

**PERANCANGAN DAN OPTIMASI AS RODA DEPAN
PADA *KNUCKLE* UNTUK KENDARAAN JENIS
PROTOTYPE RODA TIGA**



Delly Ariansyah

5315117256

Skripsi Ini Disusun Untuk Memenuhi Sebagian Persyaratan Dalam Mendapatkan
Gelar Sarjana Pendidikan

PROGRAM STUDI PENDIDIKAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS NEGERI JAKARTA

2017

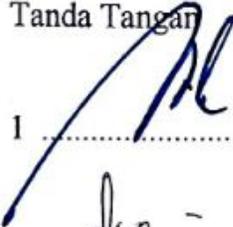
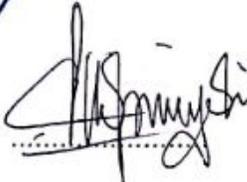
LEMBAR PENGESAHAN SKRIPSI

Judul : Perancangan Dan Optimasi As Roda Depan Pada Knuckle Untuk
Kendaraan Jenis Prototype Roda Tiga

Nama : Delly Ariansyah

No. Reg : 5315117256

DOSEN PEMBIMBING

Nama	Tanda Tangan	Tanggal
Dosen Pembimbing 1		
1. Drs. Adi Tri Tyassmadi, M.Pd. NIP. 196105211986021001	1 	1 28/8 2017
Dosen Pembimbing 2		
2. Siska Titik Dwiwati, S.Si., M.T. NIP. 197812122006042002	2 	2 29/8 - 2017

DOSEN PENGUJI

Nama	Tanda Tangan	Tanggal
Ketua		
1. Dra. Ratu Amilia Avianti, M.Pd. NIP. 196506161990032001	1 	1 25/8 2017
Sekretaris		
2. Ragil Sukarno, S.T., M.T. NIP. 197911022012121001	2 	2 25/8 2017
Dosen Ahli		
3. Eko Arif Syaefuddin, S.T., M.T. NIP. 198310132008121002	3 	3 23/8 2017

Mengetahui,

Koordinator Program Studi Pendidikan Teknik Mesin

Fakultas Teknik
Universitas Negeri Jakarta

Ahmad Kholil, S.T., M.T.
NIP. 197908312005011001

PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini,

Nama : Delly Ariansyah

No. Registrasi : 5315117256

Tempat, tanggal lahir : Jakarta, 22 Oktober 1992

Alamat : Bukit Duri Tanjakan 1 No. 12, Tebet, Jakarta Selatan

Dengan ini menyatakan bahwa :

1. Skripsi dengan judul “Perancangan Dan Optimasi *As* Roda Depan Pada *Knuckle* Untuk Kendaraan Jenis *Prototype* Roda Tiga” adalah karya tulis ilmiah yang saya buat.
2. Karya tulis ilmiah ini murni gagasan, rumusan, dan penelitian saya dengan arahan dosen pembimbing.
3. Karya tulis ilmiah ini tidak terdapat karya atau pendapat yang telah ditulis atau dipublikasikan orang lain, kecuali secara tertulis tercantum sebagai acuan dalam naskah dengan disebutkan nama pengarang.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya dan apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan aturan yang berlaku.

Jakarta, Agustus 2017

Yang Membuat Pernyataan



Delly Ariansyah

No. Registrasi 5315117256

ABSTRAK

Delly Ariansyah. Skripsi: Perancangan Dan Optimasi As Roda Depan Pada Knuckle Untuk Kendaraan Jenis Prototype RodaTiga. Jakarta: Program Studi Pendidikan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta, 2017.

Penelitian ini bertujuan sebagai acuan bagi mahasiswa yang mengikuti ajang *shell eco marathon* untuk mendapatkan *as* roda depan yang ringan dan kuat. Metode yang digunakan dalam penelitian ini ialah menggunakan metode komputasi yang dikenal dengan *Finite Element Analysis* (FEA) dengan bantuan *software Autodesk Inventor*. Dimensi panjang *as* roda depan 127 mm, panjang dudukan *hub as* roda depan 78 mm, jarak sumbu ujung *as* roda depan dengan *knuckle* 98 mm dan diameter *as* roda depan 12 mm. Simulasi dilakukan pada rancangan *as* roda depan yang berbeda yaitu dengan bahan aluminium 6061 pejal dan *steel* AISI 4340 pejal serta diberi beban dan tahanan yang sama yaitu 441 N pada dudukan *hub as* roda depan. Tahanan pada *as* roda depan yaitu dibagian atas dan bawah dudukan *knuckle* . Hasil menunjukkan bahwa *as* roda depan dengan berbahan *steel* AISI 4340 adalah *as* roda depan yang kuat dan aman dilihat dari nilai *Safety Factor* 5,43.

Kata kunci : *as* roda depan, *prototype shell eco marathon*, hasil perancangan

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji dan syukur kehadiran Allah SWT, atas segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan tugas akhir skripsi ini dengan judul “**Perancangan Dan Optimasi As Roda Depan Pada Knuckle Untuk Kendaraan Jenis Prototype Roda Tiga**” disusun guna memenuhi sebagian persyaratan untuk melengkapi dan memenuhi syarat dalam mencapai gelar Sarjana Pendidikan pada Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Jakarta.

Dalam menulis skripsi ini menyadari sepenuhnya bahwa untuk menyelesaikan skripsi ini telah banyak mendapatkan bantuan dan bimbingan dari banyak pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang setulus-tulusnya kepada:

1. Bapak Ahmad Kholil, ST, MT. selaku Ketua Program Studi Pendidikan Teknik Mesin.
2. Bapak Drs. Adi Tri Tyassmadi, M.Pd. selaku dosen pembimbing I yang telah meluangkan waktunya membimbing dan mengarahkan penulis dalam pembuatan skripsi ini.
3. Ibu Siska Titik Dwiyati S.Si., M.T. selaku dosen pembimbing II yang telah banyak memberikan bantuannya dalam penyelesaian skripsi ini.
4. Bapak Eko Arif Syaefuddin, S.T., M.T. selaku Penasehat Akademis yang juga telah banyak membantu penulis.
5. Ayah dan Ibu tercinta yang selalu memberikan dukungan moral dan doanya hingga penulis bias menyelesaikan studi.
6. Wulan Kusumaningrum seseorang yang selalu menemani, membantu dan memberi dukungan moral untuk menyelesaikan skripsi ini hingga selesai.
7. Rekan-rekan Mahasiswa Teknik Mesin, khususnya kepada angkatan 2011 Non Reguler yang telah memberikan dukungan motivasi serta membantu penulis.

8. Rekan-rekan Batavia Team Universitas Negeri Jakarta yang telah memberikan dukungan motivasi serta membantu penulis dan memberikan banyak ilmu serta pengalaman.

Penulis sadar bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih banyak kekurangan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang dapat membangun, agar pada karya-karya yang akan datang lebih baik lagi.

Akhir kata, penulis berharap skripsi ini bermanfaat bagi semua pihak. Aamiin.

Jakarta, Agustus 2017

DellyAriansyah

No. Registrasi 5315117256

DAFTAR ISI

Halaman

HALAMAN PENGESAHAN	ii
PERNYATAAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR LAMPIRAN	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 LatarBelakang.....	1
1.2 IdentifikasiMasalah.....	4
1.3 PembatasanMasalah.....	4
1.4 PerumusanMasalah.....	5
1.5 TujuanPenelitian.....	5
1.6 ManfaatPenelitian.....	5
BAB II LANDASAN TEORI	
2.1 Teori Dasar Perancangan.....	7
2.2 Teori Dasar As atau Poros Roda.....	8
2.2.1 Poros.....	8
2.2.2 Fungsi Poros.....	10
2.2.3 Macam – Macam Poros.....	12
2.3 TeoriDasar <i>Finite Element Methode</i>	13
2.4 <i>Autodesk Inventor</i>	15
2.5 <i>Stress Analysis</i>	17
2.6 <i>Safety factor</i>	18
2.7 Teori Tegangan <i>VonMisses</i>	20

2.8 Mekanika Teknik.....	20
2.9 Kinematika dan Dinamika Untuk Kendaraan Berbelok.....	25
2.9.1 Dinamika Belok Model Kendaraan Sederhana.....	25
2.9.2 Analisa Skid Belok Datar	26
2.9.3 Analisa Koefisien Gesek Roda Pada Jalan.....	26
2.10 Titik Berat Kendaraan.....	27
2.11 Mekanika Ban	29
2.11.1 Sistem Sumbu Ban	30
2.12 Koefisien Gesek Ban dan Jalan	32
2.13 Momen Inersia Pada As (Poros).....	32

BAB III PERENCANAAN

1.1 Tempat Dan Waktu	34
3.1.1 Tempat Pelaksanaan Penelitian	34
3.1.2 Waktu Penelitian.....	34
1.2 Alat Dan Bahan Penelitian	34
3.2.1 Perangkat Lunak	34
3.2.2 Timbangan	34
1.3 Diagram Alir Penelitian.....	35
3.3.1 Uraian Penelitian.....	36
1.4 Teknik Pengumpulan Data	41
3.4.1 Kalibrasi Timbangan	41
3.4.2 Menyamakan Ketinggian Timbangan.....	41
3.4.3 Pengukuran Berat Kendaraan.....	42
3.4.4 Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu X.....	42
3.4.5 Menentukan Radius Belok	43
3.4.6 Menentukan Gaya Belok Dan <i>Skid</i> Belok Datar	44
3.4.7 Menentukan Koefisien Gesek Roda Pada Jalan	45
1.5 Varian Model	45
1.6 Alasan Pemilihan Varian Konsep.....	45
1.7 Perancangan Wujud.....	45

BAB IV HASIL PERENCANAAN

4.1 Model Desain	47
4.2 BahandanMaterial	49
4.3 Kondisi Batas	50
4.4 Persamaan(<i>Governing Equation</i>)	51
4.5 Perhitungan Teori	51
4.5.1 Hasil Pengukuran <i>Prototype</i> dengan Pengemudi	52
4.6 HasilanalisaSimulasi Gaya, Tegangan, danFaktorKeamananDenganAutodesk Inventor	54

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan.....	62
5.2 Saran.....	62

DAFTAR PUSTAKA	63
-----------------------------	-----------

LAMPIRAN.....	65
----------------------	-----------

RIWAYAT HIDUP	73
----------------------------	-----------

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Koefisien ban pada bermacam – macam jenis jalan	32
Tabel 4.1 Data properti material aluminium 6061	49
Tabel 4.2 Data properti material <i>steel</i> AISI 4340	49
Tabel 4.3 Hasil pengukuran prototype dengan pengemudi dan pemberat.....	52
Tabel 4.4 Hasil analisa dari variasi 1 (material aluminium 6061).....	56
Tabel 4.5 Hasil analisa dari variasi 2 (material <i>steel</i> AISI 4340)	58
Tabel 4.6 Hasil analisa setiap variasi	60

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 <i>Prototype Gasoline</i>	3
Gambar 2.1 <i>As Roda Depan dan As Roda Belakang</i>	8
Gambar 2.2 <i>Komponen-komponen tegangan normal dan geser</i>	21
Gambar 2.3 <i>Batang Prismatic yang dibebani Gaya Aksial</i>	22
Gambar 2.4 <i>Gaya Tarik Aksial</i>	22
Gambar 2.5 <i>Gaya Tekan Aksial</i>	23
Gambar 2.6 <i>Kendaraan model sederhana dengan belok datar</i>	25
Gambar 2.7 <i>Penimbangan pada poros roda depan dan belakang</i>	28
Gambar 2.8 <i>Penimbangan roda depan dengan roda belakang diangkat</i>	28
Gambar 2.9 <i>SAE Tire Axis System</i>	31
Gambar 3.1 <i>Diagram Alir Penelitian</i>	35
Gambar 3.2 <i>Dimensi As Roda Depan yang Digunakan pada Penelitian Sebelumnya</i> ...	36
Gambar 3.3 <i>Dimensi Tipe Pipe Untuk Pemodelan 3D</i>	37
Gambar 3.4 <i>Pemodelan As roda depan Tiga Dimensi</i>	37
Gambar 3.5 <i>Penentuan Lokasi Tumpuan</i>	38
Gambar 3.6 <i>Pemberian Gaya dan Arahnya</i>	38
Gambar 3.7 <i>Pemberian Material</i>	39
Gambar 3.8 <i>Meshing</i>	39
Gambar 3.9 <i>Perhitungan Software</i>	40
Gambar 3.10 <i>Report Stress Analysis</i>	40
Gambar 3.11 <i>Pemberat 5 kg</i>	41
Gambar 3.12 <i>Pengukuran Kerataan</i>	42
Gambar 3.13 <i>Pengukuran Berat Salah Satu Ban</i>	42
Gambar 3.14 <i>DBB Posisi Titik Berat Kendaraan Sumbu X</i>	43
Gambar 3.15 <i>DBB Sketsa Kendaraan Berbelok</i>	44
Gambar 3.16 <i>Rancangan As Roda Depan Pada Knuckle 3 Dimensi</i>	46
Gambar 4.1 <i>As roda depan pada knuckle yang dirangkai dengan roda</i>	47
Gambar 4.2 <i>As roda depan pada knuckle</i>	48
Gambar 4.3 <i>Gambar detail 2 dimensi as roda depan pada knuckle</i>	48

Gambar 4.4 Pembebanan pada <i>as</i> roda depan.....	50
Gambar 4.5 Penentuan tumpuan pada <i>as</i> roda depan	50
Gambar 4.6 Diagram benda bebas <i>as</i> roda depan.....	51
Gambar 4.7 Gaya gesek pada roda depan <i>prototype</i>	53
Gambar 4.8 Tegangan yang terjadi pada <i>as</i> roda depan variasi 1.....	56
Gambar 4.9 <i>Displacement</i> yang terjadi pada <i>as</i> roda depan variasi 1	57
Gambar 4.10 <i>Safety factor</i> <i>as</i> roda depan variasi 1.....	57
Gambar 4.11 Tegangan yang terjadi pada <i>as</i> roda depan variasi 2.....	58
Gambar 4.12 <i>Displacement</i> yang terjadi pada <i>as</i> roda depan variasi 2	59
Gambar 4.13 <i>Safety factor</i> <i>as</i> roda depan variasi 2.....	60

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 <i>Stress Analysis</i>	65
Lampiran 2 Hasil Pengukuran <i>Prototype</i>	70
Lampiran 3 Gambar 2 Dimensi As Roda Depan Pada <i>Knuckle</i>	72

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Shell Eco Marathon adalah lomba yang diadakan *shell* yang ditunjukkan kepada semua mahasiswa dan ilmuwan muda untuk membuat kendaraan super hemat energi, sejarah kompetisi ini lebih dari 70 tahun.¹ Pada tahun 1939, sekelompok ilmuwan *Shell* yang berada di laboratorium riset di Wood River, Illinois, Amerika Serikat mengadakan kompetisi mengendarai kendaraan mereka paling jauh dengan bahan bakar satu galon. Pada waktu itu 21.12 km/L (59.7 mpg-imp; 49.7 mpg-US) adalah rekor terbaik yang bisa diraih. Ide ini menjadi dasar kompetisi internasional yang diadakan di Mallory Park, Inggris tahun 1977, kompetisi internasional 1976 "*Pisaralla Pisimmälle*" diadakan sebelumnya di Finlandia. Selama 30 tahun efisiensi bahan bakar meningkat dengan tajam.

Pada tahun 2010 perlombaan *Shell Eco Marathon* juga diselenggarakan di benua Asia yaitu tepatnya di sirkuit Sepang Malaysia yang diikuti 150 team dari 60 universitas seasia, dan pada tahun 2014 *Shell Eco Marathon* Asia diselenggarakan di Manila Filipina.

Shell Eco Marathon mewajibkan peserta membuat kendaraan sesuai dengan kriteria mereka yaitu *Prototype* dan *Urban Concept*. *Prototype* adalah salah satu jenis kendaraan yang dilombakan pada *shell eco marathon*.

¹ *Shell* Indonesia, <http://www.shell.co.id/id/aboutshell/media-centre/news-and-media-releases/2013/sembilan-tim-mahasiswa-menangkan-tantangan-merancang-kendaraan-masa-depan.html> diakses pada tanggal 15 Agustus 2015, pukul 10.31 WIB.

Kendaraan masa depan dengan desain khusus yang memaksimalkan aspek aerodinamika namun tidak mengurangi aspek keamanan. Beberapa sumber energi dari kelas *prototype* ini adalah bensin, listrik, solar, ethanol dan hidrogen. Untuk dimensi dari *prototype* ini ditentukan oleh *shell* yaitu tinggi maksimal 1000 mm, *track width* minimal 500 mm, *wheelbase* minimal 1000 mm, lebar kendaraan maksimal 1300 mm, panjang kendaraan maksimal 3500 mm, dan berat total tanpa pengemudi 140 kg. *Prototype* ini juga harus *safety* diantaranya harus menggunakan *Roll bar* sebagai pelindung pengendara yang mampu menahan beban 70 kg.²

Semua kendaraan yang dibuat oleh peserta harus melewati beberapa tahap inspeksi sebagai persyaratan mengikuti lomba, jika mobil yang inspeksi tidak memenuhi standar yang diberlakukan oleh *shell* maka mobil tersebut tidak akan diijinkan mobil akan diinspeksi harus sesuai dengan regulasi yang telah diberikan, seperti dimensi, kekuatan *as*, radius putar, pengereman, sabuk pengaman, akses kendaraan, dan alat penunjang keselamatan pengendara. Pengujian *as* ini termasuk ke dalam pengujian *Roll bar*, pengujian *roll bar* dilakukan dengan cara memberi beban pada *Roll bar* sebesar 70 kg dengan pengendara dan komponen-komponen pada *prototype* sudah terpasang. Tujuan pengujian *Roll bar* ini adalah untuk mengetahui kekuatan dari *Roll bar*, rangka dan *as* pada *knuckle*.

Universitas Negeri Jakarta sebagai salah satu perguruan tinggi negeri terbesar di Indonesia ikut berpartisipasi dalam perlombaan *shell eco*

² *Shell Eco-Marathon 2016 Official Rules Chapter I*, 2015.

marathon Asia, yang dimulai pada tahun 2013 diselenggarakan di Malaysia sampai pada tahun 2015 di Manila Filipina. Dalam perlombaan ini team dari Universitas Negeri Jakarta ditantang untuk mendesain *prototype* kendaraan hemat energi dengan tiga roda yang berbahan bakar bensin dengan kadar oktan 95.



Gambar 1.1 *Prototype Gasoline*

As adalah bagian dari *knuckle* yang berada di depan rangka dan berfungsi sebagai tempat yang menopang roda untuk berputar. As dalam sebuah mesin berfungsi untuk meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Setiap elemen mesin yang berputar, seperti cakara tali, puli sabuk mesin, piringan kabel, tromol kabel, roda jalan dan roda gigi, dipasang berputar terhadap poros dukung yang tetap atau dipasang tetap pada poros dukung yang berputar. Contohnya sebuah poros dukung yang berputar, yaitu poros roda keran berputar gerobak.

As roda depan merupakan bagian dari *knuckle* pada rangka yang mudah mengalami defleksi karena pembebanan yang terjadi pada *prototype* pada saat berjalan lurus dan berbelok. Apabila as roda depan mengalami defleksi dan patah akan berpengaruh terhadap keselamatan pengemudi. Oleh karena itu as roda depan *prototype* ini dibuat agar kuat dan aman untuk

meningkatkan kinerja mesin dan mampu menahan beban dinamis pada saat berbelok serta beban statis seberat 50 kg pada tempat pengendara, 20 kg pada tempat mesin, 70 kg pada *Roll bar*.

Berdasarkan masalah diatas maka penelitian ini mengambil judul :
Perancangan dan Optimasi As Roda Depan Pada Knuckle Untuk Kendaraan
Jenis *Prototype* Roda Tiga.

1.2 Identifikasi Masalah

Dari latar belakang masalah diatas dapat diambil beberapa identifikasi masalah yaitu sebagai berikut :

- a. Bagaimana desain as roda depan *prototype* roda tiga?
- b. Bagaimana desain as roda depan yang aman, kuat dan gaya dinamis yang diterima pada struktur untuk digunakan pada *prototype* roda tiga?
- c. Apakah yang terjadi pada struktur as roda depan setelah diberikan gaya dinamis?

1.3 Pembatasan Masalah

Berdasarkan latar belakang serta identifikasi masalah, pembatasan masalah dalam penulisan ini sebatas mengenai perencanaan untuk pembuatan as roda depan *prototype* dimana:

- a. Skripsi ini hanya membahas masalah rancang bangun struktur yang kuat dan aman.
- b. Material yang digunakan hanya aluminium 6061 dan *steel* AISI 4340 (VCN).
- c. Beban yang digunakan adalah pada saat *prototype* berbelok.

- d. Kemampuan menahan beban dibatasi hanya 50 kg pada tempat duduk pengendara dan dapat menahan beban total *prototype*.
- e. Jalan yang digunakan beraspal rata dan kering.
- f. Perhitungan menggunakan *software Autodesk Inventor*.

1.4 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang, identifikasi masalah dan pembatasan masalah diatas, maka perumusan masalahnya adalah, bagaimanakah merancang dan mengoptimasi kekuatan as roda depan pada knuckle kendaraan jenis *prototype* untuk kompetisi *shell eco marathon* Asia ?

1.5 Tujuan Penelitian

Tujuan utama penelitian ini adalah :

- a. Mengetahui rancangan *as* roda depan yang kuat untuk dapat menopang beban yang diberikan.
- b. Mengetahui nilai *safety factor*, *displacement*, *von misses stress* dan massa yang terjadi pada rancangan *as* roda depan.

1.6 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian ini adalah:

- a. Diharapkan dapat menjadi referensi tentang proses penelitian struktur rangka dan dapat dijadikan bahan masukan khususnya bagi mahasiswa program studi pendidikan teknik mesin dalam mengaplikasikan kuliah mekanika teknik dan desain berbasis komputer.

- b. Memberikan solusi kemudahan dalam perancangan *as* roda depan yang kuat dan ringan pada kendaraan jenis *prototype*.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Teori Dasar Perancangan

Perancangan adalah salah satu proses dimana pembuatan benda yang terlahir dari sebuah ide yang dimiliki perancang. Perancangan merupakan pengaplikasian berbagai macam teknik dan prinsip untuk tujuan pendefinisian secara rinci suatu perangkat, proses atau sistem sehingga dapat direalisasikan dalam suatu bentuk fisik.³

Perancangan mempunyai arti menuangkan ide ke dalam suatu gambar atau media apapun sebagai ilustrasi benda yang ingin dibuat, segala bentuk benda jika ingin dibuat secara sempurna haruslah melalui tahap perancangan yang matang. Perancangan menggabungkan antara ide dengan berbagai kemungkinan seperti material yang digunakan, konstruksi yang akan dibuat, proses produksi yang akan dilakukan dan fungsi dari benda tersebut.

Kegunaan perancangan juga harus memperhitungkan bentuk, warna, tekstur dari suatu benda agar benda terbentuk sempurna dan juga meminimalisir kesalahan yang terjadi. Banyak yang harus diperhatikan dalam merancang salah satunya juga bahan yang digunakan. Perancang harus memilih bahan yang sesuai untuk benda yang akan dibuat sesuai dengan apa yang dia kehendaki. Salah satu sisi positif dari perancangan ini adalah ide atau inovasi yang tidak terbatas dari perancang, perancang bisa membuat model benda baru, atau mengatur ulang

³ Eulistyetio, <http://elib.unikom.ac.id/files/disk1/306/jbptunikompp-gdl-eulisyetio-15298-2-babii.pdf> diakses pada tanggal 26 Januari 2016, pukul 13.28 WIB

benda baru, atau menyempurnakan benda yang sudah ada menjadi benda baru yang lebih berdaya guna.

2.2 Teori Dasar As Atau Poros Roda

2.2.1. Poros

Poros adalah untuk menopang bagian mesin yang diam, berayun atau berputar, tetapi tidak menderita momen putar dan dengan demikian tegangan utamanya adalah tekukan. Gandar pendek juga disebut sebagai baut. Bagian yang berputar dalam bantalan dari gandar disebut tap. Poros adalah untuk mendukung suatu momen putar dan mendapat tegangan puntir dan tekuk.



Gambar 2.1 As Roda Depan dan As Roda Belakang

Menurut arah longitudinal maka dibedakan poros yang bengkok terhadap poros lurus biasa, sebagai poros pejal atau poros berlubang, keseluruhannya rata

atau dibuat mengecil. Menurut penampang melintangnya disebutkan sebagai poros bulat dan poros profil. Disamping itu dikenal juga poros engsel, poros teleskop, poros lentur, dan lain-lain. Persyaratan khusus terhadap design dan pembuatan adalah sambungan dari poros dan naf serta poros dengan poros.

Design pada poros diarahkan menurut bagian tetap yang mana poros atau gandar dihubungkan. Sebagai gambaran maka tempat sambungan yang dibuat dengan benar yang peralihannya dibuatkan dengan baik, yaitu umumnya pada perlemahan dari berbagai pengaruh takikan. Yang perlu diperhatikan dalam perancangan poros ini diantaranya :

- a. Gandar diam dapat ditahan jauh lebih ringan daripada poros yang berputar yang diputar.
- b. Poros dari baja kekuatan tinggi tidak kaku, hanya kekuatan tekuk berubah-ubah atau kekuatan torsi berubah - ubah yang lebih besar, kalau pengaruh takikan yang tajam dihindarkan.
- c. Poros berlubang dengan $d_l = 0,5 d$ beratnya hanya 75%, tetapi tahanan momennya 94% dari poros pejal.
- d. Poros berputar yang kencang berlubang kencang memerlukan kekuatan yang baik, bantalan yang kaku dan pembentukan yang kaku.
- e. Panjang konstruksi dari mesin seringkali sangat tergantung pada panjang dari tap bantalan, naf dan sil.

2.2.2. Fungsi Poros

Poros dalam sebuah mesin berfungsi untuk meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Setiap elemen mesin yang berputar, seperti cakara tali, puli sabuk mesin, piringan kabel, tromol kabel, roda jalan dan roda gigi, dipasang berputar terhadap poros dukung yang tetap atau dipasang tetap pada poros dukung yang berputar. Contohnya sebuah poros dukung yang berputar , yaitu poros roda keran berputar gerobak. Untuk merencanakan sebuah poros, maka perlu diperhatikan hal-hal sebagai berikut

a. Kekuatan poros

Pada poros transmisi misalnya dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan, seperti poros baling-baling kapal atau turbin.

Kelelahan tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil atau bila poros mempunyai alur pasak harus diperhatikan. Jadi, sebuah poros harus direncanakan cukup kuat untuk menahan beban-beban yang terjadi.

b. Kekakuan poros

Walaupun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup, tetapi jika lenturan dan defleksi puntirannya terlalu besar, maka hal ini akan

mengakibatkan ketidaktepatan pada mesin perkakas atau getaran dan suara pada turbin dan kotak roda gigi.

c. Putaran kritis

Putaran kritis poros adalah putaran yang mengakibatkan terjadinya defleksi maksimum pada poros. Hal ini mengakibatkan poros berputar sambil bergetar dengan amplitudo yang besar. Putaran kritis terjadi jika putaran mesin dinaikkan pada suatu harga putaran tertentu sehingga dapat terjadi getaran yang terlalu besar. Untuk itu, maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritis.

d. Korosi

Bahan-bahan tahan korosi harus dipilih untuk poros propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros-poros yang terancam kavitas dan poros mesin yang sering berhenti lama.

e. Bahan poros

Bahan untuk poros mesin umum biasanya terbuat dari baja karbon konstruksi mesin, sedangkan untuk pembuatan poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa diantaranya adalah baja khrom nikel dan baja khrom.

2.2.3. Macam – Macam Poros

Poros sebagai penerus daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut:

a. Spindle

Poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran, disebut spindle. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya yang harus kecil, dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

b. Gandar

Gandar adalah poros yang tidak mendapatkan beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Contohnya seperti yang dipasang diantara roda-roda kereta barang.

c. Poros transmisi

Poros transmisi atau poros perpindahan mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Dalam hal ini mendukung elemen mesin hanya suatu cara, bukan tujuan. Jadi, poros ini berfungsi untuk memindahkan tenaga mekanik salah satu elemen mesin ke elemen mesin yang lain.

2.3 Teori Dasar *Finite Element Methode*

FEM adalah singkatan dari *Finite Element Method*, dalam Bahasa Indonesia disebut Metode Elemen Hingga. Konsep paling dasar FEM adalah menyelesaikan suatu problem dengan cara membagi objek analisa menjadi bagian-bagian kecil yang terhingga. Bagian-bagian kecil ini kemudian dianalisa dan hasilnya digabungkan kembali untuk mendapatkan penyelesaian untuk keseluruhan daerah⁴.

Metode elemen hingga merupakan salah satu cara dalam menyelesaikan masalah yang terdapat di alam dengan solusi numerik. Biasanya kejadian di alam dapat dijelaskan dalam persamaan baik itu dalam bentuk differensial atau integral. Karena alasan tersebut metode elemen hingga menjadi salah satu cara dalam menyelesaikan bentuk differensial parsial dan integral. Umumnya metode elemen hingga memungkinkan pengguna untuk mendapatkan evolusi dalam ruang atau waktu dari satu atau lebih variabel yang mewakili dari suatu sistem fisik. Bila mengacu pada analisis struktur, metode elemen hingga merupakan metode yang baik dalam menghitung *Displacement*, tegangan, dan regangan pada suatu struktur dalam pembebanan tertentu.

Kata "*Finite* atau terhingga" digunakan untuk menekankan bahwa bagian-bagian kecil tersebut tidak tak terhingga, seperti yang lazim digunakan pada metode integral analitik. Membagi bagian analisa menjadi bagian-bagian kecil disebut "*discretizing*" atau "diskritisasi". Bagian-bagian kecil ini disebut elemen,

⁴ Bathe Klaus-Jurgen. Finite Element Procedures. (USA: Prentice Hall International Editions Inc, 1996), h. 1

yang terdiri dari titik-titik sudut (disebut nodal, atau *node*) dan daerah elemen yang terbentuk dari titik-titik tersebut. Membagi sebuah objek menjadi bagian-bagian kecil secara fisika sebenarnya menuntun kita kepada pembuatan persamaan diferensial. Jadi secara lebih matematis, FEM didefinisikan sebagai teknik numerik untuk menyelesaikan problem yang dinyatakan dalam persamaan diferensial. Namun biasanya definisi FEM secara matematis memberikan kesan yang rumit yang sebenarnya tidak perlu. Oleh karena itu dalam pelajaran kita, pendekatan matematis tidak terlalu ditekankan. Untuk saat ini, yang perlu kita fahami lebih dahulu adalah gambaran besar cara kerja FEM. Secara umum langkah-langkah dalam FEM bisa diringkas sebagai berikut⁵:

- a. Langkah 1, pemilihan tipe elemen dan diskritisasi. Amatilah benda atau struktur yang akan dianalisa, apabila 1 dimensi (contoh batang panjang), 2 Dimensi (plat datar), 3 dimensi (seperti balok). Bagilah potong benda dalam bagian-bagian kecil (elemen) langkah ini disebut sebagai langkah diskritisasi. Banyaknya potongan yang dibentuk bergantung pada geometri dari benda yang akan dianalisa, sedangkan bentuk elemen yang diambil bergantung pada dimensinya.
- b. Langkah 2, pemilihan fungsi pemindah atau fungsi interpolasi, jenis-jenis fungsi yang sering digunakan adalah fungsi linier, fungsi kuadrat, kubik atau polinomial derajat tinggi.
- c. Langkah 3, mencari hubungan *strain*, *displacement* dan *stress*,

⁵ Susetyo. Yerri, Dasar Dasar Metode Elemen Hingga, (Yogyakarta : Andi Publiser, 2004), hh. 3-4

- d. Langkah 4, dapatkan matriks kekakuan dari elemen yang telah dibuat. Untuk benda yang terdiri dari beberapa buah elemen lakukan penggabungan atau *assemblage* dari matriks kekakuan elemen menjadi matriks kekakuan global yang berlaku untuk seluruh benda atau struktur
- e. Langkah 5, gunakan persamaan kesetimbangan dengan persamaan masukan syarat batas yang diketahui dalam soal
- f. Langkah 6, selesaikan persamaan pada langkah 5 dengan menghitung harga yang belum diketahui. Jika perhitungan melibatkan matriks dengan ukuran yang kecil, biasanya ditempuh dengan cara *partitioning* matriks, tetapi jika perhitungan melibatkan matriks berukuran besar, komputer adalah jalan terbaik dalam mendapatkan solusinya
- g. Langkah 7, hitung *strain* dan *stress* dari setiap elemen.
- h. Langkah 8, interpretasikan kembali hasil-hasil perhitungan yang diperoleh.

2.4 Autodesk Inventor

Autodesk Inventor adalah salah satu *Autodesk Corp* yang diperuntukan untuk *engineering* desain *and drawing*. *Autodesk Inventor* merupakan pengembangan dari produk-produk CAD setelah *AutoCAD* dan *Autodesk Mechanical Desktop*. *Autodesk Inventor* memiliki beberapa kelebihan yang memudahkan dalam desain serta tampilan yang lebih menarik dan riil, karena

fasilitas material yang disediakan⁶. Sebagai perangkat lunak yang disiapkan untuk proses perancangan produk, *Autodesk Inventor* memiliki beberapa keunggulan, yakni:

- a. Memiliki kemampuan *parametric solid modeling*, yaitu kemampuan untuk melakukan desain serta pengeditan dalam bentuk *solid* model dengan data yang telah tersimpan dalam data base. Dengan adanya kemampuan tersebut *designer/engineer* dapat merevisi atau memodifikasi desain yang ada tanpa harus mendesain ulang sebagian atau secara keseluruhan.
- b. Memiliki kemampuan *animation* yaitu kemampuan untuk menganimasikan suatu file *assembly* mengenai jalannya suatu alat yang telah di*assembly* dan dapat disimpan dalam file AVI.
- c. Memiliki kemampuan *automatic create technical 2D drawing* serta *bill of material* dan tampilan *shading* dan *rendering* pada *layout*.
- d. *Adaptive* yaitu kemampuan untuk menganalisis gesekan dari animasi suatu alat serta dapat menyesuaikan dengan sendirinya.
- e. Material atau bahan yang memberikan tampilan suatu *part* tampak lebih nyata.
- f. Kapasitas file lebih kecil.

Dari beberapa kelebihan tersebut maka pemakaian *autodesk inventor* sangat memberikan keuntungan dari segi efisiensi serta efektivitas waktu untuk produktifitas pekerjaan yang akan dilakukan.

⁶ Hidayat, Nur dkk. Autodesk Inventor Mastering 3D Mechanical Design. (Bandung : Informatika, 2011), hh. 1-2

2.5 Stress Analysis

Stress Analysis merupakan sebuah alat yang disediakan bagi pengguna *Autodesk Inventor* yang berfungsi untuk menganalisis kekuatan. Alat ini cukup mudah digunakan dan dapat membantu kita untuk mengurangi kesalahan dalam membuat desain. Dengan demikian, selain biaya yang harus kita keluarkan akan berkurang, *time to market* dari benda yang kita desain pun dapat dipercepat karena kita sudah mensimulasikan terlebih dahulu benda yang kita desain di komputer sebelum masuk ke proses produksi⁷.

Keakuratan hasil analisis tergantung dari material, *restraint* (bagian yang diam), dan *loads* (beban) yang diberikan. Jadi, untuk mendapatkan hasil yang valid kita harus memastikan bahwa properti dari material yang kita berikan benar-benar mewakili material yang akan kita gunakan. Demikian pula *restraints*, *loads*, kedua hal tersebut harus mewakili kondisi kerja dari benda. *Stress* (ketegangan) atau statik analisis menghitung *displacement*, *strains* dan *stresses* berdasarkan material, *restraint*, dan *loads* yang diberikan. Sebuah material akan mengalami patah, atau berubah bentuk ketika *stress*-nya mencapai level tertentu. Setiap material memiliki tingkatan *stress* yang berbeda. *Stress Analysis* pada *Autodesk Inventor* menggunakan *linear static Analysis* berdasarkan *Finite Element Method* (FEM), untuk menghitung *stress*.

⁷ Syaiful A. B Alchazin, Modul Training Autodesk Inventor 2012, (Bogor: LAPAN, 2011), h. 53

2.6 Safety Factor

Istilah faktor rancangan (N), adalah ukuran keamanan relatif komponen pembawa beban. Dalam kebanyakan kasus, kekuatan bahan komponen tersebut dibagi menurut faktor rancangan untuk menentukan tegangan rancangan (σ_d), kadang disebut tegangan yang diijinkan (*allowable stress*). Untuk itu tegangan aktual yang dialami komponen harus lebih kecil dari tegangan rancangan tersebut. Untuk beberapa jenis pembebanan, adalah lebih tepat untuk menyusun sebuah hubungan dari mana faktor rancangan (N), tersebut diambil, dapat dihitung dari tegangan aktual yang terjadi dan kekuatan bahan⁸.

Perancang harus menentukan berapa nilai faktor rancangan yang wajar untuk suatu situasi tertentu. Sering kali nilai faktor rancangan atau tegangan rancangan ditetapkan dalam aturan-aturan yang dibuat oleh organisasi yang menetapkan standar, seperti *American Society of Mechanical Engineers*, *American Gear Manufacturers Association*, *U.S. department of Defense*, *Aluminum Association* atau *American Institute of Steel Construction*. Undang-undang tentang bangunan lokal atau negara bagian (Amerika Serikat) sering kali menetapkan faktor-faktor rancangan atau tegangan rancangan untuk struktur-struktur.

Beberapa perusahaan menggunakan kebijakan mereka sendiri dalam menentukan faktor-faktor rancangan berdasarkan pengalaman masa lalu dengan kondisi-kondisi yang sama. Berikut ini nilai dari faktor-faktor perancangan dari bahanbahan ulet, yaitu:

⁸ Mott, Robert L, Machine Elements In Mechanical Design fourth edition. (Ohio: Upper Saddle River, 2004), hh. 185-186

- a. $N=1,25$ hingga 2 . Perancangan struktur yang menerima beban statis dengan tingkat kepercayaan tinggi untuk semua data perancangan.
- b. $N=2,0$ hingga $2,5$. Perancangan elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan tingkat kepercayaan rata-rata untuk semua data perancangan.
- c. $N=2,5$ hingga $4,0$. Perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.
- d. $N=4,0$ atau lebih. Perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beberapa kombinasi beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan. Keinginan untuk memberikan keamanan ekstra untuk komponen yang kritis dapat juga memilih nilai-nilai ini

Rumus faktor keamanan secara matematis ditulis⁹.

$$SF = \frac{\sigma_y}{\sigma_n} \quad (2.1)$$

Dimana :

SF = Safety Factor

σ_y = Tegangan yield

σ_n = Tegangan yang terjadi

⁹ R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, *A TextBook of Machine Design*, (New Delhi: Eurasia Publishing House) h. 101.

2.7 Teori Tegangan *Von Misses*

Teori ini memperkirakan suatu kegagalan mengalah dalam tegangan geser yang memadai lebih besar dari yang diperkirakan oleh teori tegangan geser maksimal. Untuk analisis perancangan akan lebih mudah jika kita menggunakan tegangan *Von Misses* yaitu persamaan yang berkaitan dengan suatu tegangan dalam tiga sumbu.

Rumus tegangan *Von Misses*¹⁰

$$\sigma' = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \quad (2.2)$$

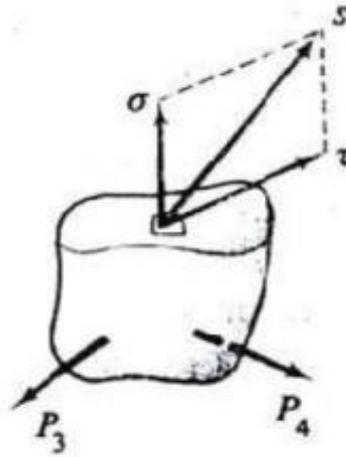
2.8 Mekanika Teknik

a. Tegangan Normal (*Normal Stress*)

Gaya internal yang bekerja pada sebuah potongan dengan luasan yang sangat kecil akan bervariasi baik besarnya maupun arahnya. Pada umumnya gaya gaya tersebut berubah-ubah dari suatu titik ke titik yang lain, umumnya berarah miring pada bidang perpotongan¹¹. Dalam praktek keteknikan intensitas gaya diuraikan menjadi tegak lurus dan sejajar dengan irisan, seperti terlihat pada Gambar dibawah.

¹⁰ Mott. Robert L, *Op.cit.*, h. 189

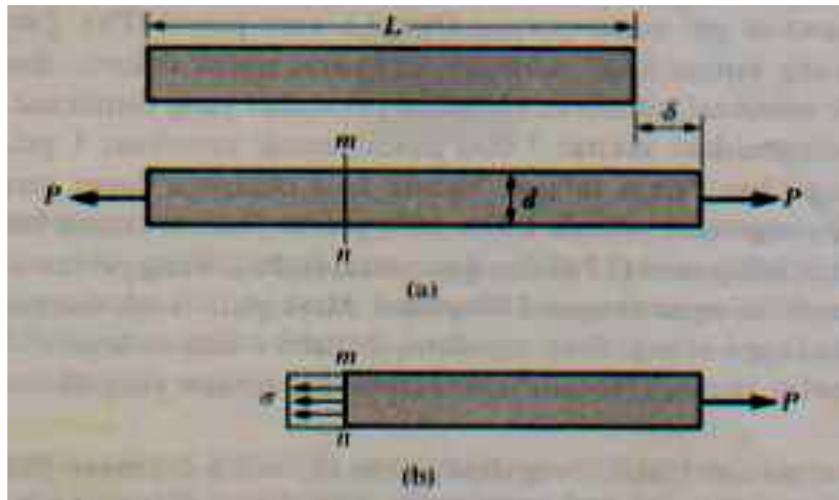
¹¹ Tim Dosen. Tegangan Normal Dan Tegangan Geser, (Bogor : IPB,2010). hh. 1-4



Gambar 2.2 Komponen-komponen tegangan normal dan geser¹²

Tegangan normal adalah intensitas gaya yang bekerja normal (tegak lurus) terhadap irisan yang mengalami tegangan, dan dilambangkan dengan σ (sigma). Bila gaya-gaya luar yang bekerja pada suatu batang sejajar terhadap sumbu utamanya dan potongan penampang batang tersebut konstan, tegangan internal yang dihasilkan adalah sejajar terhadap sumbu tersebut. Gaya-gaya seperti itu disebut gaya aksial, dan tegangan yang timbul dikenal sebagai tegangan aksial. Konsep dasar dari tegangan dan regangan dapat diilustrasikan dengan meninjau sebuah batang prismatik yang dibebani gaya-gaya aksial (*axial forces*) P pada ujung-ujungnya. Sebuah batang prismatik adalah sebuah batang lurus yang memiliki penampang yang sama pada keseluruhan pajangannya. Untuk menyelidiki tegangan-tegangan internal yang ditimbulkan gaya-gaya aksial dalam batang, dibuat suatu pemotongan garis khayal pada irisan mn (Gambar 2.8). Irisan ini diambil tegak lurus sumbu longitudinal batang. Karena itu irisan dikenal sebagai suatu penampang (*cross section*).

¹² *Ibid*, h. 1



Gambar 2.3 Batang Prismatik yang dibebani Gaya Aksial¹³

Tegangan normal dapat berbentuk:

a. Tegangan Tarik (*Tensile Stress*)

Apabila sepasang gaya tarik aksial menarik suatu batang, dan akibatnya batang ini cenderung menjadi meregang atau bertambah panjang. Maka gaya tarik aksial tersebut menghasilkan tegangan tarik pada batang di suatu bidang yang terletak tegak lurus atau normal terhadap sumbunya.



Gambar 2.4 Gaya Tarik Aksial

b. Tegangan Tekan (*Compressive Stress*)

Apabila sepasang gaya tekan aksial mendorong suatu batang, akibatnya batang ini cenderung untuk memperpendek atau menekan batang tersebut. Maka

¹³ *Ibid*, h. 3

gaya tarik aksial tersebut menghasilkan tegangan tekan pada batang di suatu bidang yang terletak tegak lurus atau normal terhadap sumbu.



Gambar 2.5 Gaya Tekan Aksial

Intensitas gaya (yakni, gaya per satuan luas) disebut tegangan (*stress*) dan lazimnya ditunjukkan dengan huruf Yunani σ (sigma). Dengan menganggap bahwa tegangan terdistribusi secara merata pada seluruh penampang batang, maka resultannya sama dengan intensitas σ kali luas penampang A dari batang. Selanjutnya, dari kesetimbangan benda yang diperlihatkan pada gambar, besar resultan gayanya sama dengan beban P yang dikenakan, tetapi arahnya berlawanan. Sehingga diperoleh rumus¹⁴ :

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{Dimana,} \quad \begin{array}{l} \sigma = \text{Tegangan (N/m}^2\text{)} \\ P = \text{Gaya aksial (N)} \\ A = \text{Luas (m}^2\text{)} \end{array} \quad (2.3)$$

b. Regangan Normal

Regangan merupakan perubahan bentuk per satuan panjang pada suatu batang. Semua bagian bahan yang mengalami gaya-gaya luar, dan selanjutnya tegangan internal akan mengalami perubahan bentuk (regangan). Misalnya di sepanjang batang yang mengalami suatu beban tarik aksial akan teregang atau

¹⁴ *Ibid*, h. 3

diperpanjang, sementara suatu kolom yang menopang suatu beban aksial akan tertekan atau diperpendek, maka¹⁵:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad \begin{array}{l} \delta = \text{Perubahan bentuk} \\ L = \text{Panjang Batang} \\ \varepsilon = \text{Regangan} \end{array} \quad (2.4)$$

Sesuai dengan hukum Hooke, tegangan adalah sebanding dengan regangan. Dalam hukum ini hanya berlaku pada kondisi tidak melewati batas elastik suatu bahan, ketika gaya dilepas. Kesebandingan tegangan terhadap regangan dinyatakan sebagai perbandingan tegangan satuan terhadap regangan satuan, atau perubahan bentuk. Pada bahan kaku tapi elastik, seperti baja, kita peroleh bahwa tegangan satuan yang diberikan menghasilkan perubahan bentuk satuan yang relatif kecil. Pada bahan yang lebih lunak tapi masih elastik, seperti perunggu, perubahan bentuk yang disebabkan oleh intensitas tegangan yang sama dihasilkan perubahan bentuk sekitar dua kali dari baja dan pada aluminium tiga kali dari baja. Regangan ε disebut regangan normal (*normal strain*) karena berhubungan dengan tegangan normal. Rumus regangan normal berdasarkan hukum Hooke¹⁶ :

$$\sigma = E\varepsilon \rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (2.5)$$

Dimana:

E = Modulus Elastisitas

σ = Tegangan Normal

ε = Regangan Normal

¹⁵ *Ibid*, h. 4

¹⁶ *Loc.cit*

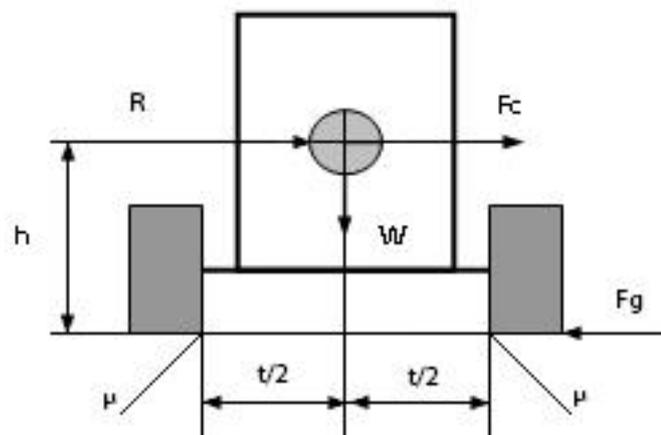
c. Momen Inersia

Inersia adalah kecenderungan benda untuk mempertahankan keadaannya (tetap diam atau bergerak). Benda yang sukar bergerak dikatakan memiliki inersia yang besar. Begitu juga bumi yang selalu dalam keadaan berotasi memiliki inersia rotasi¹⁷. Jadi Momen Inersia adalah ukuran dari besarnya kecenderungan berotasi yang ditentukan oleh keadaan benda atau partikel penyusunnya. Momen inersia suatu luasan adalah perkalian antara luasan dengan jarak kuadrat dari titik berat luasan terhadap garis.

2.9 Kinematika dan Dinamika Untuk Kendaraan Berbelok

2.9.1. Dinamika belok model kendaraan sederhana

Kendaraan belok dengan model kendaraan sederhana dimaksudkan bahwa kendaraan dianggap rigid serta bodi sederhana dengan roda depan dan belakang menjadi satu seperti pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Kendaraan Model Sederhana dengan Belok Datar

¹⁷ Kamajaya, Cerdas Belajar Fisika, (Jakarta : PT. Grafindo Media Pratama, 2007), h. 177

2.9.2. Analisa skid belok datar

Kendaraan akan skid jika $F_c > F_g$

Dimana:

$$F_c = \frac{M \cdot v^2}{R} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$F_g = W \cdot \mu \dots\dots\dots(2.7)$$

Kondisi kritis jika $F_c = F_g$

$$\frac{M \cdot v^2}{R} = \mu \cdot M \cdot g \dots\dots\dots(2.8)$$

Jadi kecepatan maksimum yang di iijinkan agar tidak *skid* adalah:

$$V_{s\ max} = \sqrt{\mu \cdot R \cdot g} \dots\dots\dots(2.9)^{18}$$

2.9.3. Analisa koefisien gesek roda pada jalan

Jika persamaan (a) dan (b) digabungkan akan didapat:

$$\mu \cdot M \cdot g \cdot h = M \cdot g \cdot \frac{t}{2} \dots\dots\dots(2.10)$$

Jadi koefisien gesek yang ideal antara ban dan jalan agar kendaraan terbebas dari skid dan guling adalah:

$$\mu_i = \frac{t}{2h} \dots\dots\dots(2.11)$$

Jika koefisien gesek ban dan jalan lebih besar dari $t/2h$ maka kendaraan akan cenderung terguling, yaitu roda terangkat lebih dulu sebelum terjadi skid. Sebaliknya jika koefisien gesek ban dan jalan lebih kecil dari $t/2h$ maka kendaraan akan skid terlebih dahulu sebelum terguling.

¹⁸ Sutantra, I Nyoman. 2010. *Teknologi Otomotif*. Ed ke-2. Surabaya: Guna Widya, h. 60

2.10 Titik Berat Kendaraan

Posisi titik berat memegang peranan penting dalam analisa dinamika kendaraan, ada beberapa cara untuk mengukur posisi titik berat. Salah satu cara yaitu dengan memakai peralatan yang cukup sederhana, yaitu timbangan dan dongkrak. Posisi titik berat terhadap poros depan (a) dan terhadap poros belakang (b) serta tinggi titik berat dari permukaan jalan (h). Pengukuran (a) dan (b) dilakukan dengan menimbang bagian depan dan bagian belakang kendaraan pada posisi horizontal, seperti ditunjukkan pada gambar 2.7. Jika pada saat menimbang poros depan didapat hasil penimbangan W_f dan penimbangan poros belakang didapat hasil W_r , maka berat total kendaraan didapat:

$$W_t = W_f + W_r = W \dots\dots\dots(2.12)$$

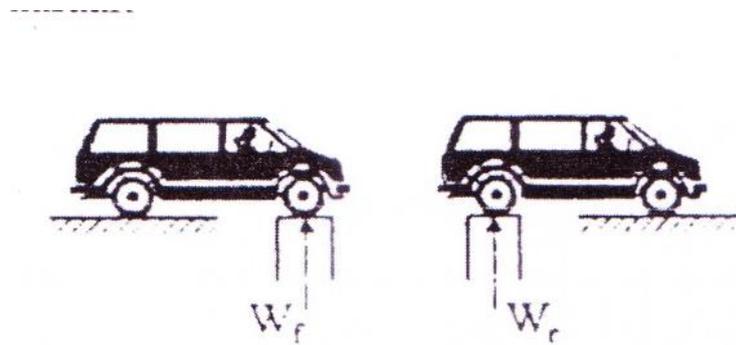
Dengan memakai hasil penimbangan tersebut dan menerapkan konsep statika maka didapat:

$$a = \frac{(a+b)W_r}{W_f+W_r} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$b = \frac{(a+b)W_f}{W_f+W_r} \dots\dots\dots(2.14)$$

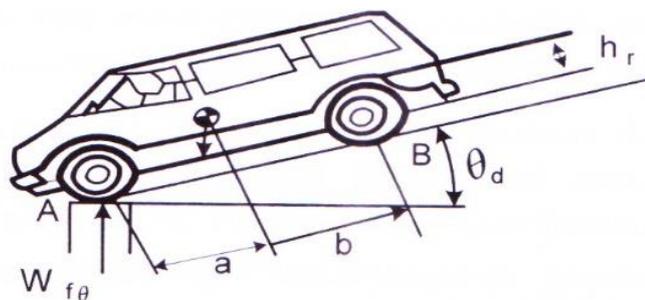
Dimana:

$a + b = L$ adalah *wheelbase* yaitu jarak antara poros depan/belakang kendaraan.



Gambar 2.7 Penimbangan Pada Poros Roda Depan dan Belakang

Setelah jarak dari pusat berat terhadap poros depan (a) dan jarak pusat berat terhadap poros belakang (b) didapat maka kemudian dapat dicari tinggi titik pusat berat dari kendaraan. Untuk mencari tinggi pusat berat kendaraan, pada roda depan atau roda belakang dapat ditopang dengan timbangan dan roda yang lain didongkrak hingga membentuk sudut (θ) seperti pada gambar 2.8. Jika dimungkinkan pada saat mendongkrak, suspensi kendaraan dikunci supaya sudut (θ) tidak begitu besar, sehingga bodi kendaraan tidak menukik.



Gambar 2.8 Penimbangan Roda Depan dengan Roda Belakang diangkat¹⁹

Mengacu pada gambar 2.10 dan dengan mengambil momen dari titik B maka didapat:

$$h_r = \frac{[W_{f\theta}(a+b) - W \cdot b]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots (2.15)$$

¹⁹ *Ibid*, h. 88

Tinggi titik pusat kendaraan kemudian dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$h = r + h_r = r + \frac{[W_{f\theta}(a+b) - W \cdot b]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots(2.16)$$

dimana:

$W_{f\theta}$ = hasil penimbangan roda depan

r = Jari-jari roda depan

Jika timbangan yang dipakai sekaligus dapat menaikan roda belakang dandipasang langsung menopang roda belakang, dimana $W_{f\theta}$ adalah hasil penimbangan roda belakang maka dengan mengambil momen di titik A didapat

$$h_r = \frac{[W \cdot a - (a+b) \cdot W_{r\theta}]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots(2.17)$$

$$h = r + \frac{[W \cdot a - (a+b) \cdot W_{r\theta}]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots(2.18)$$

2.11 Mekanika Ban

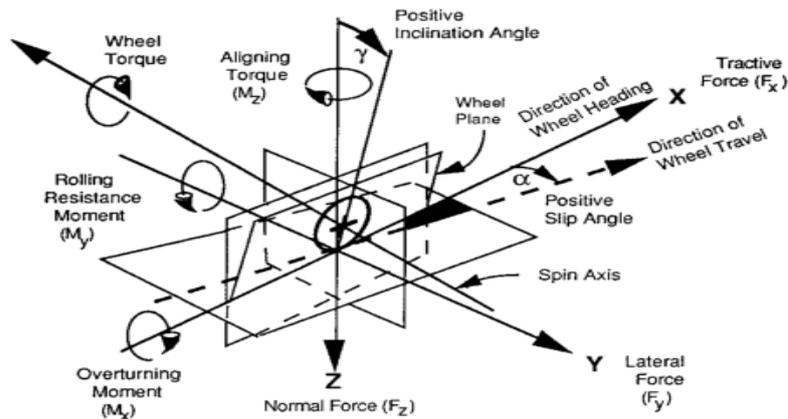
Ban merupakan komponen yang penting bagi kendaraan. Semua gaya-gaya penggerak yang menimbulkan pergerakan kendaraan jalan raya dihasilkan oleh ban. Di dalam kendaraan, semua kontrol utama dan gaya-gaya yang berpengaruh pada kendaraan terletak pada ban, kecuali gaya aerodinamik. Dapat dikatakan bahwa kontrol terhadap gaya pada kendaraan yang menentukan apakah kendaraan tersebut akan berbelok, melakukan pengereman, dan mengalami percepatan dihasilkan oleh kontak antara ban dengan jalan yang luasnya tidak kurang daripada telapak tangan laki-laki dewasa. Pemahaman terhadap keterkaitan antara ban, kondisi operasi dari ban tersebut, dan gaya-gaya serta momen yang dihasilkan oleh ban tersebut merupakan suatu aspek yang penting terhadap karakteristik dinamik dari kendaraan secara keseluruhan.

Ban memegang peranan penting bagi kendaraan, ada tiga fungsi dasar ban bagi kendaraan, yaitu:

1. Menahan beban pada arah vertikal, ketika mengalami gangguan dari kondisi jalan yang tidak rata.
2. Menghasilkan gaya pada arah longitudinal ketika mengalami percepatan atau pengereman.
3. Menghasilkan gaya pada arah lateral ketika menikung.

2.11.1 Sistem Sumbu Ban

Untuk mempermudah menggambarkan model ban yang tepat terhadap kondisi operasi, gaya-gaya, dan momen yang dihasilkan oleh suatu ban, SAE telah mendefinisikan sistem sumbu seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.9. Sumbu X adalah perpotongan antara bidang roda dan bidang jalan dengan arah positif ke depan sesuai arah gerak maju kendaraan. Sumbu Z tegak lurus terhadap bidang jalan dengan arah positif menuju ke bawah. Sumbu Y terletak pada bidang jalan, arahnya dipilih untuk membuat sistem sumbu ini menjadi orthogonal dan sesuai dengan kaidah tangan kanan.



Gambar 2.9 SAE Tire Axis System²⁰

Definisi berikut ini sangat penting dalam menggambarkan ban dan sistem sumbuinya.

- *Wheel plane* – bidang sentral pada ban yang tegak lurus sumbu putar.
- *Wheel center* – perpotongan antara *wheel plane* dengan sumbu putar.
- *Center of tire contact* – perpotongan antara *wheel plane* dengan proyeksi dari sumbu putar pada bidang jalan.
- *Longitudinal force (Fx)* – komponen gaya pada ban yang dihasilkan oleh jalan pada bidang jalan dan paralel terhadap perpotongan dari *wheel plane* dengan *road plane*. Komponen gaya pada arah gerak roda (komponen sinus dari *lateral force* dan kosinus dari *longitudinal force*) disebut *tractive force*.
- *Lateral force (Fy)* – komponen gaya pada ban yang dihasilkan oleh jalan pada bidang jalan dan tegak lurus terhadap perpotongan antara *wheel plane* dengan *road plane*.
- *Normal force (Fz)* – komponen gaya pada ban yang dihasilkan oleh jalan yang tegak lurus terhadap *road plane*. Gaya normal ini berharga negatif.

²⁰ Gillespie, Thomas D. 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Otomotif Engineers Inc, h. 285

Istilah beban vertikal didefinisikan sebagai kebalikan dari gaya normal, sehingga nilainya positif.

- *Rolling resistance moment (My)* – momen yang bekerja pada ban yang diakibatkan oleh jalan pada bidang jalan dan tegak lurus terhadap perpotongan antara bidang roda dan bidang jalan.
- *Aligning moment (Mz)* – momen yang bekerja pada ban yang diakibatkan oleh jalan yang tegak lurus terhadap bidang jalan.

2.12 Koefisien Gesek Ban dan Jalan

Menurut J.J. Taborek diacu dalam Sutantra (2010:123), dari hasil studinya, mengungkapkan bahwa koefisien rata-rata antara ban dan jalan untuk bermacam-macam jenis jalan ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Koefisien ban pada bermacam-macam jenis jalan²¹

Koefisien ban terhadap ban dan jalan	
Permukaan Jalan	Koefisien Roda (μ)
Aspal dan beton (kering)	0,75
Aspal (basah)	0,55 - 0,6
Beton (Basah)	0,7

2.13 Momen *Bending* Pada As (Poros)

Ketika as pada momen bending yaitu, tegangan maksimum (geser atau tekan) dan memberikan perhitungan bending. Yang kami ketahui :

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma_b}{y} \dots\dots\dots(2.19)$$

²¹ Sutantra, I Nyoman, *Op.Cit .*, h. 123

Dimana :

M = Momen Bending

I = Momen Inersia

σ_b = Tegangan Bending

y = Jarak dari titik pusat ke titik terluar as

Kami mengetahui bahwa momen inersia pada as,

$$I = \frac{\pi}{64} x d^4 \quad \text{dan} \quad y = \frac{d}{2} \dots\dots\dots(2.20)$$

Subtitusinya,

$$\frac{M}{\frac{\pi}{64} x d^4} = \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}} \quad \text{or} \quad M = \frac{\pi}{32} x \sigma_b x d^3 \dots\dots\dots(2.21)$$

Dari perhitungan ini, diameter as pejal (d) dapat diperoleh.

Serta diperoleh juga momen inersia dari as hollow,

$$I = \frac{\pi}{64} [(d_o)^4 - (d_i)^4] = \frac{\pi}{64} (d_o)^4 (1 - k^4) \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana :

$k = d_i / d_o$

dan $y = \frac{d_o}{2}$

Selanjutnya subtitusi dari perhitungan tersebut, kami peroleh

$$\frac{M}{\frac{\pi}{64} (d_o)^4 (1 - k^4)} = \frac{\sigma_b}{\frac{d_o}{2}} \quad \text{atau} \quad M = \frac{\pi}{32} x \sigma_b (d_o)^3 (1 - k^4) \dots\dots\dots(2.23)$$

Dari perhitungan diatas, diameter terluar pada as (d_o) dapat diperoleh.²²

²² R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, *A TextBook of Machine Design*, (New Delhi: Eurasia Publishing House) h.514.

BAB III

PERENCANAAN

3.1 Tempat dan Waktu

3.1.1 Tempat Pelaksanaan Penelitian

- a. Pengumpulan data-data yang dibutuhkan dalam perhitungan, analisis, dan optimasi desain *as* roda depan di Gedung C Universitas Negeri Jakarta.
- b. Perhitungan, analisis dan optimasi desain *as* roda depan di laboratorium perancangan Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta.

3.1.2 Waktu Penelitian

Waktu penelitian dari bulan Oktober 2016 – Juni 2017

3.2 Alat dan Bahan Penelitian

Alat bahan yang digunakan dalam perancangan dan penelitian ini adalah sebagai berikut:

3.2.1 Perangkat Lunak

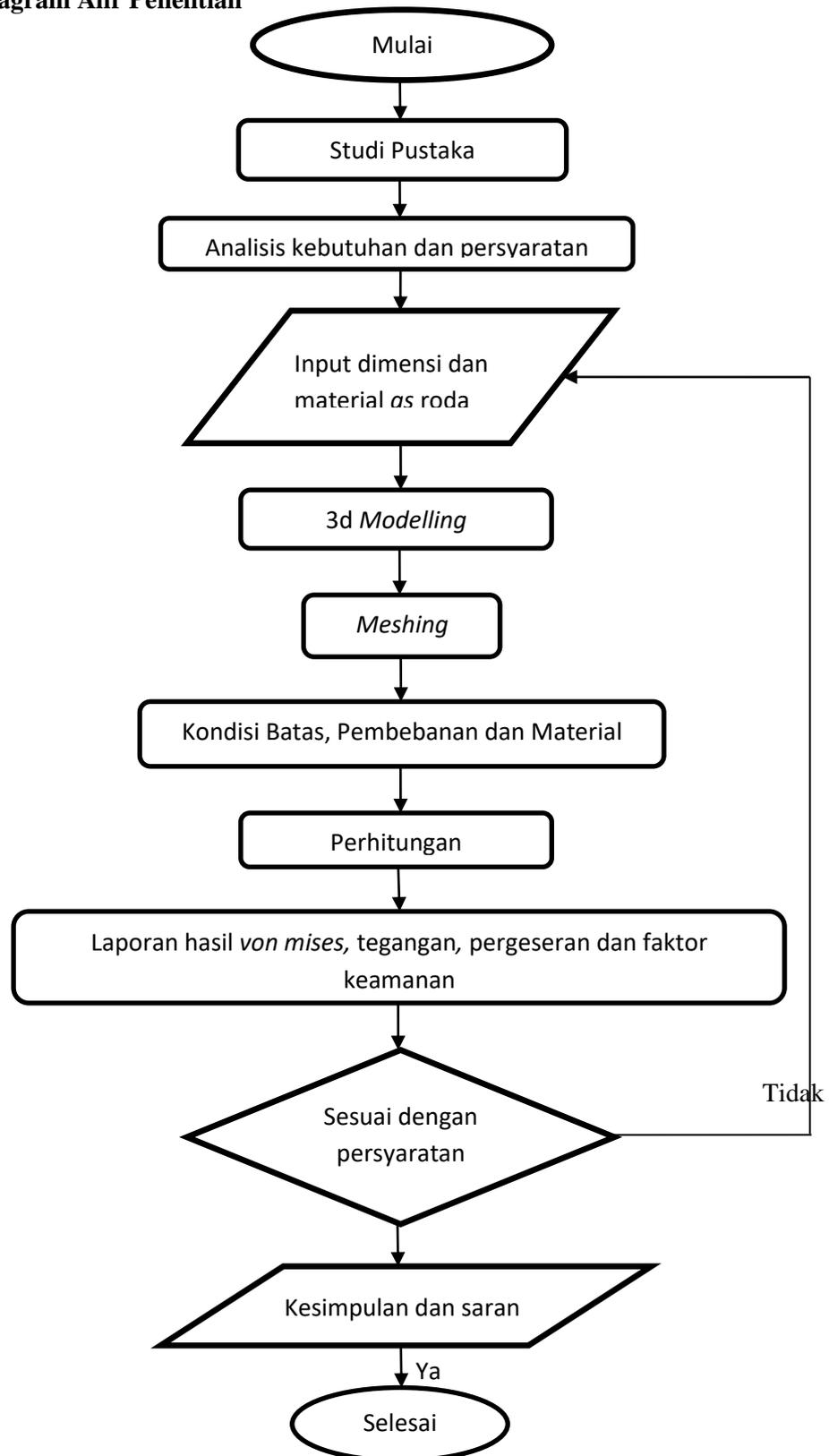
Perangkat lunak yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a. *Autodesk Profesional Inventor 2015*
- b. *Autodesk AutoCAD 2007*
- c. *Microsoft Office Word 2010*
- d. *Microsoft Office Excel 2010*

3.2.2 Timbangan

Timbangan digunakan untuk mengukur berat *prototype* pada bagian ban depan kanan, ban depan kiri dan ban belakang. Tempat pengukuran berat diasumsikan rata.

3.3 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.3.1 Uraian Prosedur Penelitian

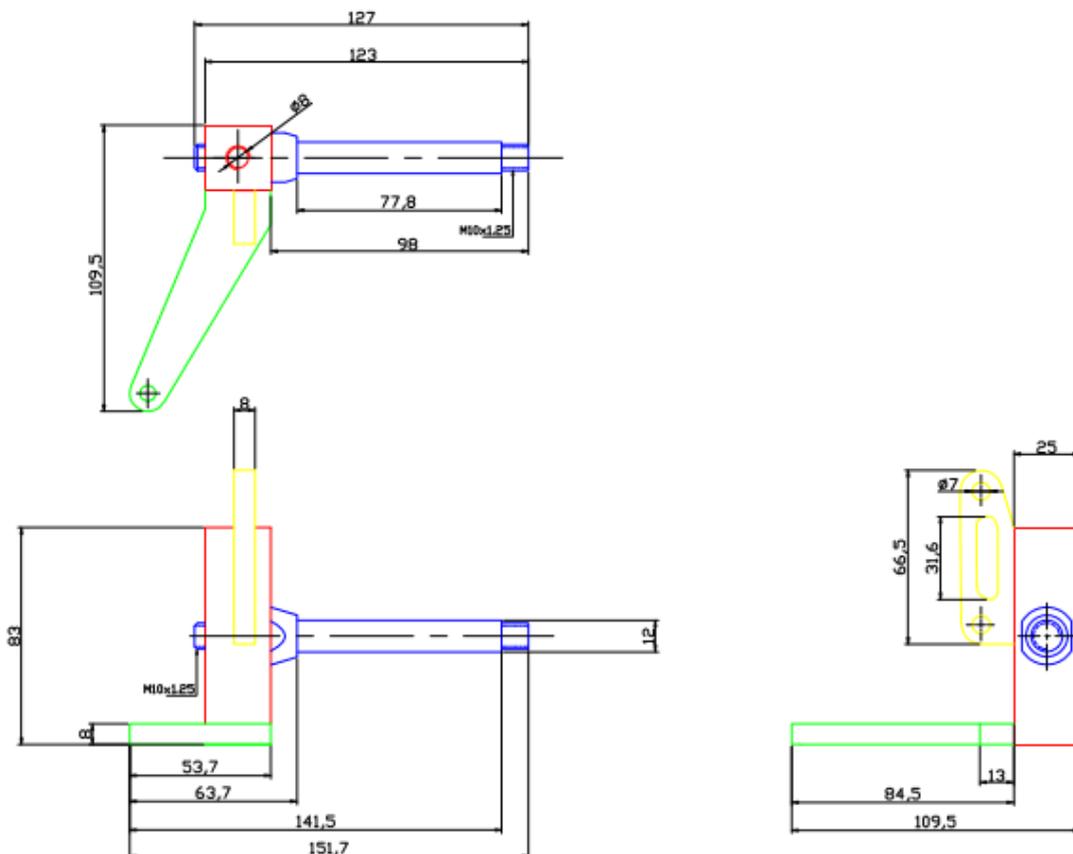
1. Studi Literatur

Pada tahapan ini peneliti mempelajari kekurangan dari penelitian sebelumnya dan mempelajari materi yang diperlukan terkait optimasi desain *as* roda depan.

2. Analisa Kebutuhan dan Persyaratan

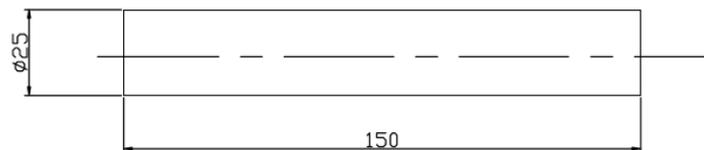
Analisa kebutuhan berupa menghitung besaran gaya dan menentukan arah gaya akibat pembebanan dinamis. Analisis persyaratan yaitu menghitung kecepatan maksimum yang diizinkan saat *prototype* berbelok sebelum terjadi guling dan gaya sentrifugal yang terjadi pada saat *prototype* berbelok.

3. 3D Modeling *As* Roda Depan Pada *Knuckle*

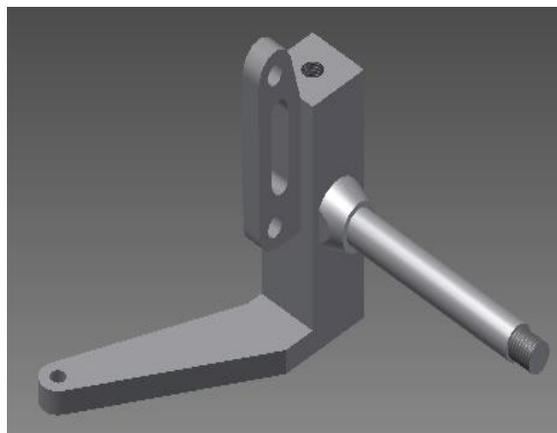


Gambar 3.2 Dimensi *As* Roda Depan yang Digunakan pada Penelitian Sebelumnya

Modeling *as* roda depan tiga dimensi menggunakan ukuran pada penelitian sebelumnya dengan material aluminium 6061. Pemodelan *as* roda depan menggunakan *software Autodesk Professional Inventor 2015*. Bagian utama pemodelan *as* roda depan menggunakan tipe *pipe* dengan diameter 25 mm.



Gambar 3.3 Dimensi Tipe Pipe Untuk Pemodelan 3D



Gambar 3.4 Pemodelan As roda depan Tiga Dimensi

Modelling tiga dimensi *as* roda depan *prototype* diasumsikan sambungan antara batang dengan batang yang lainnya adalah *fixed*.

4. Input Tipe Penampang As Roda Depan Dan Dimensi

Input dimensi dari setiap tipe penampang kedalam *Microsoft Office Excel* guna mempermudah perhitungan. Data tipe dan dimensi penampang berdasarkan katalog milik PT. Alexindo.

5. Perhitungan

Perhitungan gaya sentrifugal dan gaya gesek *as* roda depan dengan bantuan *Microsoft Office Excel*.

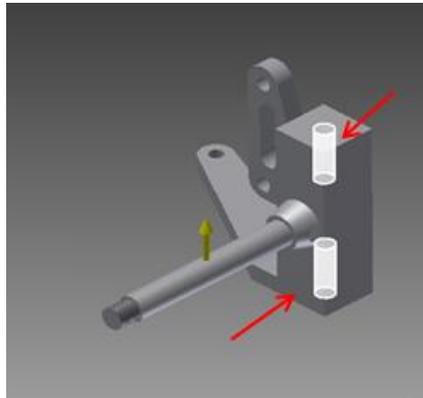
6. *Modelling Optimasi*

Pembuatan modeling optimasi dari tipe dan ukuran *as* roda depan yang telah ditentukan.

7. *Stress Alanysis*

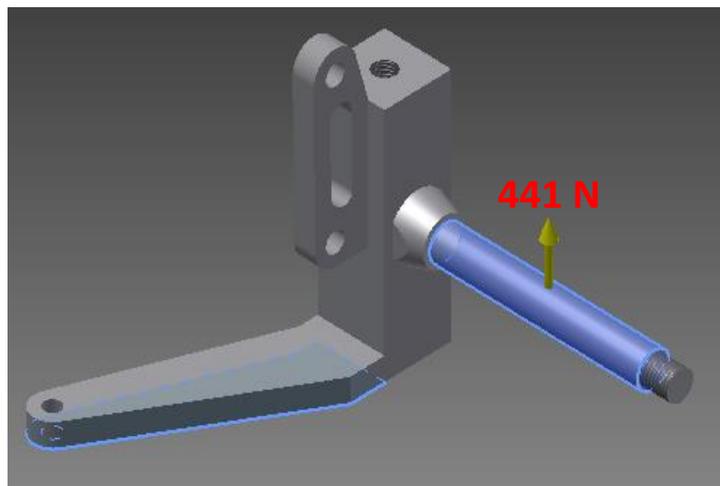
Setelah modeling selesai, lalu lakukan *stress analysis* dengan menggunakan *feature stress analysis*. Material yang digunakan pada *as* roda depan ini adalah steel AISI 4340 (VCN).

- a. Menentukan lokasi tumpuan



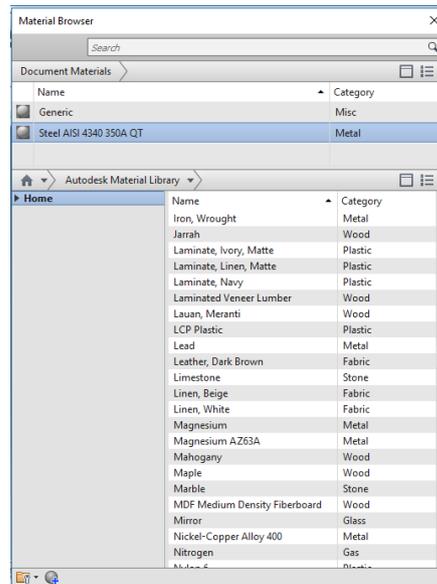
Gambar 3.5 Penentuan Lokasi Tumpuan

- b. Pemberian beban



Gambar 3.6 Pemberian Gaya dan Arahnya

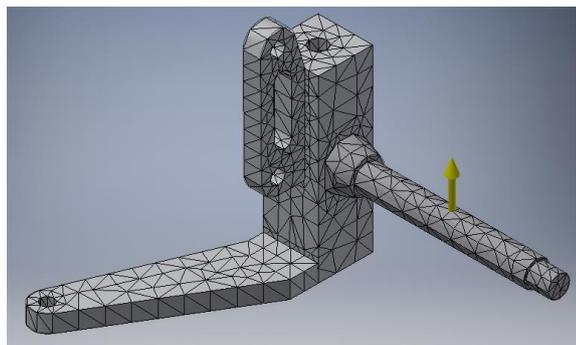
c. Pemberian Material



Gambar 3.7 Pemberian Material

d. Meshing

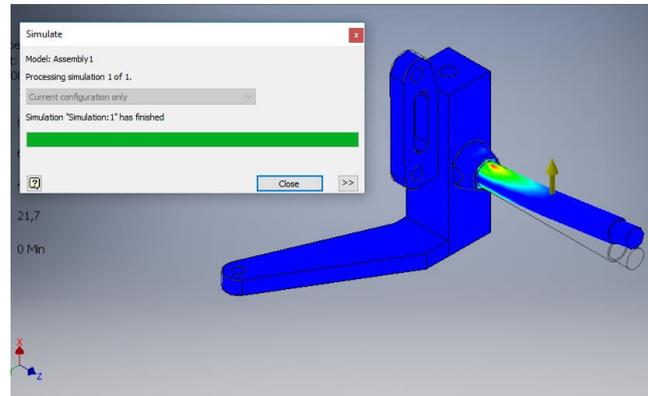
Setelah dilakukan pembebanan dan pemberian material lalu lakukan *Meshing*.



Gambar 3.8 Meshing

e. Perhitungan *Software*

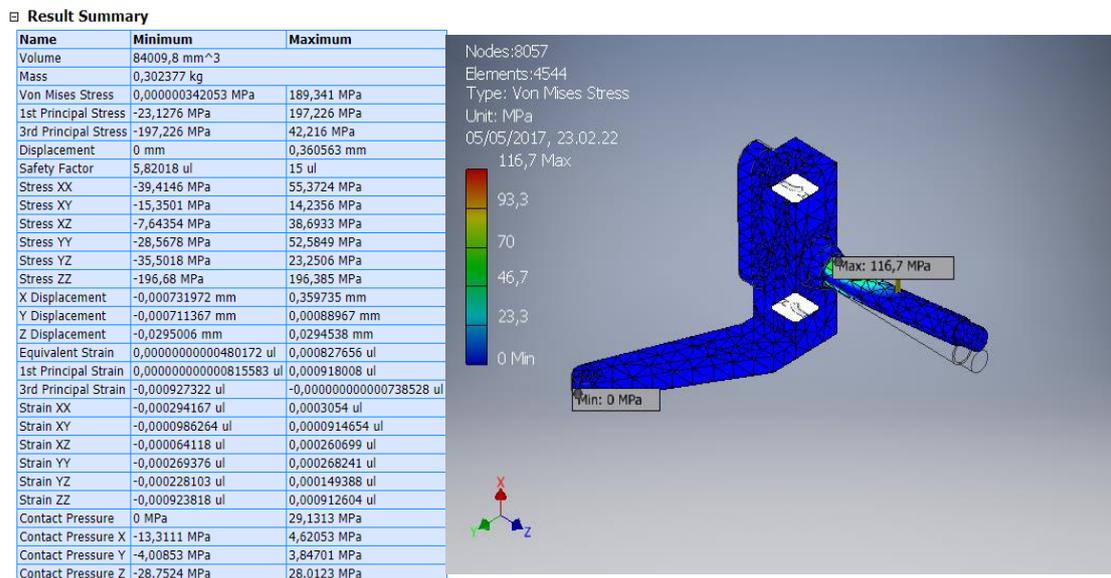
Setelah dimasukan semua data, lalu lakukan perhitungan dengan *simulate*.



Gambar 3.9 Perhitungan *Software*

f. *Report*

Hasil perhitungan keluar dalam bentuk *report*, disini dapat dilihat *volume*, *mass*, *displacement*, dan *safety factor* dari as roda depan optimasi.



Gambar 3.10 Report Stress Analysis

3.4 Teknik Pengumpulan Data

3.4.1 Kalibrasi Timbangan

Sebelum pengukuran berat kendaraan, timbangan yang digunakan harus dikalibrasi terhadap timbangan acuan. Massa yang digunakan untuk kalibrasi sebesar 5 kg.



Gambar 3.11 Pemberat 5 kg

Penelitian ini menggunakan 4 buah timbangan. Salah satu timbangan dijadikan sebagai acuan.

3.4.2 Menyamakan Ketinggian Timbangan

Ketinggian timbangan haruslah sama. Maka perlu penyesuaian tinggi. Hal tersebut diperlukan agar distribusi beban merata. Dari hal tersebut perlu diukur tingkat kerataan timbangan satu dengan yang lainnya.



Gambar 3.12 Pengukuran Kerataan

3.4.3 Pengukuran Berat Kendaraan

Pengukuran berat kendaraan dengan meletakkan timbangan disemua ban kendaraan. Kendaraan yang ditimbang disertai dengan pengemudi didalamnya.



Gambar 3.13 Pengukuran Berat Salah Satu Ban

Dari metode tersebut, akan didapat berat total kendaraan dan posisi *Center of Gravity* sumbu x dan sumbu y.

3.4.4 Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu X

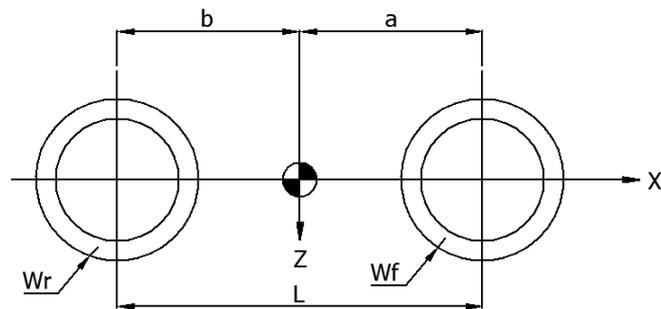
Menentukan posisi titik berat sumbu x dilakukan dengan mengukur panjang *wheelbase* (L), berat total ban depan (W_f) dan berat total ban belakang

(W_r). Kemudian menggunakan rumus untuk menentukan letak titik berat sumbu x terhadap poros depan (a) dan poros belakang (b) sebagai berikut:

$$a = \frac{l \cdot W_r}{W_f + W_r} \dots\dots\dots(3.1)$$

$$b = \frac{l \cdot W_f}{W_f + W_r} \dots\dots\dots(3.2)$$

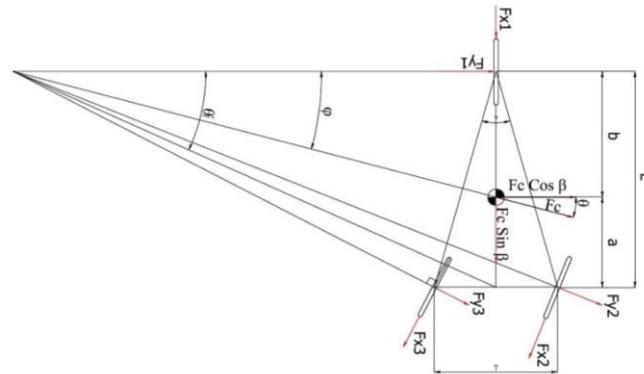
Maka letak titik berat kendaraan sumbu x seperti gambar 3.18 berikut ini:



Gambar 3.14 DBB Posisi Titik Berat Kendaraan Sumbu X

3.4.5 Menentukan Radius Belok

Radius putar kendaraan mengacu pada *Rules Shell Eco Marathon* yaitu sebesar 6 m. Radius putar yang dimaksud adalah jarak antara pusat lingkaran ke roda eksternal kendaraan saat berbelok. Kemudian membuat sketsa dengan menggunakan *software AutoCAD*.



Gambar 3.15 DBB Sketsa Kendaraan Berbelok

Dari hal tersebut didapat radius putar yang diukur antara pusat lingkaran dengan posisi titik berat kendaraan (F_c) dan arah gaya sentrifugal pada *driver* (F_g).

3.4.6 Menentukan Gaya Belok Dan Skid Belok Datar

Gaya akibat beban belok atau gaya sentrifugal (F_c) terjadi pada posisi driver (F_g). Kecepatan yang digunakan dalam perhitungan adalah kecepatan maksimum yang diizinkan (V_{max}). Rumus yang digunakan untuk mencari gaya sentrifugal sebagai berikut:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R} \dots\dots\dots(3.3)$$

$$F_g = W \cdot \mu \dots\dots\dots(3.4)$$

Kondisi kritis jika $F_c = F_g$

$$\frac{M \cdot v^2}{R} = \mu \cdot M \cdot g \dots\dots\dots(3.5)$$

Jadi kecepatan maksimum yang di ijinakan agar tidak *skid* adalah:

$$V_{smax} = \sqrt{\mu \cdot R \cdot g} \dots\dots\dots(3.6)$$

3.4.7 Menentukan Koefisien Gesek Roda Pada Jalan

Jika persamaan (a) dan (b) digabungkan akan didapat:

$$\mu \cdot M \cdot g \cdot h = M \cdot g \cdot \frac{t}{2} \dots\dots\dots(3.7)$$

Jadi koefisien gesek yang ideal antara ban dan jalan agar kendaraan terbebas dari skid dan guling adalah:

$$\mu_i = \frac{t}{2h} \dots\dots\dots(3.8)$$

Jika koefisien gesek ban dan jalan lebih besar dari $t/2h$ maka kendaraan akan cenderung terguling, yaitu roda terangkat lebih dulu sebelum terjadi skid. Sebaliknya jika koefisien gesek ban dan jalan lebih kecil dari $t/2h$ maka kendaraan akan skid terlebih dahulu sebelum terguling.

3.5 Varian Model

Pada penelitian ini digunakan 2 jenis material yang berbeda. Hal ini bertujuan untuk mencari profil *as* roda depan yang paling kuat dan aman untuk digunakan. Material yang digunakan di 2 variasi ini adalah aluminium dan steel AISI 4340 (VCN).

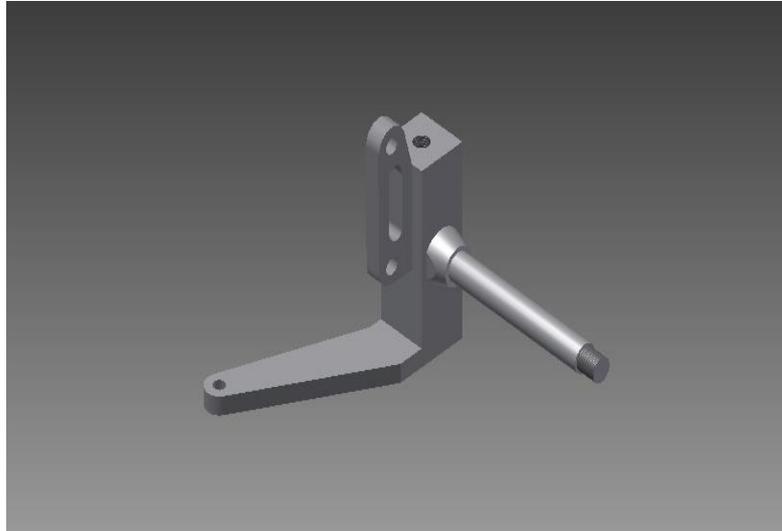
3.6 Alasan Pemilihan Varian Konsep

Pemilihan bahan untuk *as roda depan* menggunakan aluminium dan steel AISI 4340 (VCN) karena mudah didapatkan, harganya terjangkau, mudah dilas, massa jenis kecil namun dapat menahan beban yang tinggi.

3.7 Perancangan Wujud

Desain yang dibuat mengacu pada standar shell eco marathon asia dengan menggunakan dua buah roda yaitu pada kedua roda depan dan terdapat *as*

roda. As roda depan ini juga berada pada knuckle dan terdapatudukan roda sertaudukan *tierod* untuk berbelok kendaraan jenis *prototype*.



Gambar 3.16 Rancangan *as* roda depan pada *knuckle* 3 dimensi

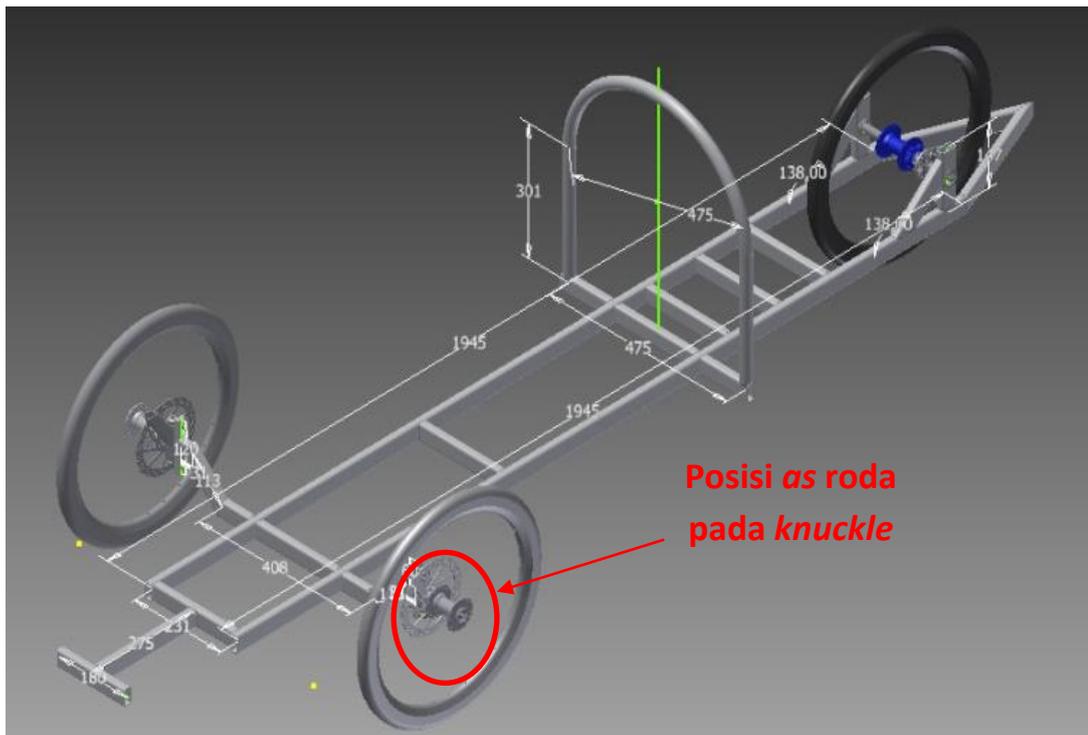
BAB IV

HASIL PERANCANGAN

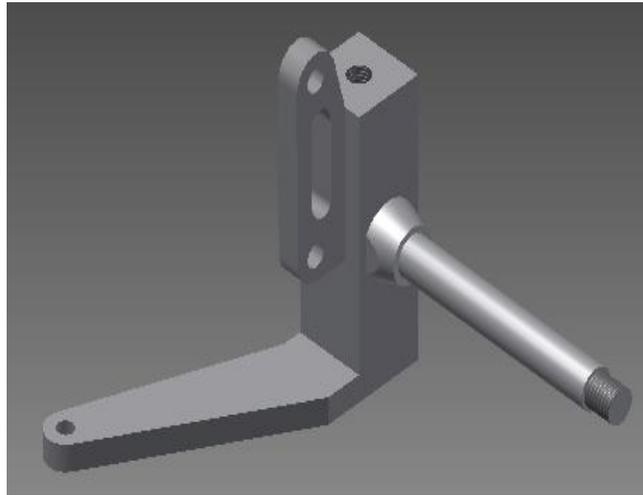
4.1 Model Desain

Model *as* roda depan digambar pada aplikasi *autodesk inventor* 2014, model *as* roda depan dibentuk dalam 3 dimensi, dengan material yang bervariasi, lalu diuji dengan *stress analysis* agar mengetahui kekuatan dari *as* roda depan ketika berbelok.

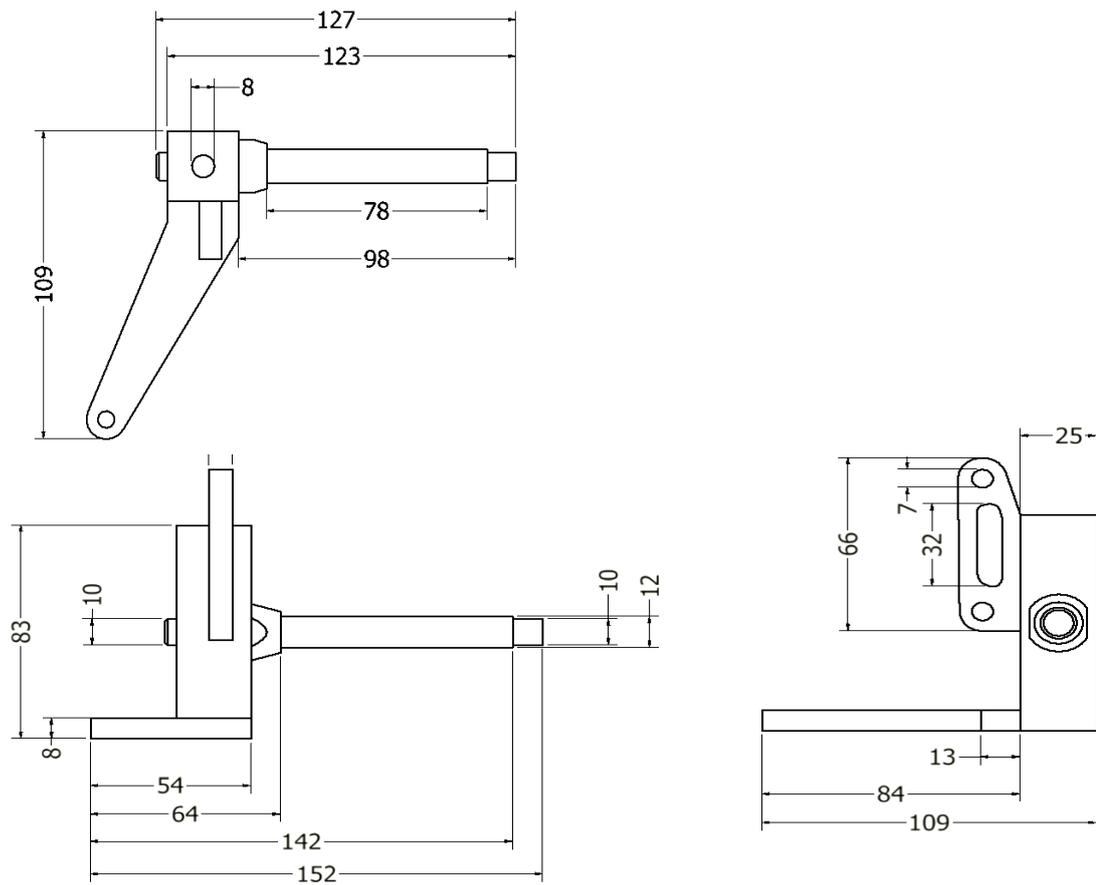
a. *As* roda depan pada *knuckle*



Gambar 4.1 *As* roda depan pada *knuckle* yang dirangkai dengan roda



Gambar 4.2 As roda depan pada *Knuckle*



Gambar 4.3 Gambar detail 2 Dimensi As roda depan pada *knuckle*

As roda depan adalah komponen dari suatu rangka kendaraan yang merupakan bagian dari sistem kemudi pada *knuckle*. As roda depan berfungsi sebagai dudukan roda depan dan untuk meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran roda. As roda depan ini harus dapat menahan beban dari pengendara, mesin dan beban dari pemberat.

Desain *knuckle prototype* ini dibuat berdasarkan standar yang diberikan dari *shell* dengan melakukan perubahan material sehingga memberikan kelebihan dibanding *knuckle* yang sudah ada. *Knuckle* didesain untuk menopang berat kendaraan dengan satu orang pengendara.

4.2 Bahan dan Material

Material as roda depan yang digunakan adalah aluminium 6061 dan *steel* AISI 4340.

Tabel data 4.1 Data properti material aluminium 6061

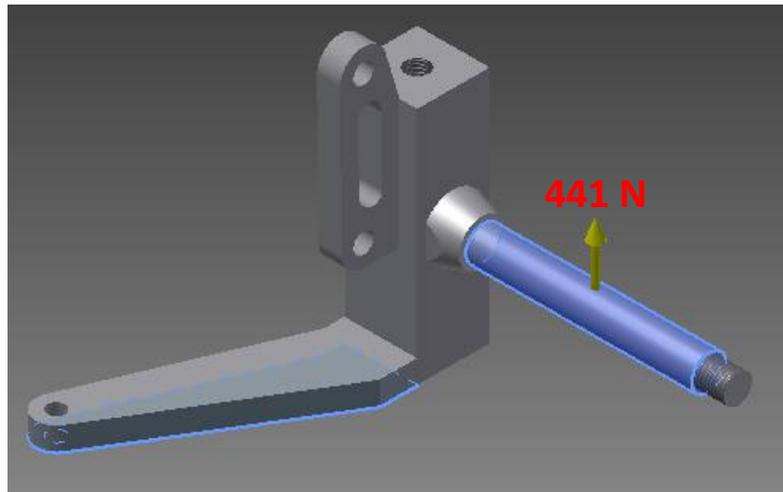
Data Material	
<i>Mass Density</i>	2.7 g/cm ³
<i>Yield Strength</i>	275 MPa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	310 MPa
<i>Young's Modulus</i>	68.9 GPa

Tabel data 4.2 Data properti material *steel* AISI 4340

Data Material	
<i>Mass Density</i>	7.85 g/cm ³
<i>Yield Strength</i>	634 MPa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	826 MPa
<i>Young's Modulus</i>	207 GPa

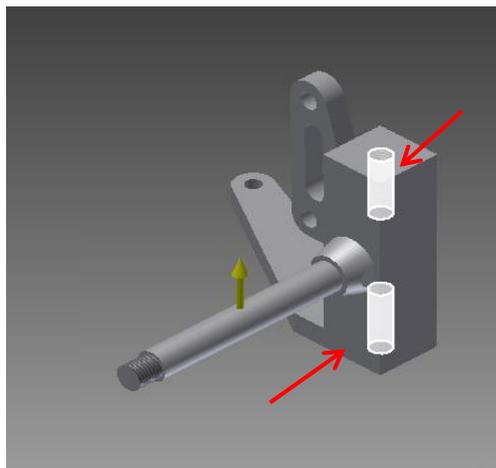
4.3 Kondisi Batas

- a. Penerapan gaya-gaya yang dialami sepanjang *as* roda depan. Berikut ini gambar penerapan gaya yang dialami *as* roda depan.



Gambar 4.4 Pembebanan pada *as* roda depan

- b. Penerapan pin atau tumpuan pada *as* roda depan, penentuan pin pada lokasi tersebut merupakan tempat duduk *knuckle* roda depan.



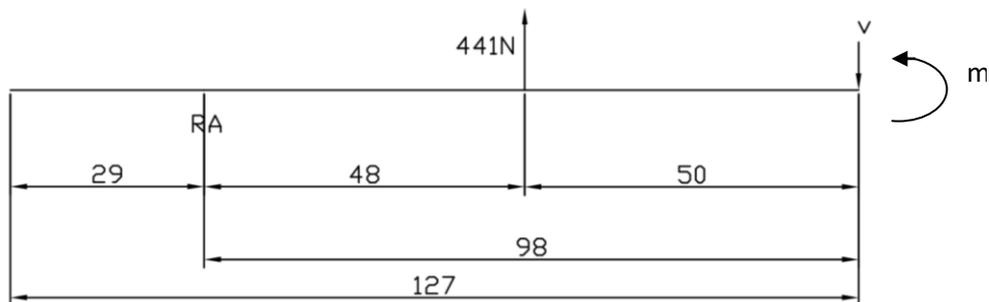
Gambar 4.5 Penentuan tumpuan pada *as* roda depan

4.4 Persamaan (*Governing Equation*)

Salah satu masalah yang paling menarik dalam perencanaan adalah menghubungkan kekuatan dari suatu elemen mesin dengan tegangan dalam yang dihasilkan dari pembebanan luar. Biasanya kita hanya memiliki satu harga untuk kekuatan, seperti kekuatan batas (*yield strength*), tetapi kita bisa memiliki beberapa komponen tegangan.

4.5 Perhitungan Teori

Untuk perhitungan teori pada pembebanan yang diterima *as* roda pada *knuckle prototype* ketika berbelok maka analisis tegangan dan *safety factor* adalah sebagai berikut :



Gambar 4.6 Diagram benda bebas *as* roda depan

Keterangan Gambar :

Jarak dari *knuckle* ke titik beban = 48 mm

Jarak dari titik beban ke ujung *as* roda depan = 50 mm

Jarak dari *knuckle* ke ujung *as* roda depan = 98 mm

Panjang ulir pada *knuckle* = 29 mm

Panjang as roda depan = 98 mm + 29 mm = 127 mm

Beban yang diterima as roda depan ketika berbelok = 441 N

4.5.1. Hasil Pengukuran *Prototype* dengan Pengemudi

Letak pemberat dari pengemudi seberat 8 kg ada di bagian tengah kendaraan, maka di dapat hasil data sebagai berikut;

Tabel 4.3 Hasil Pengukuran *Prototype* dengan Pengemudi Serta Letak Pemberat dibagian Tengah *Prototype*

Spesifikasi <i>Prototype</i>				
Beban Depan Kiri <i>Prototype</i> (W_{fL})	30,4	kg	298,22	N
Beban Depan Kanan <i>Prototype</i> (W_{fR})	30	kg	294,30	N
Beban Total Depan <i>Prototype</i> (W_f)	60,4	kg	592,52	N
Beban Belakang <i>Prototype</i> (W_r)	36,2	kg	355,12	N
Beban <i>Prototype</i> Total (W_t)	96,6	kg	947,65	N
Panjang <i>Wheelbase</i> (L)	1572,9	mm	1,5729	m
Diameter Roda (D)	480	mm	0,48	m
Berat pengemudi	42	kg	412,02	N
Berat <i>ballast</i> pengemudi	8	kg	78,98	N
Koefisien gesek (μ)	0,75			
Cos β	0,961			
Letak CG dari poros roda depan (a)	589,43	mm	0,59	m
Letak CG dari poros roda belakang (b)	983,47	mm	0,98	m

a. Perhitungan titik berat *prototype*

Perhitungan letak titik berat *prototype* dari poros roda depan (a)

$$a = \frac{L \cdot W_r}{W_f + W_r}$$

$$a = \frac{1572,9 \cdot 355,12}{592,52 + 355,12}$$

$$a = \frac{558568,248}{947,64}$$

$$a = 589,43 \text{ mm}$$

Perhitungan letak titik berat *prototype* dari poros roda belakang (b)

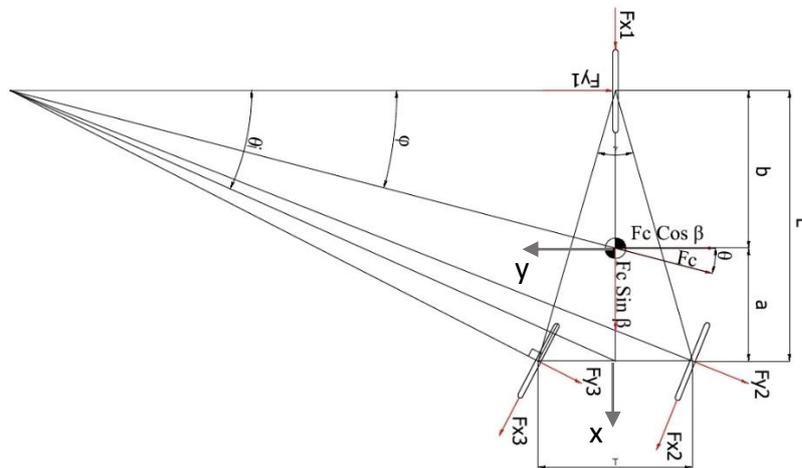
$$L = a + b$$

$$b = L - a$$

$$b = 1572,9 - 589,43$$

$$b = 983,47 \text{ mm}$$

b. Perhitungan Gaya Gesek atau Batas Kritis Roda depan *Prototype*.



Gambar 4.7 Gaya gesek pada roda depan *prototype*

Berikut adalah perhitungan gaya gesek roda depan *prototype*, dengan pemberat pengemudi berada ditengah *prototype*;

$$F_{gf} = \frac{b}{(a+b)} \cdot W_t \cdot \mu$$

$$F_{gf} = \frac{983,47}{(589,43+983,47)} \cdot 947,65 \cdot 0,75$$

$$F_{gf} = 0,63 \cdot 947,65 \cdot 0,75$$

$$F_{gf} = 444,39 \text{ N}$$

c. Perhitungan Gaya Sentrifugal Roda Depan *Prototype*

Perhitungan gaya sentrifugal roda depan *prototype* dengan radius 6 m pada kecepatan 6,67 m/s.

$$F_{cf} = \frac{b \cdot W \cdot v^2 \cdot \cos \beta}{(a+b) \cdot R \cdot g}$$

$$F_{cf} = \frac{983,47 \cdot 947,65 \cdot (6,67)^2 \cdot \cos 9}{(589,43 + 983,47) \cdot 6,9,81}$$

$$F_{cf} = \frac{39845945,73}{92580,90}$$

$$F_{cf} = 441,06 \text{ N}$$

4.6 Hasil analisa Simulasi gaya, tegangan, dan faktor keamanan dengan *Autodesk Inventor*

Setelah proses perhitungan dengan *software autodesk inventor* telah selesai sampai akhir, maka hasil analisis dan simulasi dapat diketahui yaitu nilai-nilai maksimum dan minimum yang dapat dilihat secara langsung pada tampilan *autodesk inventor*, sedangkan untuk hasil yang lebih detail dapat dilihat dalam *stress analysis report* yang telah penulis susun sendiri. Dari hasil analisa statik dengan *software autodesk inventor* dapat diketahui tegangan maksimal dan minimal yang terjadi pada struktur obyek yang dianalisa tersebut.

Analisa simulasi gaya, tegangan, dan faktor keamanan *as* roda depan dapat dihasilkan pada *Software Autodesk Inventor* dengan cara memilih *toolbar stress analysis*. Setelah kita pilih *toolbar stress*, lalu masukan data spesifikasi material bahan sesuai dengan perencanaan sebelumnya. Setelah

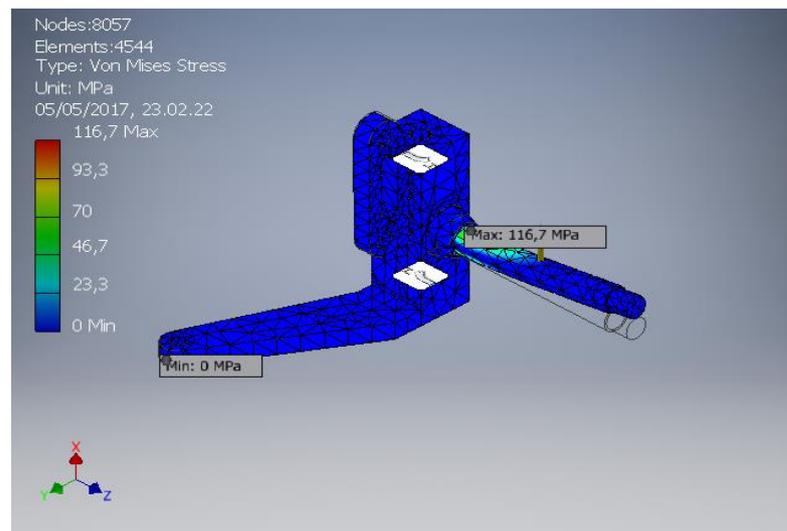
material bahan dipilih, lalu kita pilih *analysis static* dan *mess view*. Diasumsikan *as* roda depan *prototype* mendapatkan beban 441 N sebagai beban yang diterima satu buah *as* roda depan, yang berasal dari seluruh berat kendaraan dan satu orang pengendara. Pada *Autodesk Inventor* dimasukan data-data *as* roda depan sesuai dengan kondisi yang mendekati sebenarnya sehingga dapat dilakukan analisis statik pada struktur tersebut. Setelah sampai pada langkah ini, dapat diketahui apakah ada kesalahan pada langkah-langkah analisis. Jika ada kesalahan, maka perlu dilakukan editing sampai benar. Dalam analisis ini struktur *as* roda depan dapat dilihat pada gambar dibawah untuk mengetahui secara keseluruhan gaya, tegangan, dan faktor keamanannya. Simulasi pada *as* roda depan *Prototype* di *stress analysis Autodesk Inventor*.

Setelah diketahui analisa yang terjadi dengan menggunakan *stress analysis* didapatkan :

1. Hasil analisa dari variasi 1 (*As* roda depan dengan menggunakan material Aluminium 6061)

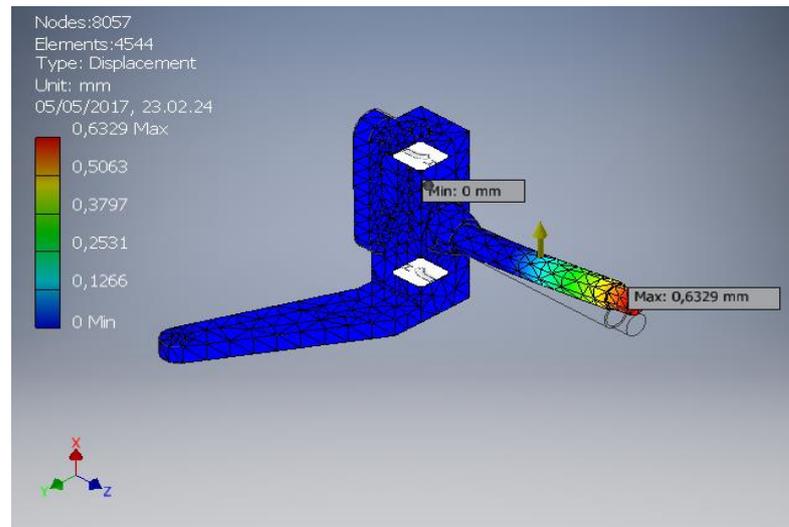
Tabe 4.4 Hasil analisa dari variasi 1 (*As* roda menggunakan material aluminium 6061)

Nama	Minimum	Maksimum
<i>Volume</i>	84009.8 mm ³	
<i>Mass</i>	0.23 kg	
<i>Von mises stress</i>	0.00000036 MPa	189.32 MPa
<i>Displacement</i>	0 mm	1.03 mm
<i>Safety factor</i>	1.45	15



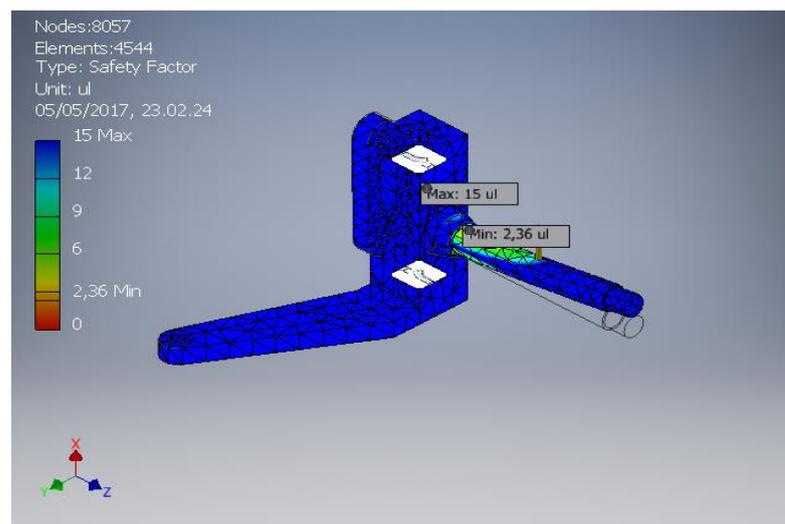
Gambar 4.8 Tegangan yang terjadi pada *as* roda depan variasi 1

Dari analisis tersebut dapat diketahui bahwa *as* roda depan tersebut mengalami tegangan maksimal terbesar 116,7 MPa yang berada pada daerah yang ditunjukkan pada gambar analisis diatas. Sedangkan tegangan minimalnya adalah sebesar 23,3 Mpa.



Gambar 4.9 *Displacement* yang terjadi pada *as roda depan* variasi 1

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa besarnya perpindahan translasi maksimal pada deformasi gambar tersebut adalah 0,63 mm. Hal ini menunjukkan bahwa perubahan bentuk maksimal yang terjadi pada *knuckle* adalah 0,63 mm dari bentuk awalnya yang ditunjukkan pada daerah yang berwarna merah



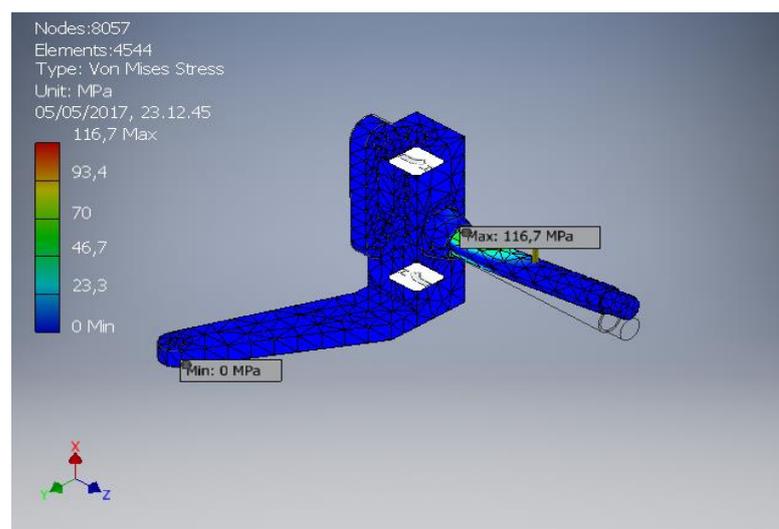
Gambar 4.10 *safety factor* *as roda depan* variasi 1

Dalam proses analisa tekanan yang terjadi pada *knuckle*, dihasilkan *factor of safety* (FS) minimum adalah 2,36 dan maksimum adalah 15. Ini menunjukkan kekuatan material kurang dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan elemen mesin tidak akan aman bila difungsikan.

2. Hasil dari variasi 2 (*As* roda depan dengan menggunakan material Steel AISI 4340)

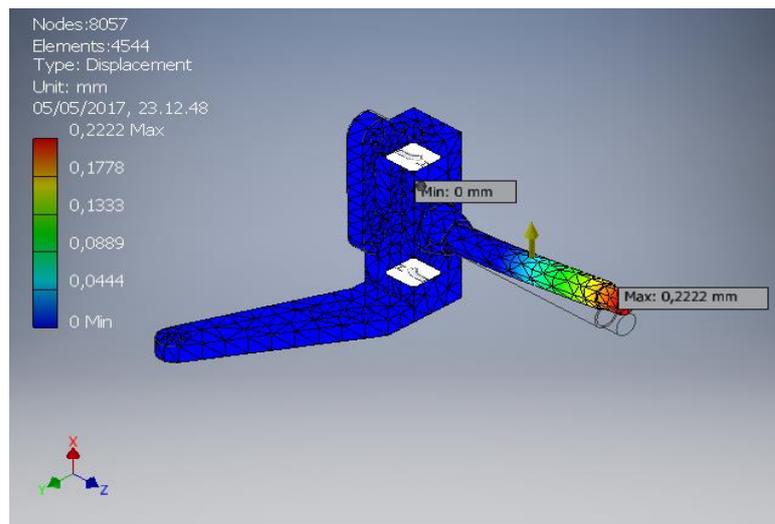
Tabel 4.5 Hasil analisa dari variasi 2 (*As* roda menggunakan material steel AISI 4340)

Nama	Minimum	Maksimum
<i>Volume</i>	84009.8 mm ³	
<i>Mass</i>	0.3 kg	
<i>Von mises stress</i>	0.00000017 MPa	116.69 MPa
<i>Displacement</i>	0 mm	0.22 mm
<i>Safety factor</i>	5.43	15



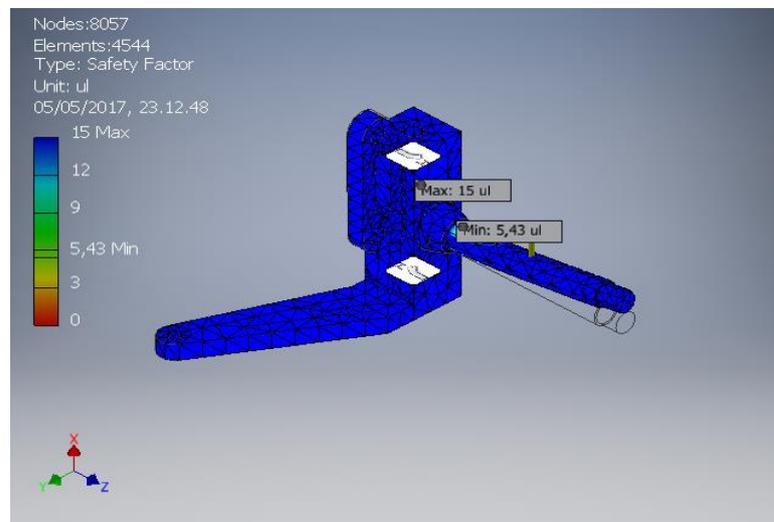
Gambar 4.11 Tegangan yang terjadi pada *as* roda depan variasi 2

Dari analisis tersebut dapat diketahui bahwa *knuckle* tersebut mengalami tegangan maksimal terbesar 116,7 MPa yang berada pada daerah yang ditunjukkan pada gambar analisis diatas. Sedangkan tegangan minimalnya adalah sebesar 23,3 Mpa.



Gambar 4.12 *Displacement* yang terjadi pada *as* roda depan variasi 2

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa besarnya perpindahan translasi maksimal pada deformasi gambar tersebut adalah 0.22 mm. Hal ini menunjukkan bahwa perubahan bentuk maksimal yang terjadi pada *knuckle* adalah 0.22 mm dari bentuk awalnya yang ditunjukkan pada daerah yang berwarna merah.



Gambar 4.13 *safety factor knuckle variasi 2*

Dalam proses analisa tekanan yang terjadi pada *knucle*, dihasilkan *factor of safety* (FS) minimum adalah 5,43 maksimum adalah 15. Ini menunjukkan kekuatan material lebih besar dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan elemen mesin akan aman bila difungsikan dan nilai *safety factor* variasi 1 lebih rendah dari variasi 2 ini.

Tabel 4.6 Hasil analisa setiap variasi

Nama	Variasi 1		Variasi 2	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
<i>Volume</i>	84009.8 mm ³		84009.8mm ³	
<i>Mass</i>	0.22 kg		0.3 kg	
<i>Von mises stress</i>	0.00000022 MPa	116.68 MPa	0.00000017 MPa	116.69 MPa
<i>Displacement</i>	0 mm	0.63 mm	0 mm	0.22 mm
<i>Safety factor</i>	2.36	15	5.43	15

Dari hasil penghitungan dan analisa dengan perbandingan nilai *Mass*, *von misses stress*, *safety factor* yang terjadi pada *knuckle*, maka didapatkan kesimpulan bahwa *knuckle* variasi 2 adalah yang kuat dan aman digunakan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dengan menggunakan perangkat lunak dalam menganalisa, khususnya *software Autodesk Inventor* yang berbasis FEM, mempermudah dan menghemat waktu dalam menganalisa permasalahan struktur elemen. Berdasarkan penelitian dan analisis yang penulis susun dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

- a. Rancangan *as* roda yang kuat (optimal) untuk dapat menopang beban dinamis sebesar 441 N pada kendaraan jenis *prototype* adalah rangka variasi 2 yaitu dengan menggunakan material steel AISI 4340 dengan diameter 12 mm.
- b. Rancangan *as* roda yang aman (optimal) adalah jenis *as* roda dengan menggunakan material steel AISI 4340 karena memiliki *safety factor* 5.43, displacement maksimum 0.22 mm, von mises stress maksimum 116.69 MPa dan berat 0.3 kg.

5.2 Saran

Untuk lebih mengembangkan penelitian ini, maka penulis memberikan saran agar dilakukan penelitian lebih lanjut dengan variasi bentuk, tebal dan material *as* roda yang lebih banyak lagi untuk mendapatkan *as* roda yang kuat dan aman digunakan.

DAFTAR PUSTAKA

- Bathe Klaus-Jurgen. 1996. *Finite Element Procedures*. USA: Prentice Hall International Editions Inc.
- Gillespie, Thomas D. 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warendale: Society of Otomotif Engineers Inc.
- Hidayat, Nur dkk. 2011. *Autodesk Inventor Mastering 3D Mechanical Design*. Bandung: Informatika.
- Kamajaya. 2007. *Cerdas Belajar Fisika*. Jakarta: PT. Grafindo Media Pratama.
- Liu, Yijun. 2003. *Lecture Notes: Introduction to the Finite Element Method*. Cincinnati.
- Mott, Robert L. 2004. *Machine Elements In Mechanical Design fourth edition*. Ohio : Upper Saddle River.
- Priyarsono. Dkk. 2010. *Perkembangan Konsumsi Dan Penyediaan Energi Dalam Perekonomian Indonesia*. Bogor.
- R.S. Khurmi dan J.K. Gupta. 2005. *A TextBook of Machine Design*, New Delhi: Eurasia Publishing House.
- Salafuddin, Hafidz. 2016. *Desain Dan Analisis Kekuatan Pada Rangka Kendaraan Jenis Prototype Sesuai Standar Shell Eco Marathon Asia*. Jakarta: UNJ.
- Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto Hartanto. 2003. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*. Jakarta: Pradnya Paramita.
- Shell Eco-Marathon 2016 Official Rules. Chapter I*, 2015.
- Sularso, dan Suga, K. 1987. *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen mesin*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.
- Susetyo, Yerri. 2004. *Dasar Dasar Metode Elemen Hingga*. Yogyakarta: Andi Publiser.
- Sutantra, I Nyoman. 2010. *Teknologi Otomotif*. Ed ke-2. Surabaya: Guna Widya.

Syaiful A. B Alchazin. 2011. *Modul Training Autodesk Inventor 2012*. Bogor: LAPAN.

Tim Dosen. 2010. *Tegangan Normal Dan Tegangan Geser*. Bogor: IPB.

Widodo, Slamet. 2009. *Dasar-Dasar Analisis Dalam Ilmu Mekanika Bahan*. Jogjakarta: UNY.

Eulisyetio, <http://elib.unikom.ac.id/files/disk1/306/jbptunikompp-gdl-eulisyetio-15298-2-babii.pdf> diakses pada tanggal 26 Januari 2016, pukul 13.28 WIB

Shell Indonesia, <http://www.shell.co.id/id/aboutshell/media-centre/news-and-media-releases/2013/sembilan-tim-mahasiswa-menangkan-tantangan-merancang-kendaraan-masa-depan.html> diakses pada tanggal 15 Agustus 2015, pukul 10.31 WIB.

Lampiran 1.

a. Stress Analysis

Analyzed File:	Assembly1.iam
Autodesk Inventor Version:	2017 (Build 210142000, 142)
Creation Date:	05/05/2017, 23.12
Study Author:	USER
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author	Delly Ariansyah
--------	-----------------

Project

Part Number	Assembly1
Designer	Delly Ariansyah
Cost	Rp0
Date Created	21/04/2016

Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

Physical

Mass	0,202581 kg
Area	26252,6 mm ²
Volume	84009,8 mm ³
Center of Gravity	x=-13,059 mm y=16,4344 mm z=0,895468 mm

Static Analysis:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Study Type	Static Analysis
Last Modification Date	05/05/2017, 23.10
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

Mesh settings:

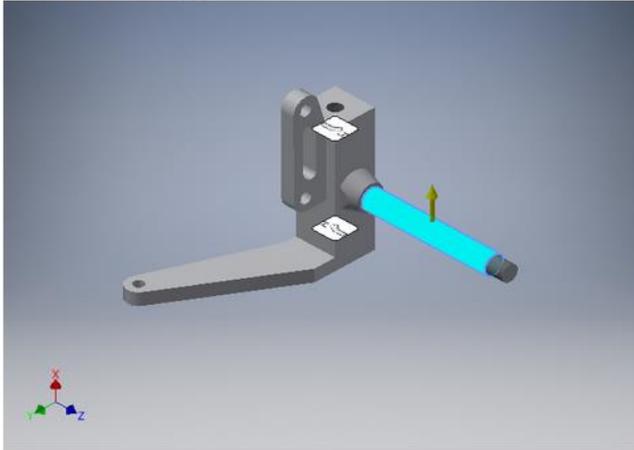
Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

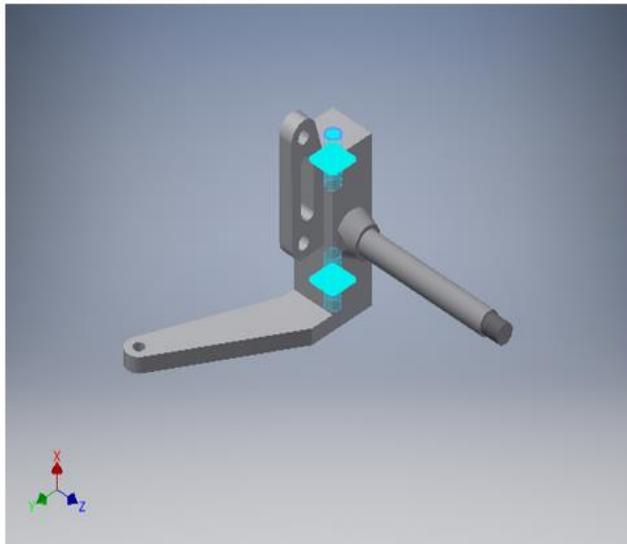
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,7 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Part Name(s)	knuckle braket rem. Tierod Braket R	
Name	Steel AISI 4340 242 HR	
General	Mass Density	7,85 g/cm ³
	Yield Strength	634 MPa
	Ultimate Tensile Strength	826 MPa
Stress	Young's Modulus	207 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	77,8195 GPa
Part Name(s)	Front Shaft	

Force:1

Load Type	Force
Magnitude	441,000 N
Vector X	441,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)**Fixed Constraint:1**

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

Selected Face(s)

☐ Contacts (Bonded)

Name	Part Name(s)
Bonded:1	knuckle:1 Front Shaft:1
Bonded:2	knuckle:1 braket rem.:1
Bonded:3	knuckle:1 Tierod Braket R:1
Bonded:4	knuckle:1 Front Shaft:1

☐ Results

☐ Reaction Force and Moment on Constraints

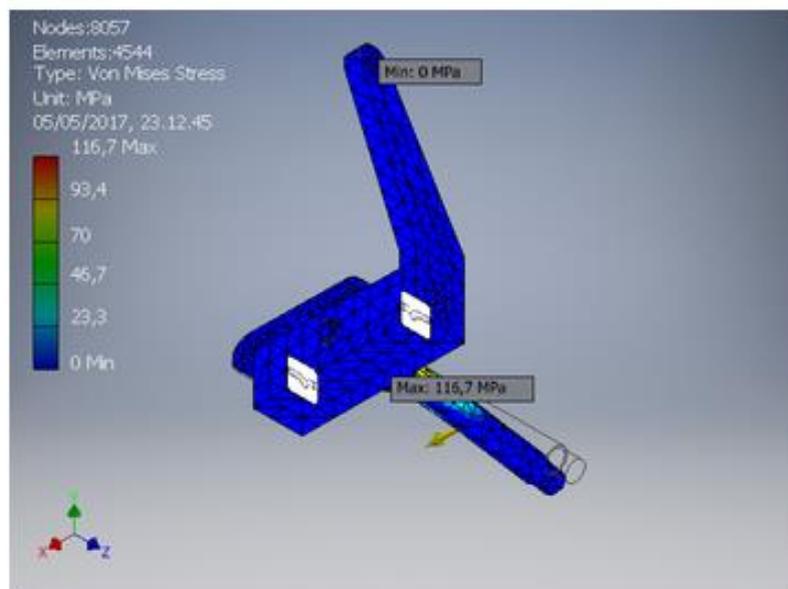
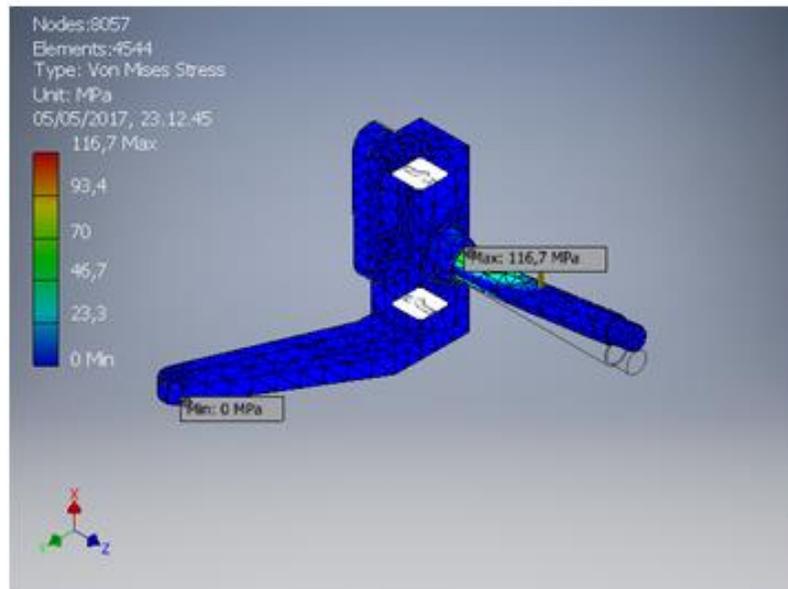
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	441 N	-441 N	26,6731 N m	0 N m
		0 N		-26,6731 N m
		0 N		0 N m

☐ Result Summary

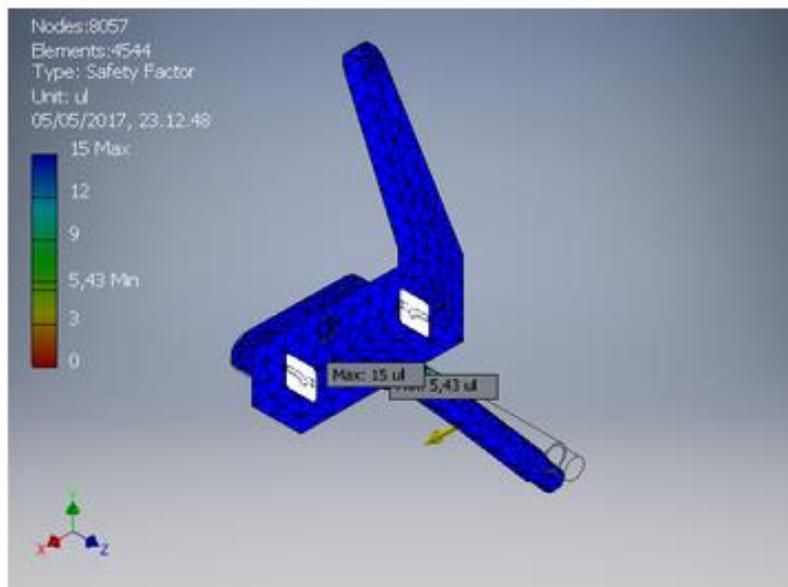
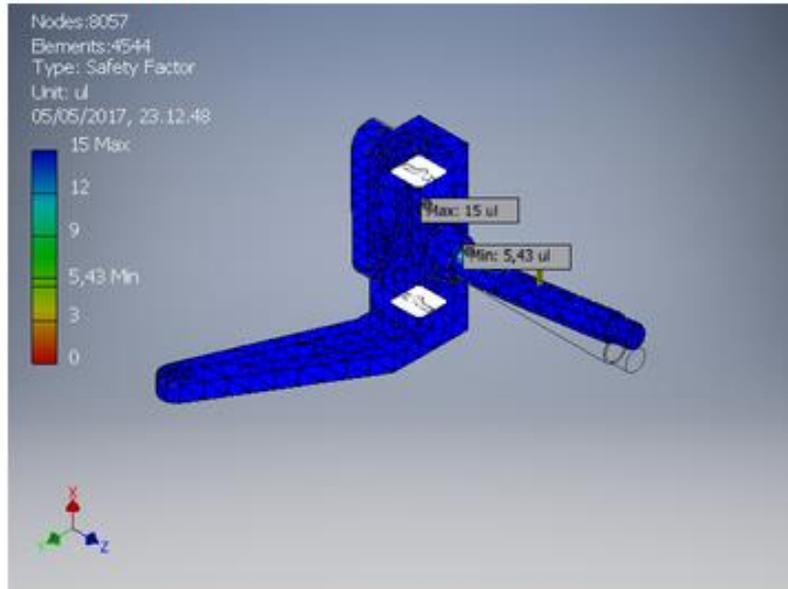
Name	Minimum	Maximum
Volume	84009,8 mm ³	
Mass	0,302377 kg	
Von Mises Stress	0,00000017146 MPa	116,691 MPa
1st Principal Stress	-14,2525 MPa	121,553 MPa
3rd Principal Stress	-121,557 MPa	26,0108 MPa
Displacement	0 mm	0,222215 mm
Safety Factor	5,43314 ul	15 ul
Stress XX	-24,282 MPa	34,1193 MPa
Stress XY	-9,45919 MPa	8,77506 MPa
Stress XZ	-4,70948 MPa	23,8475 MPa
Stress YY	-17,6084 MPa	32,4099 MPa
Stress YZ	-21,8786 MPa	14,3284 MPa
Stress ZZ	-121,221 MPa	121,034 MPa
X Displacement	-0,000451111 mm	0,221705 mm
Y Displacement	-0,000438397 mm	0,000548368 mm
Z Displacement	-0,0181813 mm	0,0181524 mm
Equivalent Strain	0,000000000022947 ul	0,000510089 ul
1st Principal Strain	0,00000000000532836 ul	0,000565775 ul
3rd Principal Strain	-0,000571522 ul	0,00000000000702456 ul
Strain XX	-0,000181295 ul	0,000188196 ul
Strain XY	-0,0000607764 ul	0,0000563808 ul
Strain XZ	-0,000039511 ul	0,000160648 ul
Strain YY	-0,000166012 ul	0,000165317 ul
Strain YZ	-0,000140573 ul	0,0000920614 ul
Strain ZZ	-0,00056936 ul	0,000562444 ul
Contact Pressure	0 MPa	17,9531 MPa
Contact Pressure X	-8,20228 MPa	2,84838 MPa
Contact Pressure Y	-2,4706 MPa	2,3704 MPa
Contact Pressure Z	-17,7196 MPa	17,2586 MPa

▣ Figures

▣ Von Mises Stress



☐ Safety Factor

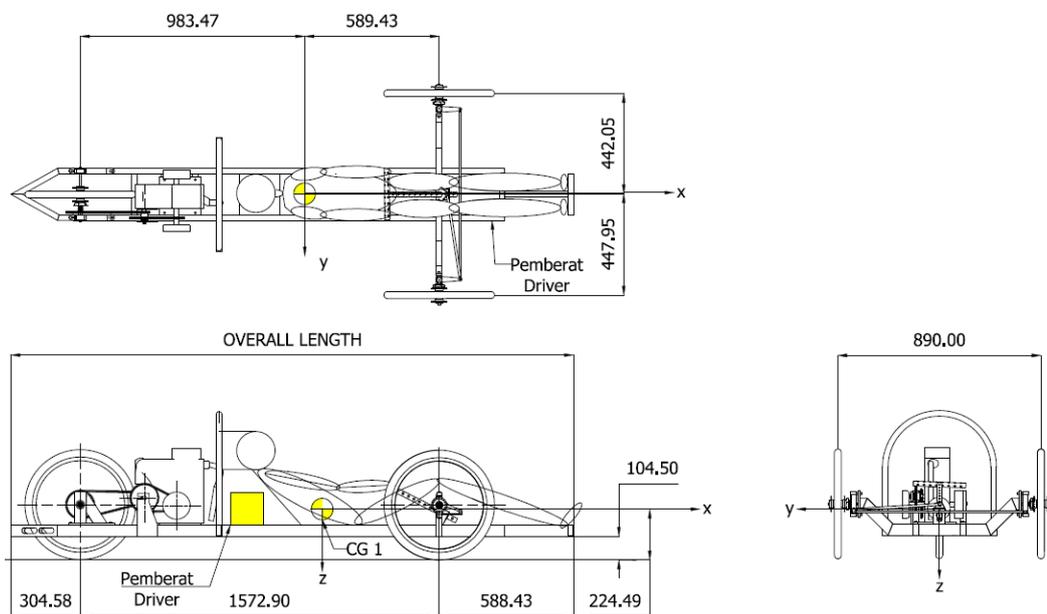


Lampiran 2.

a. Varian Kecepatan Kendaraan

Varian	Kecepatan	
	(km/jam)	(m/s)
V_1	20	5,56
V_2	22	6,11
V_3	24	6,67
V_4	26	7,22
V_5	28	7,78
V_6	30	8,33
V_7	32	8,89
V_8	34	9,44
V_9	36	10
V_{10}	38	10,5
V_{11}	40	11,11

b. Letak Titik Berat Kendaraan Dengan Pengemudi



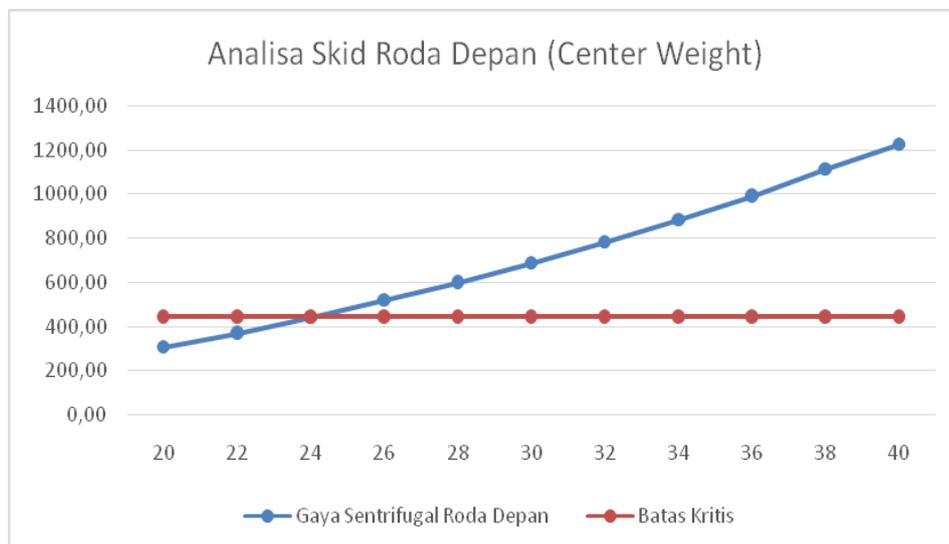
c. Gaya Sentrifugal Roda Depan dengan Radius Belok 6 m Terhadap Kecepatan

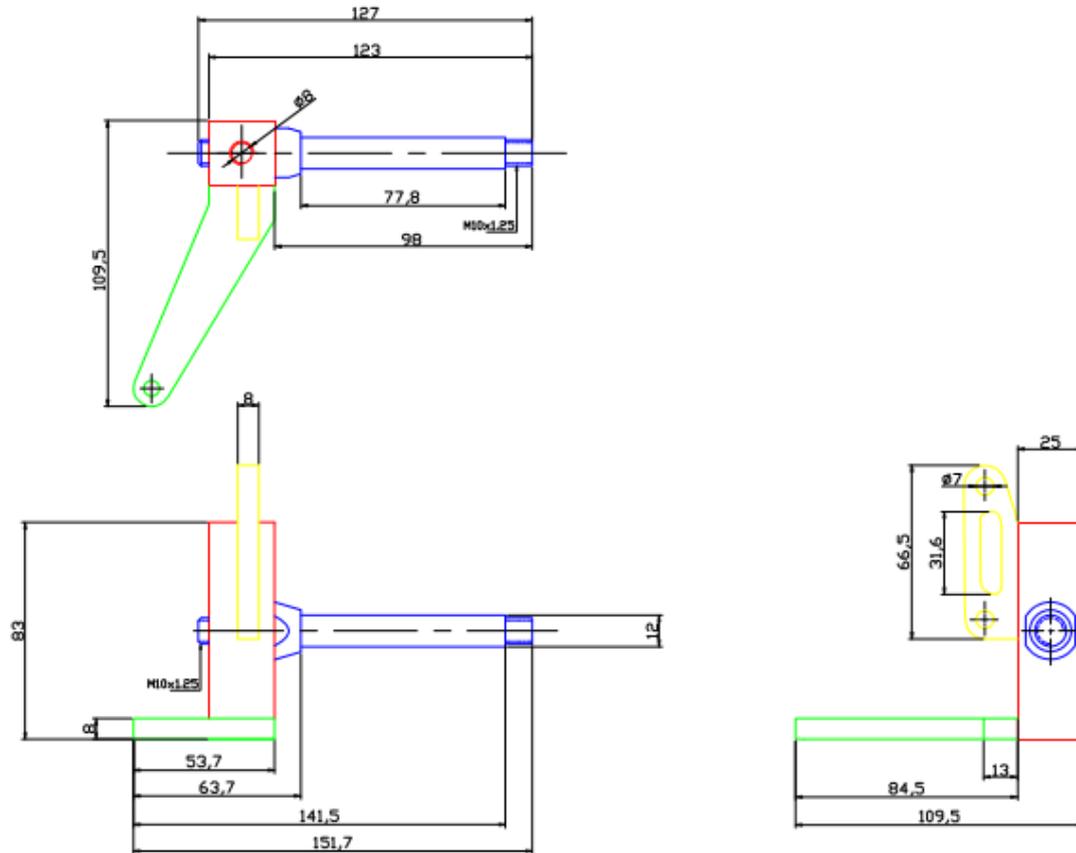
Radius Belok (m)	Varian Kecepatan (km/jam)											Batas Kritis
	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	
R6	306,66	371,06	441,06	518,26	601,05	689,99	785,05	886,25	993,58	1107,04	1226,64	444,39

Dari tabel diatas dapat kita ambil kesimpulan bahwa :

- Semakin besar kecepatan kendaraan maka semakin besar gaya sentrifugal yang diterima oleh kendaraan.
- Tanda berwarna biru adalah area yang sudah melewati batas kritis.
- Batas kritis gaya gesek pada roda depan kendaraan adalah 444,39 N.

d. Grafik Analisa Skid Roda Depan



Lampiran 3.**a. Gambar 2 Dimensi As Roda Depan Pada *Knuckle***

RIWAYAT HIDUP



Delly Ariansyah dilahirkan di DKI

Jakarta, pada tanggal 22 Oktober 1992. Putra sulung dari 2 bersaudara pasangan Bapak Ganjar Sugani dan Ibu Dina Destriana.

Bertempat tinggal di Bukit Duri Tanjakan 1 No. 12 RT011/012 Bukit Duri, Tebet,

Jakarta Selatan.

Menempuh pendidikan di SD Negeri Aren Jaya VII Bekasi, SMP Negeri 11 Bekasi, SMK Karya Guna 1 Bekasi, dan Universitas Negeri Jakarta (UNJ) pada Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik (FT). Pengalaman di organisasi diantaranya yaitu Staff Pendidikan dan Teknologi BEMJ Teknik Mesin UNJ 2011/2012. *General Treasure* dan *Chasis Division* di Batavia Team UNJ 2013-2015, Pada awal tahun 2013 sampai 2015 setiap tahunnya penulis selalu mengikuti ajang *Shell eco marathon asia* di filipina dan *Indonesia Energy Marathon Challenge* di surabaya mewakili Universitas Negeri Jakarta. Khususnya Jurusan Teknik Mesin dan *mendapatkan Juara 1 Nasional dan Juara 3 Asia*.