkecil *kingpin offset*, kemiringan *kingpin* biasanya dibuat tegak, akan tetapi dikarenakan kebutuhan *layout*, biasanya hanya bisa ditetapkan sekitar 10 derajat [4].

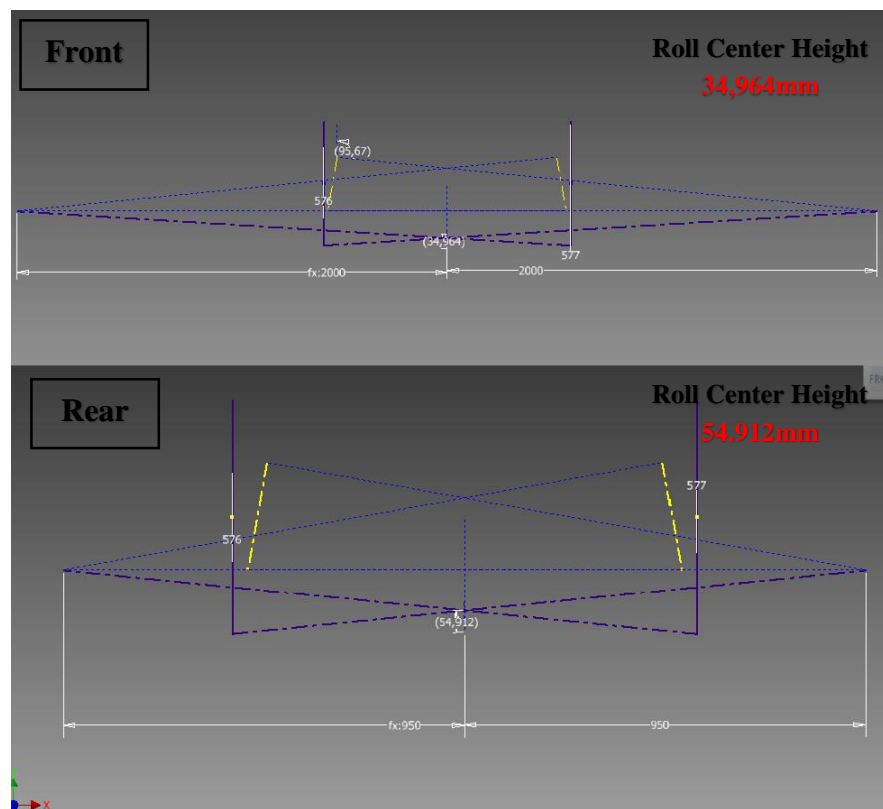


Gambar 28. Desain *Kingpin Inclination Angle*

### 5) Roll Center Height

Setelah geometri pada *upright* yaitu *caster angle* dan *kingpin angle* selesai di desain pada *software CAD*, maka selanjutnya adalah penentuan sudut *wishbone* dilihat dari sudut pandangan samping mobil. Dalam penentuan sudut *wishbone* juga bisa menentukan berapa tinggi *roll center* dari tanah.

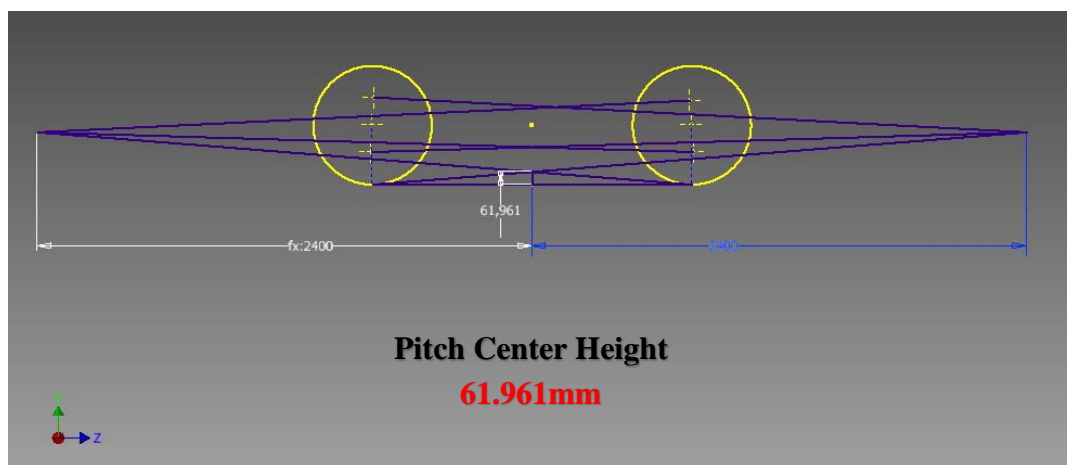
*Roll center* merupakan pusat momen putar mobil pada bagian depan dan belakang. Gerakan lateral dan vertikal *roll center* sebisa mungkin sedikit. Gerakan *roll center* ke arah roda luar saat mobil berbelok melintasi tikungan juga harus dihindari. Disarankan tinggi *roll center* dari tanah 30 sampai 40 mm pada roda depan dan 50 sampai 60 mm pada roda belakang. Umumnya *roll center* roda belakang lebih tinggi daripada roda depan. [4]



Gambar 29. Roll Center.

#### 6) *Pitch Center Height*

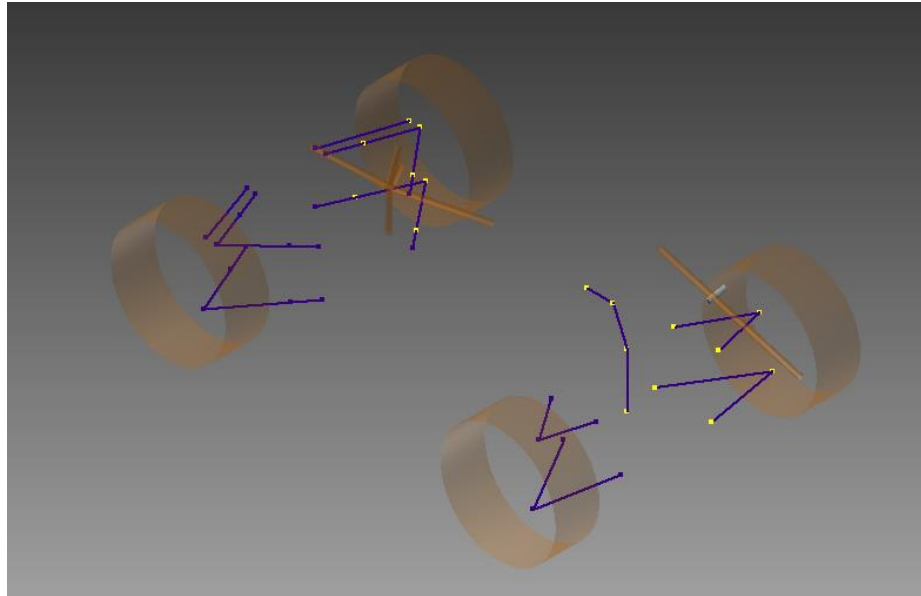
Selanjutnya adalah penentuan sudut *wishbone* dilihat dari sudut pandangan depan mobil. Dalam penentuan sudut *wishbone* juga bisa menentukan berapa tinggi *pitch center* dari tanah. *Pitch center* ditentukan dari perpeanjang titik koordinat dari *ball joint upper* dan *lower wishbone* sehingga membentuk IC (*Intagneous Center*). Titik IC kemudian dihubungkan dengan *contact patch* roda depan dan belakang sehingga membentuk *pitch center*.



Gambar 30. Desain Geometri *Pitch Center Height*

#### 7) *Wishbone*

Setelah *roll center* dan *pitch center* terbentuk langkah selanjutnya adalah menentukan sudut *link wishbone*, penentuan ini didasarkan dengan kekuatan *wishbone* ketika *wishbone* menerima gaya ketika akselerasi, gaya deselerasi dan gaya ketika cornering.



Gambar 31. Desain Geometri *Wishbone*

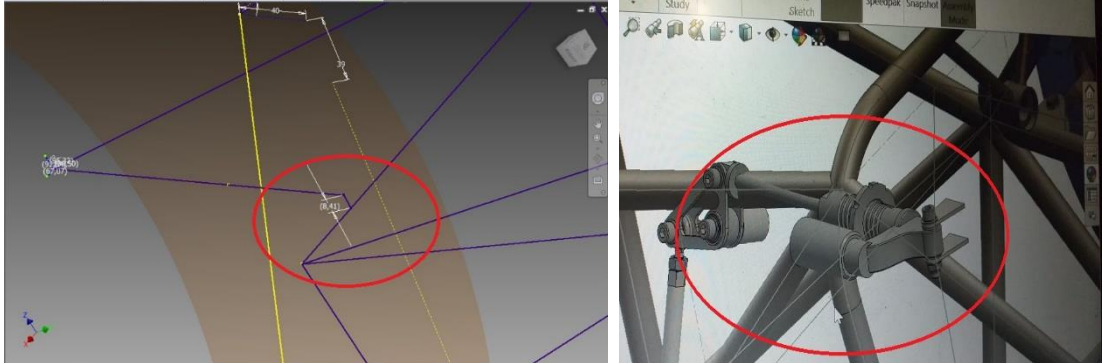
#### 3.2.4. *Meeting Design*

Tujuan dari *meeting desain* ini adalah untuk menyatukan desain pada komponen suspensi dengan desain komponen lain khususnya pada divisi *frame and body*. Apakah dari desain suspensi tidak bisa dipakai atau terdapat komponen yang menabrak komponen lain. Hal hal tersebut didiskusikan pada *meeting design* ini. Jika terjadi ketidaksesuaian maka akan dilakukan revisi desain. Sehingga desain antara suspensi dan frame bisa sesuai dengan tujuan yang telah ditentukan bersama.

Evaluasi dari meeting desain yang pernah dilakukan oleh tim mobil Formula Nogogeni ITS Team adalah sebagai berikut

- a. Perubahan titik koordinat *wishbone* depan karena posisi terlalu tinggi
- b. Pergeseran pushrod belakang karena menabrak poros *CV Joint*
- c. Perubahan mounting *bellcrank*

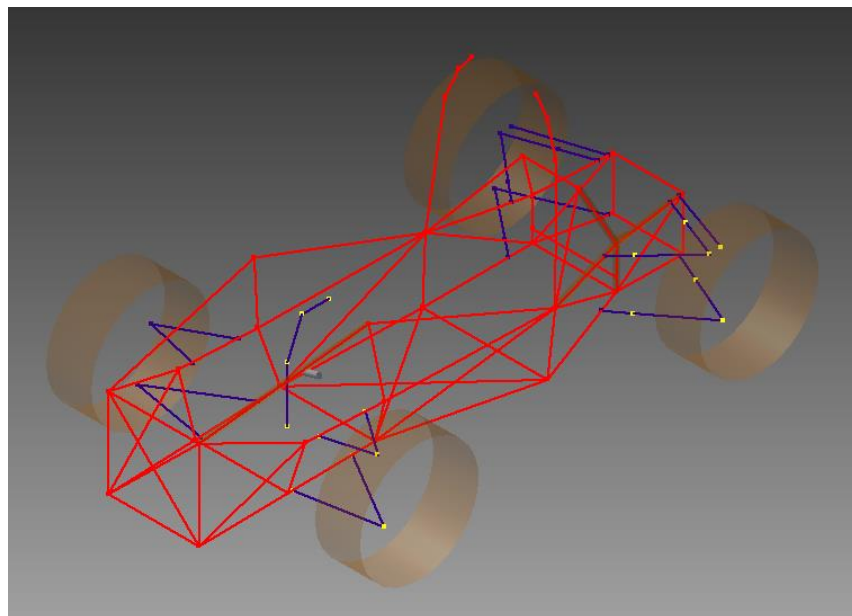
d. Perubahan *mounting* damper pada *frame*



Gambar 33. *Bellcrank* dan *Shock Arbsorber* Menabrak *Frame*

Gambar 32. Geometri *Wishbone* dan *Frame* Tidak Berpotongan

Dari meeting desain menghasilkan sebuah titik koordinat suspensi yang berupa *mounting wishbone* yang menempel pada *frame*. Titik titik koordinat suspensi ini akan digunakan sebagai parameter dasar memasukan koordinat pada *software* simulasi kinematika suspensi. Berikut adalah hasil dari meeting design geometri yang telah ditetapkan oleh divisi teknis mobil Formula Nogogeni ITS Team.



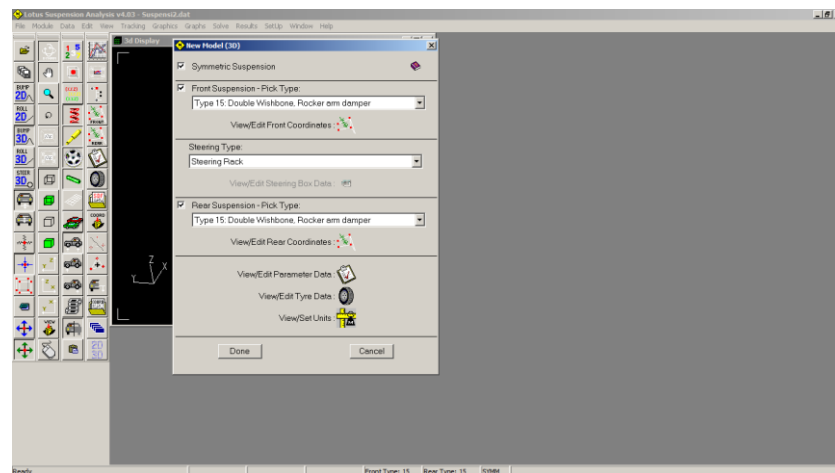
Gambar 34. Geometri Suspensi *Wishbone* dan *Frame* yang Telah Ditetapkan

### 3.3. Proses Simulasi Kinematika

Analisis data kinematika sistem suspensi mobil Formula Nogogeni dilakukan dengan cara menentukan *layout* model sistem suspensi mobil Formula Nogogeni. Setelah itu, memasukkan koordinat titik-titik geometri dari model 3 dimensi sistem suspensi mobil Formula Nogogeni di *software* CAD ke dalam perangkat lunak *Lotus Suspension Analysis* (LSA) seperti pada gambar.

#### 3.3.1. Parameter Suspension

Pada awal pembuatan suspensi pada *Lotus Suspension* memasukan seluruh parameter dimulai dari jenis suspensi yang dipilih dan jenis steering yang digunakan. Untuk mobil Formula Nogogeni memilih jenis suspensi tipe *double wishbone and rocker arm damper*. Sedangkan untuk jenis steering dipilih *steering rack*.



Gambar 35. Pemilihan Jenis Suspensi dan *Steering*

Setelah pemilihan tipe suspensi dan *steering*, parameter selanjutnya yang wajib dimasukan adalah *bump travel*, *reboun travel*, *wheelbase*, tinggi CoG, *tyre properties* dll.

#### 3.3.2. Koordinat Suspensi

Selanjutnya adalah memasukan seluruh koordinat suspensi depan dan belakang. Koordinat geometri suspensi yang telah dimasukkan ke dalam *Lotus Suspension Analysis* kemudian akan membentuk sebuah



## BAB 4

### HASIL Pengerjaan dan Pembahasan

#### 4.1. Hasil Geometri Suspensi

Dari desain geometri suspensi yang telah dirancang dari berbagai referensi literatur dan mengalami berbagai revisi. Akhirnya kami menetapkan konfigurasi geometri suspensi roda depan dan belakang seperti yang tertera pada tabel dibawah ini.

No	Konfigurasi	Roda Depan	Roda Belakang	Unit
1	<i>Wheelbase</i>	1550		mm
2	<i>Trackwidth</i>	1220	1120	mm
3	<i>Velg</i>	13	13	in
4	<i>Tyre</i>	20,5 x 6.0 - 13		in
5	<i>Caster Angle</i>	4	-4	deg
6	<i>Caster Trail</i>	20,125	20,125	mm
7	<i>Caster Offset</i>	0	0	mm
8	<i>Kingpin Angle</i>	10	10	deg
9	<i>Scrub Radius</i>	-7,764	7,468	mm
10	<i>Kingpin Offset</i>	42,574	57,574	mm
11	<i>Roll Center</i>	34,964	54,912	mm
12	<i>Pitch Center</i>	61,961		mm

Tabel 3. Tabel Konfigurasi Geometri Upright

Selain dari konfigurasi geometri suspensi, hasil dari *meeting design* dengan beberapa divisi khususnya *frame and body* juga membuahkan hasil berupa fiksasi dari titik koordinat yang nantinya koordinat tersebut sebagai dasar acuan pembuatan desain 3 dimensi komponen seperti *upright, wheel hub, wishbone, push rod, tie rod, dan bell crank*. Dengan adanya konfigurasi dan titik koordinat geometri suspensi akan memudahkan untuk divisi *Vehicle*

*Dynamic* dan *Frame and Body* untuk mencocokkan atau menyesuaikan hasil desain dari kedua divisi tersebut :

a. *Front Wishbone Coordinat*

<i>Point Name</i>	<i>Left</i>			<i>Right</i>		
	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>
<i>CHAS_LowFor</i>	845,091	208,737	131,515	845,091	208,737	-131,515
<i>CHAS_LowAft</i>	582,426	-211,745	-123,634	582,426	211,745	-123,634
<i>CHAS_UppFor</i>	804,316	-285,333	99,161	804,316	285,333	99,161
<i>CHAS_UppAft</i>	597,042	-285,335	89,090	597,042	285,335	89,090
<i>UPRI_LowPnt</i>	784,068	-554,691	-129,683	784,068	554,691	-129,683
<i>UPRI_UppPnt</i>	766,629	-510,610	119,708	766,629	510,610	119,708
<i>CHAS_TiePnt</i>	665,000	-160,000	-74,550	665,000	160,000	-74,550
<i>UPRI_TiePnt</i>	665,000	-562,700	-74,550	665,000	562,700	-74,550

Tabel 4. Koordinat *Wishbone* Depan

b. *Rear Wishbone Coordinat*

<i>Point Name</i>	<i>Left</i>			<i>Right</i>		
	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	<b>X</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>
<i>CHAS_LowFor</i>	-539,636	-208,782	-122,351	-539,636	208,782	-122,351
<i>CHAS_LowAft</i>	-941,852	-159,286	-134,417	-941,852	159,286	-134,417
<i>CHAS_UppFor</i>	-553,544	-209,541	83,607	-553,544	209,541	83,607
<i>CHAS_UppAft</i>	-897,434	-163,198	98,401	-897,434	163,198	98,401
<i>UPRI_LowPnt</i>	-784,068	-514,460	-129,683	-784,068	514,460	-129,683
<i>UPRI_UppPnt</i>	-766,957	-471,206	115,023	-766,957	471,206	115,023
<i>CHAS_TiePnt</i>	-927,243	-189,813	102,115	-927,243	189,813	102,115
<i>UPRI_TiePnt</i>	-816,887	-471,003	117,663	-816,887	471,003	117,663

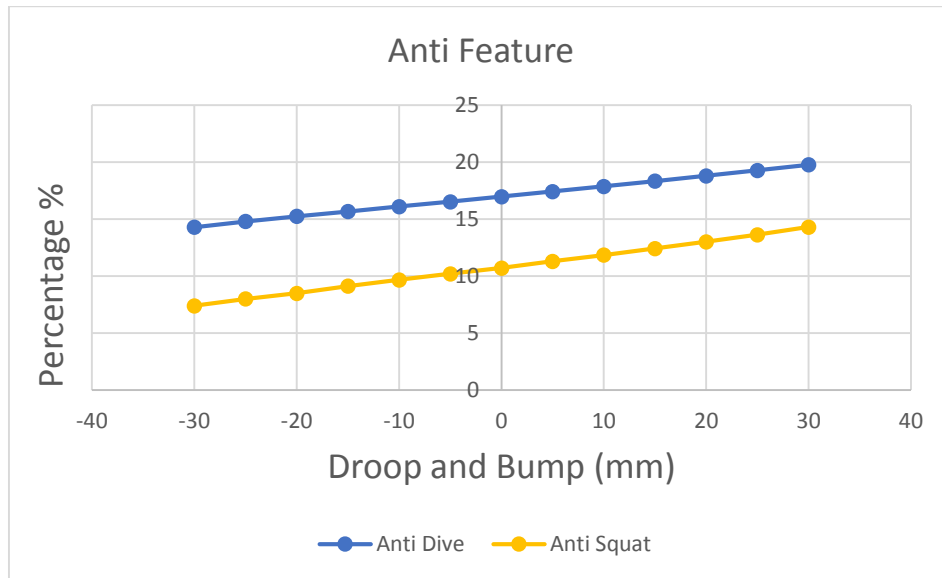
Tabel 5. Koordinat *Wishbone* Belakang

#### 4.2. Hasil Analisa Kinematika Suspensi

Setelah mendapatkan koordinat geometri suspensi. Selanjutnya adalah memulai tahap simulasi kinematika suspensi. Hasil dari kinematika suspensi

diambil dari grafik hasil simulasi pada software *Lotus Suspension Analysis*. Berikut adalah beberapa grafik hasil simulasi.

#### 4.2.1. Parameter Anti Fitur

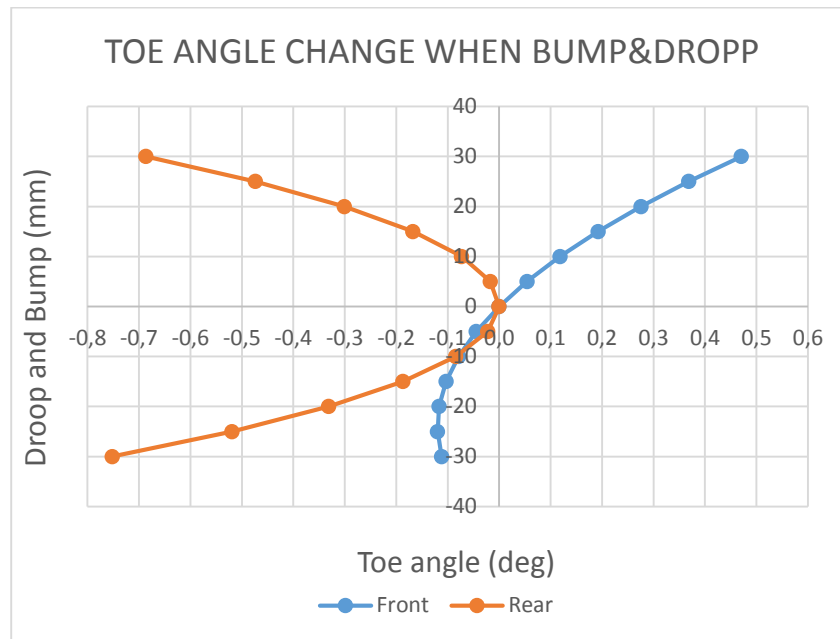


Gambar 38. Grafik Anti Fitur Ketika *Bump*

Berdasarkan grafik menunjukkan bahwa pada kondisi *bump* atau *droop* mobil Formula Nogogeni memiliki maksimum persentasi *anti-dive* pada suspensi roda depan adalah 19,78% dan maksimum persentasi *anti-squat* suspensi roda belakang mencapai 12,61%. Anti fitur ini mencegah kendaraan pitching ketika mengalami akselerasi dan berdeselerasi.

#### 4.2.2. Perubahan *Toe Angle*

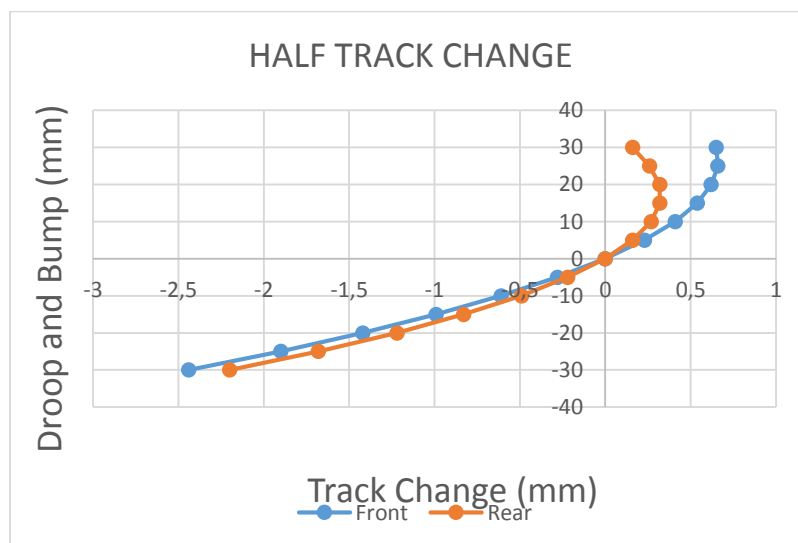
Berdasarkan gambar 39. Perubahan Sudut Toe pada roda depan mobil cenderung menuju arah positif 0.4 derajat ketika bump yaitu dan negatif 0.1 derajat ketika kondisi droop. Jadi roda depan berubah menjadi Toe In ketika terkena bump dan menjadi Toe In ketika kondisi droop. Sedangkan perubahan sudut toe untuk roda belakang ketika bump berubah menjadi -0.7 derajat dan ketika kondisi droop menjadi negatif 0.8 derajat. Roda belakang ketika bump dan droop selalu menjadi Toe Out.



Gambar 39. Grafik Perubahan Toe Angle Ketika *Bump*

#### 4.2.3. Perubahan *Trackwidth*

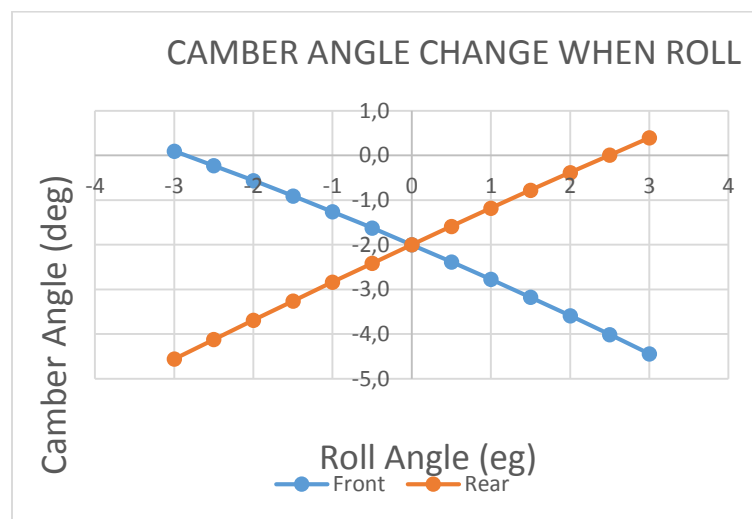
Berdasarkan gambar 40, *track width* mobil Formula Nogogeni akan bertambah saat *bump* dan berkurang saat *droop*. Semakin kondisi *bump* bertambah, pertambahan *track width* akan semakin kecil dan sebaliknya semakin kondisi *droop* bertambah *track width* akan semakin banyak berkurang. Perubahan *track width* belakang lebih kecil daripada *track width* depan.



Gambar 40. Grafik Perubahan *Trackwidth* Ketika *Bump*

#### 4.2.4. Perubahan Sudut *Camber* Ketika *Roll*

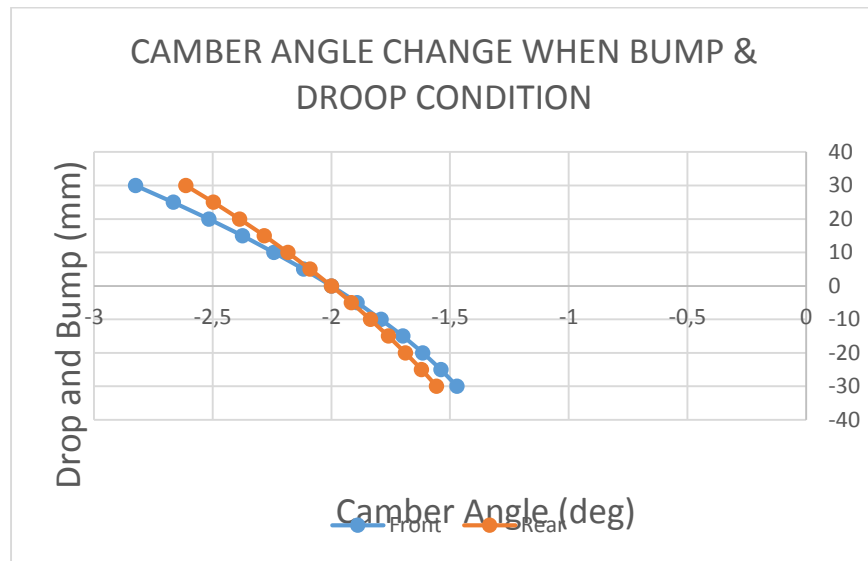
Berdasarkan gambar 41 menunjukkan bahwa mobil Formula Nogogeni memiliki *roll camber* roda depan dan *roll camber* roda belakang yang berkebalikan. Semakin besar *roll*, *camber* roda depan sisi luar akan cenderung semakin negatif dan sebaliknya *camber* roda sisi dalam akan cenderung semakin positif. Sebaliknya pada perubahan sudut *camber* roda belakang ketika *roll* semakin besar, sisi luar roda belakang semakin positif dan sisi dalam cenderung negatif.



Gambar 41. Grafik Perubahan Sudut *Camber* Ketika *Roll*

#### 4.2.5. Perubahan Sudut *Camber* Ketika *Bump*

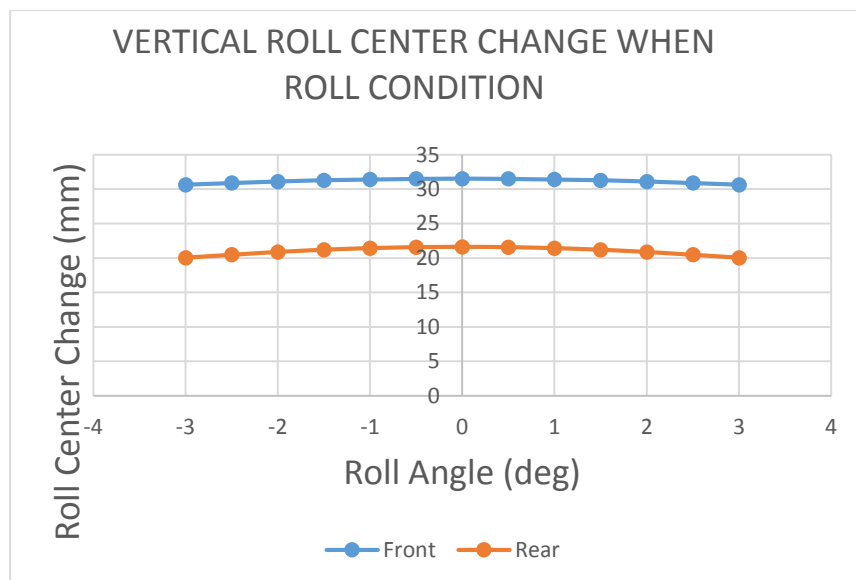
Berdasarkan gambar 42 menunjukkan bahwa *camber* akan semakin negatif saat *bump* dan semakin positif saat *droop*. *Ride camber* roda depan lebih kecil daripada *ride camber* roda belakang. Maksimum perubahan sudut *camber* pada roda depan adalah -2.8 derajat, dan pada roda belakang maksimum perubahan sudut *camber* mencapai 2,6 derajat. Pada mobil nogogeni *disetting* awal dengan *camber* -2 derajat pada roda belakang dan depan. Jadi ketika terkena *bump*, *camber* bisa mencapai -4.8 derajat pada roda depan dan -4.6 derajat pada roda belakang.



Gambar 42. Grafik Perubahan Sudut *Camber* Ketika *Bump*

#### 4.2.6. Perubahan Vertikal *Roll Center*

Mobil Formula Nogogeni memiliki letak *roll center* depan berada pada 34,964mm di atas permukaan lintasan atau 8,5% dari tinggi *center of gravity* mobil. Letak *roll center* belakang berada pada 54,912 mm di atas permukaan lintasan atau 13,39% dari tinggi *center of gravity* mobil. Letak *roll center* belakang lebih tinggi daripada *roll center* depan.

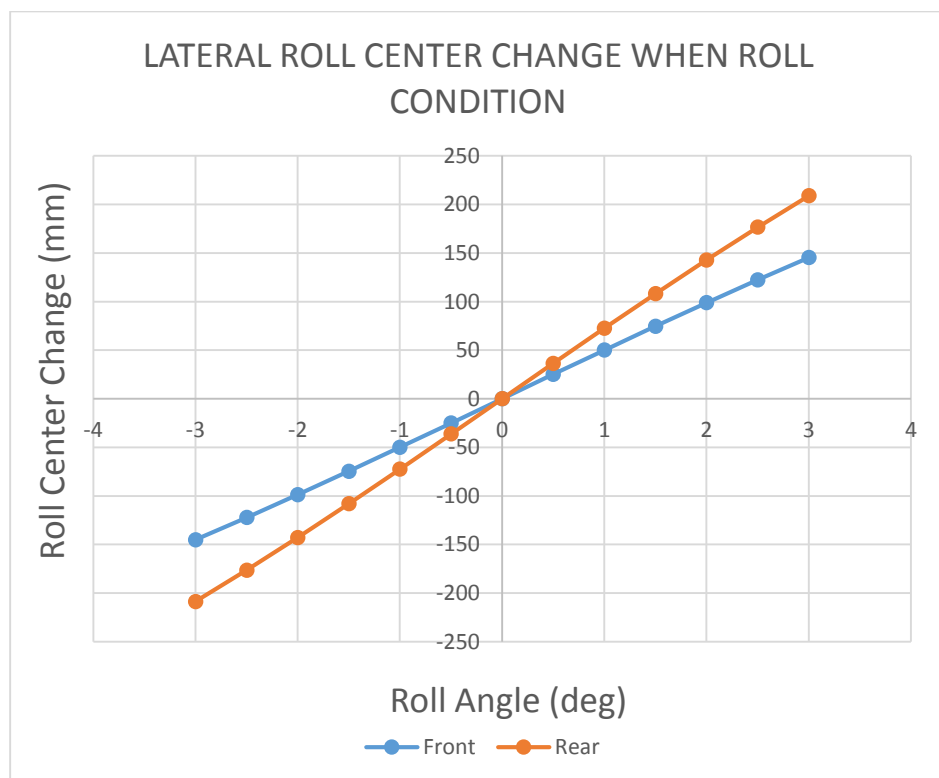


Gambar 43. Grafik Perubahan Tinggi *Roll Center* Ketika *Roll*

Berdasarkan gambar 43 menunjukkan bahwa gerakan vertikal *roll center* depan dan belakang saat *roll* relatif konstan. Maksimum perubahan letak vertikal *roll center* depan yaitu 30.62 mm sedangkan rata-rata perubahan letak vertikal *roll center* belakang yaitu 20.03 mm

#### 4.2.7. Perubahan Lateral Roll Center

Berdasarkan gambar 44, perubahan *roll center* depan secara lateral jauh lebih kecil daripada *roll center* belakang. Maksimum gerakan lateral *roll center* depan 145,19 mm sedangkan *roll center* belakang 208,83 mm/deg. Gerakan lateral *roll center* depan dan belakang saat *roll* cenderung berubah ke arah roda sisi dalam.



Gambar 44. Grafik Perubahan *Lateral Roll Center* Ketika *Roll*

## BAB 5

### PENUTUP

#### 5.1. Kesimpulan

- 1) Proses yang digunakan pada perancangan geometris suspensi sudah sangat mudah, efektif dan efisien menggunakan *software CAD*.
- 2) Proses analisa kinematika suspensi dengan menggunakan *software Lotus Suspension Analysis* merupakan proses analisa yang paling mudah dan cepat dimana hanya dengan *input* parameter suspensi dan koordinat suspensi dapat menghasilkan grafik analisa yang diinginkan.
- 3) Grafik Anti Fitur  
Presentase Anti-dive = 19,78%  
  
Presentase Anti-squat = 12,61%

Nilai presentase dari anti-dive dan anti-squat mobil Formula Nogogeni tersebut tergolong baik.

- 4) Grafik Perubahan Sudut *Toe*  
Maksimum Perubahan Sudut *Toe*  
*Front Wheel* : 0,47deg (Positive Toe / Toe In)  
*Rear Wheel* : -0,68deg (Negative Toe / Toe Out)  
  
Perubahan *toe angle* akan menunjang performa ketika *cornering oversteer*.
- 5) Grafik Perubahan *Trackwidth*  
Maksimum Perubahan *Trackwidth*  
*Front Wheel* : 0,649mm  
*Rear Wheel* : 0,159mm

Perubahan *trackwidth* menunjang perubahan negatif *camber*.  
Negatif *camber* meningkatkan *grip* pada ban ketika *cornering*. .

6) Grafik Perubahan *Camber Angle*  
Perubahan *camber angle* ketika *bump*

*Front Wheel* : 0.950deg

*Rear Wheel* : - 4.410deg

Perubahan *camber angle* ketika *roll*

*Front Wheel* : -2.820

*Rear Wheel* : -2.610

Perubahan sudut *camber* ketika *roll* dan *bump* pada roda depan sudah sangat baik khususnya ketika mobil *cornering*.

7) Grafik Perubahan Posisi *Roll Center*  
Perubahan maksimum *roll center* pada sumbu Z

Front Roll Center : 30.62 mm

Rear Roll Center : 20.03 mm

Perubahan maksimum *roll center* pada sumbu Y

Front Roll Center : 145.19 mm

Rear Roll Center : 208.83 mm

Perubahan jarak *roll center* pada geometri suspensi mobil Formula Nogogeni masih terlalu besar. Menyebabkan mobil susah stabil saat bermanuver.

## 5.2. Saran

Dari beberapa data dan kesimpulan diatas, penulis memiliki saran terhadap tim Nogogeni ITS untuk keberlanjutan riset kedepannya mengenai geometri suspensi wishbone, antar lain:

1. Dari data simulasi yang dilakukan terhadap koordinat suspensi perlu banyak percobaan terhadap variable variable seperti sudut kingpin,

caster, dan scrub radius karena berpengaruh dengan kontak ban pada lintasan.

2. Setelah melakukan test drive, data lapangan tentang perubahan camber dan toe di analisa kembali karena hal ini mempengaruhi perubahan roll center mobil

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Milliken, William F. & Milliken, Douglas L., *Race Car Vehicle Dynamics*, 1995
- [2] Farrington, Jock Allen, *Redesign of an FSAE Race Car's Steering and Suspension System*, 2011
- [3] Smith, Carrol, *Tune to Win. United State of America*, 1978
- [4] Shimada, Yukio, *Motor Car Development/Fabrication Guide For Students and Junior Engineers*, 2007
- [5] Reimpell, J., Stoll, H., & Betzler J.W, *The Automotive Chassis: Engineering Principles 2nd Edition*, 2001
- [6] Matt, Giaraffa, *Technical Tip: Spring & Dampers, Part Two*, 2017, [Online]. Tersedia: <http://www.optimumg.com/technical/technical-papers> [Diakses: 8 Juni 2015]
- [7] Setiawan, Widhihastu Dharma, *Perancangan Sistem Suspensi Mobil Formula Garuda 16 (FG16) Ditinjau dari Geometri Suspensi dan Simulasi Finite Element Analysis (FEA)*, 2017
- [8] Mayur Patil, and Vivek Sharma, *Optimization, Design and Analysis of Push Rod Actuated Double Wishbone Suspension System*, 2018
- [9] Srivastava, Shivam. *Variable Camber Angle Mechanis for Formula Vehicles*, (2016)
- [10] Chen, Bin, *Optimization Design and Virtual Prototype Modeling and Simulation Analysis of FSAE Car Steering Trapezium*, 2019
- [11] Christian Arévalo, Ayrton Medina, Juan Valladolid, *Kinematic and Dinamic Study of The Suspension System of an Electric Single Seater Competition Formula Student Universidad*, 2018

- [12] Sadjot, Biswal, *Design of a Suspension System and Determining Suspension Parameters of a Medium Downforce Small Formula Type Car*, 2017
- [13] Groenendijk , M.J.P, *Improving Vehicle Handling Behaviour with Active Toe-control*, 2009

## **LAMPIRAN**

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

05/12/20

06:49:03

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

FRONT SUSPENSION                   FILENAME: Suspens1.dat

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

	X	Y	Z	
	(mm)	(mm)	(mm)	
wishbone front pivot	-845.09	-208.74	-131.51	POINT ( 1 ) = Lower
wishbone rear pivot	-582.43	-211.74	-123.63	POINT ( 2 ) = Lower
wishbone outer ball joint	-784.07	-554.69	-129.68	POINT ( 3 ) = Lower
wishbone front pivot	-804.32	-285.33	99.16	POINT ( 5 ) = Upper
wishbone rear pivot	-597.04	-285.33	89.09	POINT ( 6 ) = Upper
wishbone outer ball joint	-766.63	-510.61	119.71	POINT ( 7 ) = Upper
wishbone end	-770.97	-491.03	-129.29	POINT ( 8 ) = Push rod
rocker end	-742.34	-307.68	364.97	POINT ( 9 ) = Push rod
rod ball joint	-665.00	-562.07	-74.55	POINT ( 11 ) = Outer track
rod ball joint	-665.00	-160.00	-74.55	POINT ( 12 ) = Inner track
body point	-1087.55	-263.62	344.69	POINT ( 16 ) = Damper to
rocker point	-828.20	-283.23	395.46	POINT ( 17 ) = Damper to
spindle point	-775.00	-648.00	1.33	POINT ( 18 ) = Wheel
point	-775.00	-610.00	0.00	POINT ( 19 ) = Wheel centre
1st point	-820.63	-301.76	349.64	POINT ( 20 ) = Rocker axis
2nd point	-810.22	-232.32	323.28	POINT ( 21 ) = Rocker axis
G	240.00	320.00	170.00	POINT ( 22 ) = Part 1 C of
G	230.00	440.00	395.00	POINT ( 23 ) = Part 2 C of
G	29.00	475.00	390.00	POINT ( 24 ) = Part 3 C of

G 155.00 525.00 325.00 POINT ( 25 ) = Part 4 C of  
 G 155.00 180.00 265.00 POINT ( 26 ) = Part 5 C of  
 G 135.00 790.00 335.00 POINT ( 27 ) = Part 6 C of

STATIC VALUES

CAMBER ANGLE (deg): -2.00  
 TOE ANGLE (SAE) (+ve TOE IN) (deg): 0.00  
 TOE ANGLE (PLANE OF WHEEL) (deg): 0.00  
 CASTOR ANGLE (deg): 4.00  
 CASTOR TRAIL (HUB TRAIL) (mm): 0.00  
 CASTOR OFFSET (mm): 17.82  
 KINGPIN ANGLE (deg): 10.02  
 KINGPIN OFFSET (AT WHEEL) (mm): 78.23  
 KINGPIN OFFSET (AT GROUND) (mm): 42.09  
 MECHANICAL TRAIL (mm): 17.78  
 ROLL CENTRE HEIGHT (mm): 31.51

GENERAL DATA VALUES

TYRE ROLLING RADIUS (mm): 255.00  
 WHEELBASE (mm): 1550.00  
 C OF G HEIGHT (mm): 410.45  
 BREAKING ON FRONT AXLE (%): 60.00  
 DRIVE ON FRONT AXLE (%): 0.00  
 WEIGHT ON FRONT AXLE (%): 40.00  
 OUTBOARD FRONT BRAKES:  
 OUTBOARD REAR BRAKES:  
 INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:  
 INDEPENDENT REAR SUSPENSION:  
 RACK TYPE STEERING ARTICULATION:

RUN DETAILS

FULL MODEL:

BUMP TRAVEL (mm): 30.00 INCREMENT  
 (mm): 30.00  
 REBOUND TRAVEL (mm): 30.00 INCREMENT  
 (mm): 30.00  
 ROLL ANGLE (deg): 3.00 ROLL INCREMENT  
 (deg): 0.50  
 STEERING TRAVEL (mm): 80.00 STEERING INCREMENT  
 (mm): 80.00

\*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*

05/12/20  
 06:49:03  
 LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

\*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*

REAR SUSPENSION

FILENAME: Suspens1.dat

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	
wishbone front pivot	539.64	-208.78	-122.35	POINT ( 1 ) = Lower
wishbone rear pivot	941.85	-159.29	-134.42	POINT ( 2 ) = Lower
wishbone outer ball joint	784.07	-514.46	-129.68	POINT ( 3 ) = Lower
wishbone front pivot	553.54	-209.54	83.61	POINT ( 5 ) = Upper
wishbone rear pivot	897.43	-163.20	98.40	POINT ( 6 ) = Upper
wishbone outer ball joint	766.96	-471.21	115.02	POINT ( 7 ) = Upper
wishbone end	773.57	-455.39	-129.37	POINT ( 8 ) = Push rod
rocker end	713.02	-208.47	167.06	POINT ( 9 ) = Push rod
rod ball joint	829.66	-438.46	115.86	POINT ( 11 ) = Outer track
rod ball joint	914.47	-222.35	103.91	POINT ( 12 ) = Inner track
body point	360.47	-313.61	147.71	POINT ( 16 ) = Damper to
rocker point	603.64	-216.62	188.74	POINT ( 17 ) = Damper to
spindle point	775.00	-598.00	1.33	POINT ( 18 ) = Wheel
point	775.00	-560.00	0.00	POINT ( 19 ) = Wheel centre
1st point	621.26	-245.07	151.58	POINT ( 20 ) = Rocker axis
2nd point	612.06	-208.24	119.03	POINT ( 21 ) = Rocker axis
G	240.00	320.00	170.00	POINT ( 22 ) = Part 1 C of
G	230.00	440.00	395.00	POINT ( 23 ) = Part 2 C of
G	29.00	475.00	390.00	POINT ( 24 ) = Part 3 C of
G	155.00	525.00	325.00	POINT ( 25 ) = Part 4 C of
G	155.00	180.00	265.00	POINT ( 26 ) = Part 5 C of
G	135.00	790.00	335.00	POINT ( 27 ) = Part 6 C of

STATIC VALUES

CAMBER ANGLE (deg):	-2.00
TOE ANGLE (SAE) (+ve TOE IN) (deg):	0.00

TOE ANGLE (PLANE OF WHEEL) (deg): 0.00  
 CASTOR ANGLE (deg): -4.00  
 CASTOR TRAIL (HUB TRAIL) (mm): 0.00  
 CASTOR OFFSET (mm): -17.82  
 KINGPIN ANGLE (deg): 10.02  
 KINGPIN OFFSET (AT WHEEL) (mm): 68.46  
 KINGPIN OFFSET (AT GROUND) (mm): 32.32  
 MECHANICAL TRAIL (mm): -17.78  
 ROLL CENTRE HEIGHT (mm): 21.62

GENERAL DATA VALUES

TYRE ROLLING RADIUS (mm): 255.00  
 WHEELBASE (mm): 1550.00  
 C OF G HEIGHT (mm): 410.45  
 BREAKING ON FRONT AXLE (%): 60.00  
 DRIVE ON FRONT AXLE (%): 0.00  
 WEIGHT ON FRONT AXLE (%): 40.00  
 OUTBOARD FRONT BRAKES:  
 OUTBOARD REAR BRAKES:  
 INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:  
 INDEPENDENT REAR SUSPENSION:

RUN DETAILS

FULL MODEL:

BUMP TRAVEL (mm): 30.00 INCREMENT  
 (mm): 30.00  
 REBOUND TRAVEL (mm): 30.00 INCREMENT  
 (mm): 30.00  
 ROLL ANGLE (deg): 3.00 ROLL INCREMENT  
 (deg): 0.50  
 STEERING TRAVEL (mm): 80.00 STEERING INCREMENT  
 (mm): 80.00

\*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*

05/12/20  
 06:49:03  
 LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

\*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\*

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL  
 RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

Camber Angle (deg)

$$y = (-2.073850) + (-0.022562x)$$

$$y = (-2.000000) + (-0.022562x) + (-0.000164x^2)$$

$$y = (-2.000000) +$$

$$(141976822495306367230000000000.000000x) + (-0.000164x^2) +$$

$$(-2103360478214213687700000000.000000x^3)$$

Toe Angle {SAE} (deg)  
 $y = (0.089689) + (0.009698x)$   
 $y = (0.000000) + (0.009698x) + (0.000199x^2)$   
 $y = (0.000000) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000199x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Toe Angle {Plane} (deg)  
 $y = (0.089823) + (0.009709x)$   
 $y = (0.000000) + (0.009709x) + (0.000200x^2)$   
 $y = (0.000000) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000200x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Castor Angle (deg)  
 $y = (3.997590) + (0.017672x)$   
 $y = (3.999965) + (0.017672x) + (-0.000005x^2)$   
 $y = (3.999965) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (-0.000005x^2) +$   
 $(-2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Kingpin Angle (deg)  
 $y = (10.090258) + (0.022005x)$   
 $y = (10.023757) + (0.022005x) + (0.000148x^2)$   
 $y = (10.023757) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000148x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Damper1 Ratio (-)  
 $y = (3.254087) + (-0.018568x)$   
 $y = (3.229709) + (-0.018568x) + (0.000054x^2)$   
 $y = (3.229709) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000054x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Spring1 Ratio (-)  
 $y = (3.254087) + (-0.018568x)$   
 $y = (3.229709) + (-0.018568x) + (0.000054x^2)$   
 $y = (3.229709) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000054x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Anti-Dive (%)  
 $y = (17.038980) + (0.089770x)$   
 $y = (16.987242) + (0.089770x) + (0.000115x^2)$   
 $y = (16.987242) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000115x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Anti-Squat (%)  
 $y = (0.000000) + (0.000000x)$   
 $y = (0.000000) + (0.000000x) + (0.000000x^2)$   
 $y = (0.000000) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000000x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

Roll Centre Z (mm)  
 $y = (-222.934601) + (-1.235895x)$   
 $y = (-223.333801) + (-1.235895x) + (0.000887x^2)$   
 $y = (-223.333801) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000887x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

```

*****
*****
05/12/20
06:49:03
    LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

```

```

*****
*****

```

REAR SUSPENSION - BUMP TRAVEL  
RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

Camber Angle (deg)

$$\begin{aligned}
 y &= (-2.042262) + (-0.017602x) \\
 y &= (-2.000000) + (-0.017602x) + (-0.000094x^2) \\
 y &= (-2.000000) + \\
 &(1419768224953063672300000000000.000000x) + (-0.000094x^2) + \\
 &(-2103360478214213687700000000.000000x^3)
 \end{aligned}$$

Toe Angle {SAE} (deg)

$$\begin{aligned}
 y &= (-0.359260) + (0.001097x) \\
 y &= ( 0.000000) + (0.001097x) + (-0.000798x^2) \\
 y &= ( 0.000000) + \\
 &(1419768224953063672300000000000.000000x) + (-0.000798x^2) + \\
 &(-2103360478214213687700000000.000000x^3)
 \end{aligned}$$

Toe Angle {Plane} (deg)

$$\begin{aligned}
 y &= (-0.359508) + (0.001090x) \\
 y &= ( 0.000000) + (0.001090x) + (-0.000799x^2) \\
 y &= ( 0.000000) + \\
 &(1419768224953063672300000000000.000000x) + (-0.000799x^2) + \\
 &(-2103360478214213687700000000.000000x^3)
 \end{aligned}$$

Castor Angle (deg)

$$\begin{aligned}
 y &= (-4.003773) + (-0.019230x) \\
 y &= (-3.999886) + (-0.019230x) + (-0.000009x^2) \\
 y &= (-3.999886) + \\
 &(1419768224953063672300000000000.000000x) + (-0.000009x^2) + \\
 &(-2103360478214213687700000000.000000x^3)
 \end{aligned}$$

Kingpin Angle (deg)

$$\begin{aligned}
 y &= (10.041960) + (0.017620x) \\
 y &= (10.024014) + (0.017620x) + (0.000040x^2) \\
 y &= (10.024014) + \\
 &(1419768224953063672300000000000.000000x) + (0.000040x^2) + (- \\
 &2103360478214213687700000000.000000x^3)
 \end{aligned}$$

Damper1 Ratio (-)

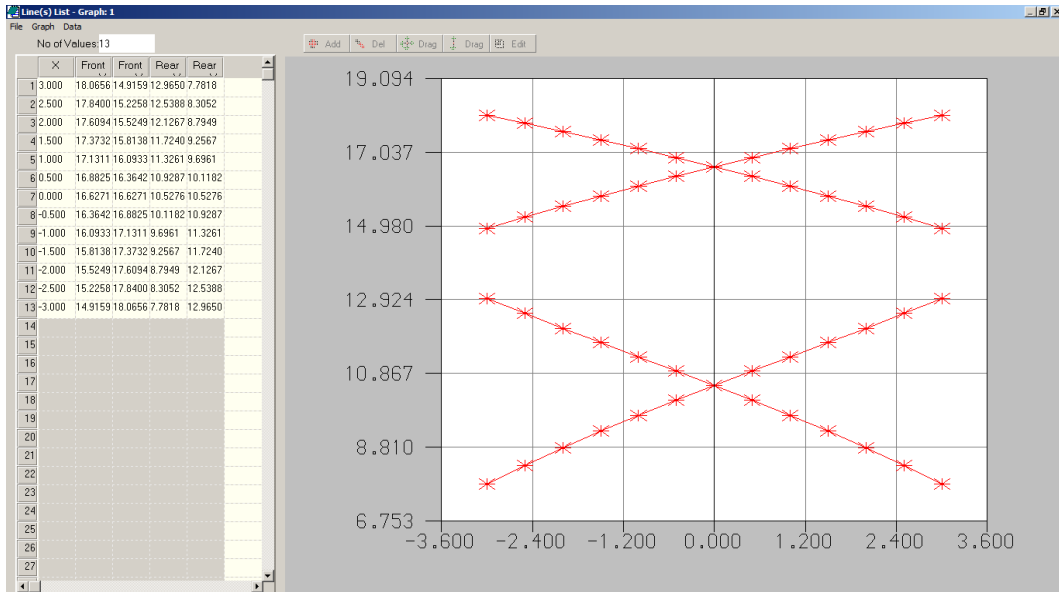
$$\begin{aligned}
 y &= (8.908265) + (-0.022864x) \\
 y &= (8.944041) + (-0.022864x) + (-0.000080x^2) \\
 y &= (8.944041) + \\
 &(1419768224953063672300000000000.000000x) + (-0.000080x^2) + \\
 &(-2103360478214213687700000000.000000x^3)
 \end{aligned}$$

Spring1 Ratio (-)

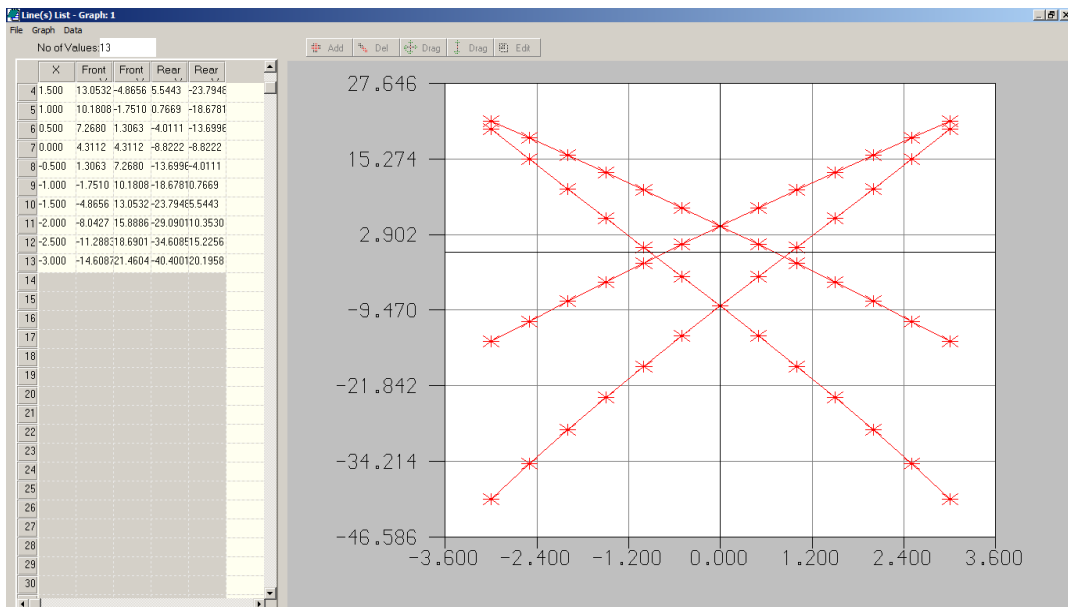
$$y = (8.908265) + (-0.022864x)$$

$y = (8.944041) + (-0.022864x) + (-0.000080x^2)$   
 $y = (8.944041) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (-0.000080x^2) +$   
 $(-2103360478214213687700000000.000000x^3)$   
 Anti-Dive (%)  
 $y = (10.807595) + (0.115017x)$   
 $y = (10.755575) + (0.115017x) + (0.000116x^2)$   
 $y = (10.755575) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000116x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$   
 Anti-Squat (%)  
 $y = (-4.786725) + (0.571968x)$   
 $y = (-5.035363) + (0.571968x) + (0.000553x^2)$   
 $y = (-5.035363) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.000553x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$   
 Roll Centre Z (mm)  
 $y = (-232.481781) + (-1.285255x)$   
 $y = (-233.228546) + (-1.285255x) + (0.001659x^2)$   
 $y = (-233.228546) +$   
 $(141976822495306367230000000000.000000x) + (0.001659x^2) + (-$   
 $2103360478214213687700000000.000000x^3)$

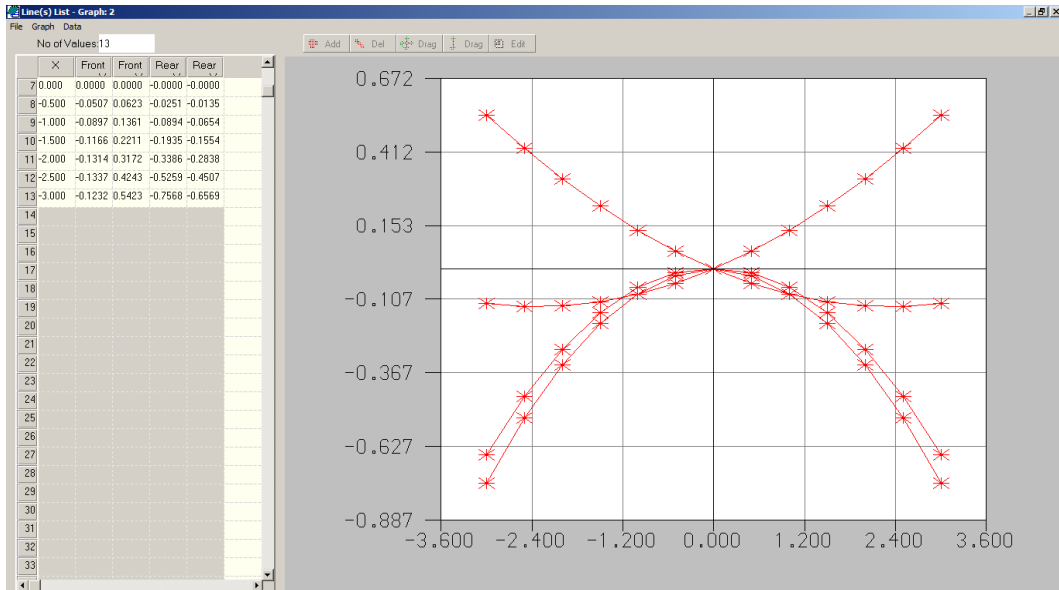
## GRAFIK ANTI DIVE



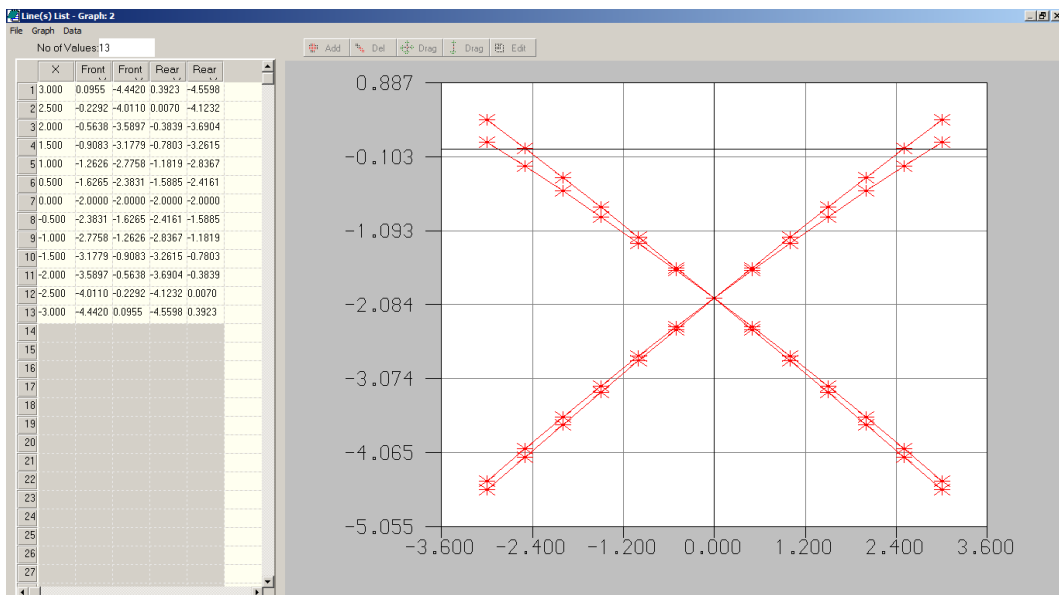
## GRAFIK ANTI SQUAT



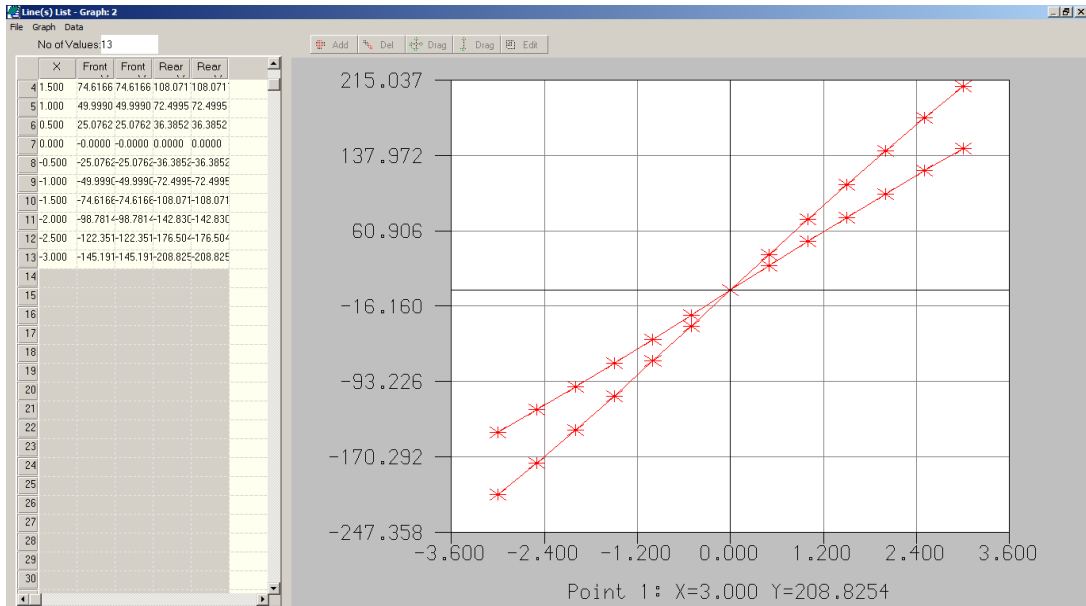
## GRAFIK TOE ANGLE



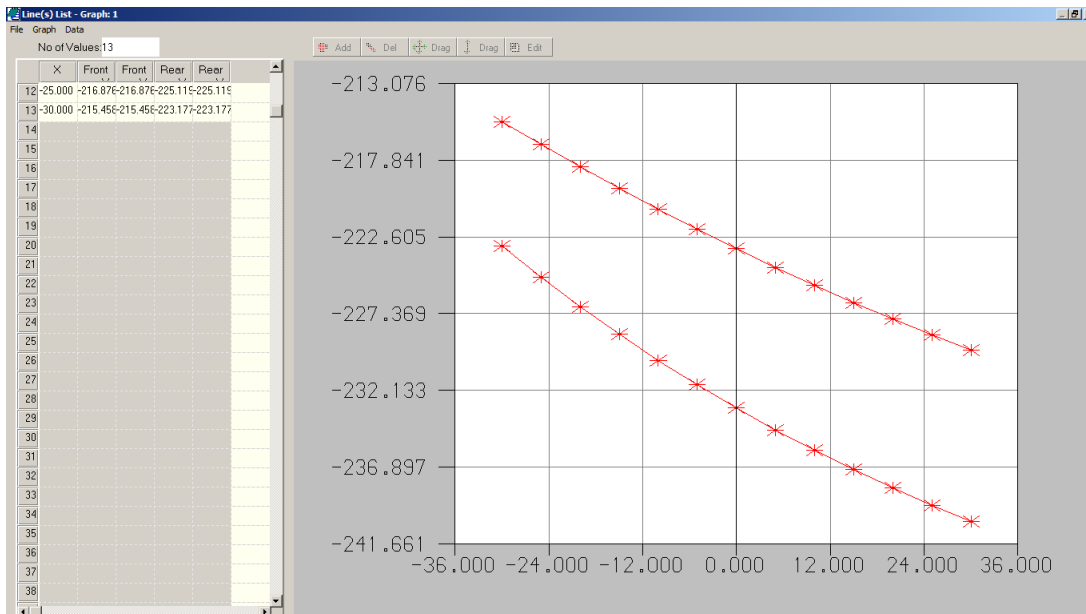
## GRAFIK CAMBER ANGLE



## GRAFIK PERUBAHAN *ROLL CENTER* PADA SUMBU Z



## GRAFIK PERUBAHAN *ROLL CENTER* PADA SUMBU Y



## GRAFIK PERUBAHAN *TRACKWIDTH*

