

**DESAIN DAN ANALISIS DINAMIS KEKUATAN POROS
FINAL DRIVE *URBAN CONCEPT* BATAVIA UNJ
”JAYARAYA01-MK2”**

**Disusun Oleh ;
FAIRNANDO BAGUS PANGESTU
5315134492**



**Skripsi ini Ditulis Sebagian Salah Satu Syarat Dalam Mendapatkan Gelar
Sarjana Pendidikan**

**PROGRAM STUDI PENDIDIKAN VOKASIONAL TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS NEGERI JAKARTA
2018**

PERSETUJUAN DOSEN PEMBIMBING

Skripsi dengan Judul :

**DESAIN DAN ANALISIS DINAMIS KEKUATAN POROS FINAL DRIVE
URBAN CONCEPT BATAVIA UNJ "JAYARAYA01-MK2"**

Lembar persetujuan ini dibuat untuk memenuhi salah satu syarat pada program studi S1 Pendidikan Vokasional Teknik Mesin, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta.

Disetujui dan diajukan pada seminar Skripsi.

Jakarta, 24 Januari 2018

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dr. Catur Setyawan K., M.T.

NIP. 197102232006041001

Ahmad Kholil, S.T., M.T.

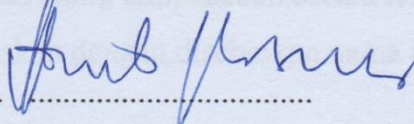

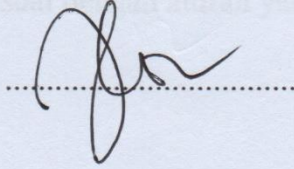
NIP. 197908312005011001

LEMBAR PENGESAHAN

Judul Skripsi : DESAIN DAN ANALISIS DINAMIS KEKUATAN
POROS FINAL DRIVE URBAN CONCEPT BATAVIA
UNJ "JAYARAYA01-MK2"
Nama Mahasiswa : FAIRNANDO BAGUS PANGESTU
Nomor Registrasi : 5315134492

NAMA DOSEN	TANDA TANGAN	TANGGAL
Dr. Catur Setyawan K., M.T. (Dosen Pembimbing I)		20 Feb. 2018
Ahmad Kholil, S.T., M.T. (Dosen Pembimbing II)		26 Feb. 2018

PENGESAHAN PANITIA UJIAN SKRIPSI

Dr. Eng. Agung Premono, M.T. (Ketua Penguji)		14 Feb. 2018
Yunita Sari, M.T., M.Si. (Sekertaris)		9 Feb. 2018
Himawan Hadi Sutrisno, M.T. (Dosen Ahli)		20 Feb. 2018

Tanggal Lulus : 9 Februari 2018

Mengetahui

Ketua Prodi Vokasional Teknik Mesin


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

PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini,

Nama : Fairnando Bagus Pangestu

No. Registrasi : 5315134492

Tempat,tanggal lahir : Jakarta, 8 Agustus 1995

Alamat : Jl. Balinda 14 No. 20 Kaveling. Perumahan Babelan
Indah Rt 09/010, Bekasi Utara 17610

Dengan ini menyatakan bahwa :

1. Skripsi dengan Judul “Desain Dan Analisis Dinamis Kekuatan Poros *Final Drive Urban Concept* Batavia Unj ”JAYARAYA01-MK2”” 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.

Pernyataan ini saya buat dengan sesungguhnya dan apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan aturan yang berlaku.

Jakarta, 24 Januari 2018

Yang Membuat Pernyataan



Fairnando Bagus Pangestu

No. Registrasi 5315134492

ABSTRAK

Fairnando Bagus Pangestu. Desain Dan Analisis Dinamis Kekuatan Poros *Final Drive Urban Concept* Batavia Unj "JAYARAYA01-MK2" : Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Jakarta, 2018.

Penelitian ini bertujuan untuk menentukan spesifikasi, komponen dan menghasilkan desain poros serta menganalisis poros pada keadaan beban akselerasi maksimum. Menentukan spesifikasi dilakukan dengan mencari sproket yang tepat dilihat dari grafik performa mesin dan akselerasi setiap sproket serta dimensi yang sesuai dengan ruang transmisi. Material yang digunakan adalah Steel AISI 4340 242 HR. Pembebanan yang dilakukan dalam pengujian yaitu dinamis dengan durasi 5 detik. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah komputasi *Finite Element Analysis* (FEA) dengan menggunakan software ANSYS Student 18.0 berdasarkan hasil analisis Transient didapatkan poros model 2 memiliki berat 1,58 Kg dan lebih ringan 37,9% dari poros model 1. Walaupun poros model 1 memiliki banyak keunggulan diantaranya, defleksi 0,3725 mm lebih kecil dari poros model 2 yang memiliki defleksi 0,6221 mm, memiliki faktor keamanan 2,5229 dibanding poros model 2 yang hanya 2,185 dan kecepatan kritis pada 22.000 rpm dibanding poros model 2 yang hanya 20.000 rpm. Dan poros model 1 memiliki umur 11.653 siklus sedangkan poros model 2 hanya 7.971 siklus saja. Namun, poros model 2 lebih sesuai dengan penggunaan dan target.

Kata kunci: poros, komparasi desain, urban concept, shell eco marathon, ansys transient analysis, akselerasi, transmisi.

ABSTRACT

Fairnando Bagus Pangestu. Design and Dynamic Analysis Final Drive Shaft of Urban Concept Batavia UNJ "JAYARAYA01-MK2": Mechanical Engineering Education Study Program, Faculty of Engineering State University of Jakarta, 2018.

This study aims to determine the specifications, components and produce axle design and analyze the shaft on the state of maximum acceleration load. Determining the specifications is done by searching for the right sprocket seen from the engine performance graph and acceleration of each sprocket as well as the dimensions corresponding to the transmission chamber. The material used is Steel AISI 4340 242 HR. The loading done in the test is dynamic with a duration of 5 seconds. The method used in this research is Finite Element Analysis (FEA) computation using ANSYS Student 18.0 software based on Transient analysis result obtained shaft model 2 weighs 1.58 kg and 37.9% lighter than shaft model 1. Although the shaft model 1 has a lot of advantages such as 0.3725 mm deflection is smaller than the shaft model 2 which has a deflection of 0.6221 mm, has a factor of Safety 2,5229 compared to the axle of model 2 which is only 2.185 and the critical speed at 22,000 rpm compared to the model axle 2 which is only 20,000 rpm. And the shaft model 1 has a lifespan of 11,653 cycles while the axle of model 2 is only 7,971 cycles. However, the model axle 2 is more in line with usage and target.

Keywords: shaft, design comparative, urban concept, eco marathon shell, ansys transient analysis, acceleration, transmission.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayahnya. Sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan tugas akhir skripsi ini dengan judul “**DESAIN DAN ANALISIS DINAMIS KEKUATAN POROS FINAL DRIVE URBAN CONCEPT BATAVIA UNJ ”JAYARAYA01-MK2”**” 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.

Penulis dalam menulis skripsi ini menyadari sepenuhnya bahwa terlaksananya sampai kepada bentuk skripsi ini, telah banyak mendapatkan bantuan dan bimbingan dari banyak pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang setulus-tulusnya kepada:

1. Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya serta junjungan Nabi besar Muhammad SAW beserta para sahabatnya.
2. Orang tua tercinta, atas dukungan dan doa yang telah diberikan selama penulis melaksanakan penulisan tugas akhir skripsi ini .
3. Bapak Ahmad Kholil, ST., MT, selaku Ketua Program Studi Pendidikan Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta. serta selaku dosen pembimbing II yang telah meluangkan waktunya untuk membimbing dan mengarahkan penulis dalam pembuatan skripsi ini.
4. Bapak Dr. Catur Setyawan Kusumohadi, M.T. selaku dosen pembimbing I, yang telah banyak memberikan bantuan dan pengarahan kepada penulis untuk membimbing dan mengarahkan penulis dalam pembuatan skripsi ini.
5. Bapak Drs. Syamsuir, M.T. sebagai pembimbing akademik yang telah membimbing penulis dalam hal akademik perkuliahan dari awal perkuliahan sampai penyelesaian skripsi ini.
6. Seluruh Dosen ,Staf Tata Usaha, dan Karyawan Jurusan Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta yang telah memberikan perkuliahan dan bimbingan serta bantuan secara langsung maupun tidak langsung.

7. Keluarga Besar Iman Anwar atas dukungan dan doa yang telah diberikan selama penulis melaksanakan penulisan tugas akhir skripsi ini .
8. Kawan kawan Tim Batavia yang telah membantu penulis selama proses pengambilan data dan masalah pada skripsi ini.
9. PT. Faito Racing Trend Indonesia khususnya Tim RnD yang telah menyediakan fasilitas serta bimbingan teknis kepada penulis selama proses penelitian pada skripsi ini.
10. Mitra Stutu Performance yang telah memberikan dukungan moral dan material untuk menyelesaikan skripsi ini.
11. Seluruh teman-teman mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta, yang telah berbagi dan membantu selama penyusunan skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan skripsi ini masih jauh dari sempurna dan masih memiliki kekurangan. Penulis mengharapkan saran dan kritik yang membangun agar lebih baik lagi dalam menyusun laporan dikemudian hari.

Semoga skripsi ini dapat memberi manfaat kepada penulis maupun kepada pembaca lainnya sehingga terciptanya kemajuan pengetahuan terutama bagi mahasiswa Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta.

Jakarta, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

COVER

PERSETUJUAN DOSEN PEMBIMBING	i
LEMBAR PENGESAHAN	i
PERNYATAAN	i
ABSTRAK	i
ABSTRACT	i
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	vii
DAFTAR LAMPIRAN	vii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Identifikasi Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Rumusan Masalah	4
1.5 Tujuan Penelitian	4
1.6 Manfaat Penelitian	4
1.6 Sistematika Penelitian	5

BAB II LANDASAN TEORI

2.1 Mekanika Teknik	7
2.1.1 Gaya	7
2.1.2 Momen Gaya (Torsi).....	8
2.1.3 Beban Dinamis Struktur.....	9
2.1.4 Tegangan Normal (Normal Stress)	10
2.1.5 Regangan Normal	13
2.2 Dinamika Kendaraan.....	14
2.2.1 Gaya Traksi.....	14

2.2.2 Titik Berat Kendaraan.....	16
2.2.3 Percepatan dan Perlambatan pada Kendaraan	17
2.2.4 Dinamika guling kendaraan	17
2.3 Elemen Poros	18
2.4 Teori Dasar Perancangan	19
2.5 Autodesk Inventor.....	22
2.6 Ansys	24
2.7 Teori Metode Elemen Hingga.....	25
2.8 <i>Von Misses Stress</i>	26
2.9 Defleksi.....	27
2.10 Faktor Keamanan	28
2.11 Fatigue.....	29
2.12 Regulasi Urban Concept	30
2.13 Spesifikasi Urban Concept “JAYARAYA01-MK2”	31

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian.....	34
3.2 Alat dan Bahan Penelitian.....	34
3.2.1 Perangkat Lunak	34
3.2.2 Alat Penelitian.....	34
3.3 Diagram Alur	36
3.3.1 Uraian Prosedur Penelitian.....	37
3.4 <i>Design Qualification</i> (Spesifikasi).....	52
3.5 Varian Model	55
3.6 Varian Gaya yang disimulasikan	55

BAB IV HASIL PENELITIAN

4.1 Rasio Transmisi.....	56
4.2 Beban Dinamis yang diperoleh dari Rasio 16,888.....	57
4.3 Permodelan 3 Dimensi	58
4.4 Spesifikasi Material.....	60
4.5 Kondisi Batas	61

4.6 Hasil Analisis tegangan, defleksi, faktor keamanan dan usia dengan Ansys	66
4.7 Perbandingan hasil Analisis poros <i>Final Drive</i> Model 1 dengan Model 2..	78

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan	81
5.2 Saran	81

DAFTAR PUSTAKA	82
-----------------------------	----

LAMPIRAN	83
-----------------------	----

RIWAYAT HIDUP	136
----------------------------	-----

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Kegagalan pada poros <i>Final Drive</i>	2
Gambar 2.1 gambaran aplikasi momen gaya (Torsi)	9
Gambar 2.2 Balok kantilever dengan (a) beban statis dan (b) beban dinamis..	10
Gambar 2.3 komponen-komponen tegangan normal dan geser dari tegangan	11
Gambar 2.4 Batang Prismatic yang dibebani Gaya Aksial.....	12
Gambar 2.5 Gaya Tarik Aksial	12
Gambar 2.6 Gaya tekan Aksial	12
Gambar 2.7 gaya pada kendaraan <i>Urban Concept</i>	15
Gambar 2.8 Titik berat kendaraan.....	16
Gambar 2.9 Gambar Alur Perancangan	21
Gambar 2.10 Gambar Kerja <i>Project Ansys Workbench 15</i>	25
Gambar 2.11 Tegangan 3 Sumbu utama	27
Gambar 2.12 (a) Balok sebelum terjadi deformasi, (b) Balok dalam konfigurasi terdeformasi	27
Gambar 2.13 Kurva S-N	30
Gambar 2.14 Gambar Layout Inspeksi Dinamis.....	31
Gambar 2.15 Kendaraan <i>Urban Concept</i> “JAYARAYA01-MK2”	32
Gambar 2.16 Diagram Sistem Transmisi <i>Urban Concept</i> “JAYARAYA01-MK2”	33
Gambar 3.1 Diagram Alir Proses Analisa <i>Software</i> Metode elemen Hingga...36	
Gambar 3.2 Masukan data Dyno ke <i>Microsoft Office Excel 2016</i>	38
Gambar 3.3 Mengukur berat kendaraan.....	39
Gambar 3.4 Mengukur gaya hambat rolling kendaraan.....	40
Gambar 3.5 Diagram Transmisi (<i>gearbox</i>)	40
Gambar 3.6 Perhitungan Akselerasi, Kecepatan dan jarak menggunakan <i>Microsoft Office Excel 2016</i>	43
Gambar 3.7 Grafik Waktu terhadap Jarak menggunakan <i>Microsoft Office Excel 2016</i>	44
Gambar 3.8 Perhitungan beban dinamis menggunakan <i>Microsoft Office Excel 2016</i>	46

Gambar 3.9 Model 3 dimensi pada Sasis bagian belakang, Arm, Tromol, Sprocket gear dan roda.....	47
Gambar 3.10 Poros <i>Final Drive</i> Model 1 dalam 2 dimensi	47
Gambar 3.11 Poros <i>Final Drive</i> model 2 dalam 2 dimensi	47
Gambar 3.12 Poros <i>Final Drive</i> model terpasang pada sasis.	48
Gambar 3.13 titik tumpuan pada bearing roda.....	49
Gambar 3.14 titik <i>Fixed Spiral gear</i> yang terlihat warna biru.....	49
Gambar 3.15 titik <i>Bearing Load Shaft Tensioner</i> yang terlihat warna biru....	50
Gambar 3.16 titik beban yang terjadi pada poros dan jenisnya	50
Gambar 3.17 Data material pada <i>Ansys Workbench 18.0</i>	51
Gambar 3.18 <i>Meshing</i> pada <i>Ansys Workbench 18.0</i>	52
Gambar 3.19 Dimensi dan Posisi Sasis, Arm, Tromol, Output Sproket Gear pada mobil “JAYARAYA01-MK2”	53
Gambar 3.20 Titik Berat mobil “JAYARAYA01-MK2”	54
Gambar 4.1 Hasil besar beban dinamis disetiap titik dan Rpm	57
Gambar 4.2 Gambar 3D Poros <i>Final Drive</i> Model 1.....	58
Gambar 4.3 Gambar 2D poros <i>Final Drive</i> Model 1	59
Gambar 4.4 Gambar 3D poros <i>Final Drive</i> Model 2.....	59
Gambar 4.5 Gambar 2D poros <i>Final Drive</i> Model 2.....	59
Gambar 4.6 Gambar kondisi Batas poros <i>Final Drive</i> Model 1	61
Gambar 4.7 lokasi beban dan arah beban pada poros <i>Final Drive</i> Model 1 ...	62
Gambar 4.8 Grafik beban Torsi terhadap Waktu.	62
Gambar 4.9 Grafik beban gaya terhadap Waktu pada Rear Arm.	63
Gambar 4.10 Grafik beban gaya terhadap Waktu tarik rantai.	64
Gambar 4.11 lokasi Tumpuan dan jenis tumpuan pada poros <i>Final Drive</i> Model 1.	65
Gambar 4.12 hasil analisa bentuk defleksi pada poros model 1 pada kondisi kecepatan kritis saat mode 1.	67
Gambar 4.13 Grafik tegangan maksimum pada poros <i>Final Drive</i> Model 1 selama 5 detik.	68
Gambar 4.14 Tegangan yang terjadi pada poros <i>Final Drive</i> Model 1..	68

Gambar 4.15 Grafik defleksi maksimum pada poros <i>Final Drive</i> Model 1 selama 5 detik..	69
Gambar 4.16 Defleksi yang terjadi pada poros <i>Final Drive</i> Model 1.....	69
Gambar 4.17 Faktor Keamanan pada poros <i>Final Drive</i> Model 1 selama 5 detik. .	70
Gambar 4.18 Faktor Keamanan pada poros <i>Final Drive</i> Model 1.....	70
Gambar 4.19 perkiraan umur pada poros <i>Final Drive</i> Model 1.....	71
Gambar 4.20 hasil analisa bentuk defleksi pada poros model 2 pada kondisi kecepatan kritis saat mode 1	73
Gambar 4.21 Grafik tegangan maksimum terhadap waktu pada poros <i>Final Drive</i> Model 2 selama 5 detik.....	74
Gambar 4.22 Tegangan yang terjadi pada poros <i>Final Drive</i> Model 2	74
Gambar 4.23 Grafik Deformasi maksimum yang terjadi pada poros <i>Final Drive</i> Model 2.....	75
Gambar 4.24 Deformasi yang terjadi pada poros <i>Final Drive</i> Model 2.	75
Gambar 4.25 Grafik faktor keamanan minimum terhadap waktu pada poros <i>Final Drive</i> Model 2.	76
Gambar 4.26 Faktor keamanan pada poros <i>Final Drive</i> Model 2.....	76
Gambar 4.27 Perkiraan umur pada poros <i>Final Drive</i> Model 2	77

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Komparasi ke-5 mata Sproket.....	45
Tabel 3.2 Daftar spesifikasi perencanaan.....	53
Tabel 3.3 Daftar Variasi Beban.....	55
Tabel 4.1 Hasil Komparasi ke-5 mata Sproket	56
Tabel 4.2 <i>Properties</i> Material Structural Steel.	60
Tabel 4.3 Tabel Fatigue S-N Material Steel.....	61
Tabel 4.4 Frekuensi Natural poros model 1	66
Tabel 4.5 Frekuensi Natural Poros model 2.....	72
Tabel 4.6 Perbandingan hasil analisis poros model 1 dan poros model 2.....	78
Tabel 4.7 poin pemilihan spesifikasi poros <i>Final Drive System</i>	79

DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran 1 Tabel daya dan Torsi Performa Motor Bakar
- Lampiran 2 Grafik Performa Motor Bakar
- Lampiran 3 Tabel Dimensi Sproket 36t, 37t, 38t, 39t, dan 40t
- Lampiran 4 Perhitungan Beban Torsi pada Poros final Drive System dengan Sproket 39t saat 4600 Rpm
- Lampiran 5 Perhitungan Gaya dorong yang dihasilkan bila menggunakan sproket 39t saat 4600 Rpm
- Lampiran 6 Perhitungan Akselerasi mobil bila menggunakan Sproket 39t saat 4600 Rpm
- Lampiran 7 Perhitungan Kecepatan mobil bila menggunakan sproket 39t saat 4600 Rpm
- Lampiran 8 Perhitungan Waktu Tempuh mobil saat berakselerasi menggunakan Sproket 39t pada saat 4600 Rpm
- Lampiran 9 Perhitungan jarak tempuh mobil saat berakselerasi menggunakan sproket 39t pada saat 4600 Rpm
- Lampiran 10 Perhitungan Gaya Berat saat berakselerasi pada poros belakang menggunakan sproket 39t saat 4600 Rpm
- Lampiran 11 Perhitungan Gaya Tarik rantai saat berakselerasi menggunakan sproket 39t pada saat 4600 Rp
- Lampiran 12 Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 36t
- Lampiran 13 Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 37t
- Lampiran 14 Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 38t
- Lampiran 15 Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 39t
- Lampiran 16 Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 40t
- Lampiran 17 Grafik Waktu dan Perpindahan Pada Setiap Sproket
- Lampiran 18 Tabel Beban dinamis menggunakan Sproket 39t
- Lampiran 19 *Technical Drawing* JAYARAYA01-MK2 FDS MOD-01
- Lampiran 20 *Technical Drawing* JAYARAYA01-MK2 FDS MOD-02
- Lampiran 21 Aftermarket Part
- Lampiran 22 Menentukan diameter pada poros model 2

Lampiran 23 perhitungan diameter ideal pada setiap bagian bagian poros

Lampiran 24 Kekakuan Poros terhadap beban puntir

Lampiran 25 Validasi Program (Benchmark) Ansys

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Shell Eco Marathon Asia menjadi perlombaan bergengsi tingkat dunia dalam efisiensi bahan bakar pada kendaraan. Dimana peserta diwajibkan membuat kendaraan sesuai dengan kriteria atau rules yang diberikan oleh pihak panitia. Terdapat dua kategori kendaraan yang diperlombakan, jenis kendaraan *prototype* dan jenis kendaraan *urban concept*. Salah satu perwakilan dari Universitas Negeri Jakarta dalam jenis kendaraan *urban concept* adalah “JayaRaya”.

Urban Concept, merupakan jenis kendaraan roda empat yang hampir menyerupai mobil - mobil pada umumnya,¹ namun dengan dimensi yang lebih kecil. Kendaraan jenis ini juga memiliki persyaratan teknis pengujian kendaraan untuk dapat berkompetisi, diantaranya pengereman, dimensi kendaraan, sistem bahan bakar, klakson, pengecekan *wiring* diagram, sudut belok kendaraan dan *roll bar* sesuai dengan regulasi.

Beberapa target yang harus dipenuhi dalam membangun kendaraan hemat energi antara lain bobot ringan, minim gesek baik mekanis maupun aerodinamika, mesin efisiensi tinggi, transmisi yang optimal.² Semua hal tersebut perlu dipertimbangkan untuk mencapai konsumsi bahan bakar kendaraan sehemat mungkin.

¹ Shell Eco Marathon 2017 Official Rules Chapter 1, h. 22.

² Witantyo, Dkk. Optimasi Metoda Pengemudian Untuk Meminimalkan Konsumsi BBM Dengan Gabungan Pemodelan Karakteristik Kendaraan Dengan Karakteristik Lintasan, (Surabaya: ITS, 2013) h.1.

Sebagai bagian dari system propulsi kendaraan, poros *final drive* memiliki peran penting dalam hal performa juga sebagai tumpuan chasis. Komponen terberat setelah *chasis* adalah poros *final drive*. Faktor lain yang harus diperhatikan selain ringan adalah faktor kekuatan. Sehingga didapat poros *final drive* yang ringan tanpa mengkhawatirkan faktor kekuatan.

Pada model poros *final drive* urban concept yang digunakan “JayaRaya” sudah mengalami 2 kali pergantian model. Pada model awal yang digunakan pada KMHE 2015 ditemukan kegagalan berupa putusnya poros terbelah menjadi dua. Berdasarkan hasil evaluasi kegagalan tersebut dikarenakan poros tidak mampu menahan beban puntir yang cukup besar dan merupakan kesalahan pada proses perancangan poros.



Gambar 1.1 Kegagalan pada poros *Final Drive*

Dari evaluasi kegagalan tersebut maka dibuatlah desain poros yang dapat menahan torsi sebesar 200 Nm. Yang digunakan pada *Shell Eco Marathon 2017*. Berdasarkan hasil evaluasi didapat poros *final drive* model ini termasuk penyumbang pertambahan bobot mobil setelah sistem mesin. Sehingga performa mobil juga ikut menurun.

Maka dari itu untuk mendapatkan desain yang optimal perlu adanya perbaikan desain. Perbaikan desain dilakukan dengan mencari diameter ideal

poros. dan menganalisis kekuatannya. Sehingga didapat model poros yang sesuai dengan kebutuhan dan target.

Berdasarkan latar belakang diatas maka penelitian ini mengambil judul : **“DESAIN DAN ANALISIS DINAMIS KEKUATAN POROS *FINAL DRIVE* URBAN CONCEPT BATAVIA UNJ “JAYARAYA01-MK2”**

1.2. Identifikasi Masalah

Dari latar belakang masalah yang telah diuraikan diatas, maka dapat diidentifikasi masalahnya sebagai berikut :

1. Seperti apa desain poros *final drive Urban Concept* “JAYARAYA01-MK2” yang ideal agar sesuai dengan kebutuhan dilapangan dan dapat diproduksi ?
2. Bagaimana pengaruh merubah diameter pada setiap bagian poros terhadap berat poros *final drive* ?
3. Bagaimana pengaruh merubah diameter pada setiap bagian poros terhadap kekuatan poros *final drive* ?
4. Apakah yang terjadi pada poros *Final Drive* tersebut saat kemungkinan gaya maksimum diterapkan ?

1.3. Batasan Masalah

Berdasarkan latar belakang dan Identifikasi masalah serta penelitian dapat dilakukan tepat pada sasaran, maka peneliti memfokuskan batasan masalah yang akan dibahas adalah :

1. Skripsi ini hanya membahas masalah perancangan dan analisis poros *final drive* yang sesuai atau cocok pada *Urban Concept* “JAYARAYA01-MK2”.
2. Pembebanan atau gaya mengacu pada regulasi dalam Kontes Mobil Hemat Energi dan Shell Eco-marathon.

3. Nilai Daya dan Torsi dibawah 2500 Rpm diasumsikan sama dengan daya dan torsi pada 2500 Rpm.
4. Hambatan udara dan hambatan lain diasumsikan tidak ada atau nol. Kecuali hambatan *rolling*.
5. Analisa hanya dalam kondisi akselerasi saja.
6. Dimensi batas dari Poros ini ditentukan oleh desain Sasis sebelumnya, yang sudah sesuai dengan regulasi kompetisi tersebut.
7. Faktor keamanan minimal 2.0. Defleksi maksimum 1 mm untuk kondisi maksimum.

1.4. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang, identifikasi masalah dan pembatasan masalah diatas, maka dalam penelitian ini ditetapkan rumusan masalah sebagai berikut :

“bagaimana merancang dan menganalisa poros *final drive* untuk digunakan dalam mobil hemat energi kategori *Urban Concept* Batavia UNJ dengan nama produksi “JAYARAYA01-MK2”

1.5. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penelitian ini adalah :

1. Menghasilkan desain poros sesuai dengan kebutuhan mobil tersebut.
2. Menbandingkan kekuatan poros model 1 dengan poros model 2.

1.6. Manfaat Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah tersebut, manfaat penelitian ini adalah:

1. Penelitian ini dapat dijadikan refrensi tentang proses penelitian perancangan suatu produk dan dapat dijadikan tutorial bagi mahasiswa teknik mesin khususnya konsentrasi perancangan.

2. Mengembangkan kreatifitas mahasiswa dalam menggunakan perangkat lunak berbasis *3D modeling* dan FEM untuk merancang dan menganalisa benda atau produk yang diinginkan.
3. Memberikan solusi bagi Tim Urban Concept Batavia terhadap masalah poros *Final Drive* yang berkali kali *try and error* namun tak kunjung berhasil.
4. Mengetahui bentuk, kapabilitas dan kebutuhan pada poros *final drive* tersebut.

1.7 Sistematika Penelitian

Secara garis besar penulisan skripsi ini terbagi dalam 3 bagian yaitu:

- a. Bagian Pertama, yang memuat hal-hal yang berhubungan dengan judul skripsi, halaman pengesahan, halaman persembahan, kata pengantar, daftar isi, daftar tabel, daftar gambar, daftar lampiran, dan Abstrak.
- b. Bagian isi terdiri dari 5 bab diantaranya:

BAB I : PENDAHULUAN

Pada bab ini menjelaskan tentang latar belakang, identifikasi masalah, batasan masalah, rumusan masalah, tujuan, manfaat penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB II : KAJIAN TEORI

Bab ini berisi tentang teori falsafah perancangan, teori kegagalan, teori *Finite Element Method*, teori dinamika kendaraan, teori fisika dasar untuk menghitung gaya dan momen dan penggunaan *Software Autodesk Inventor* Serta *Ansys Student 18.0* sebagai Analisis.

BAB III : METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini berisi tentang perencanaan baik dari segi komponen yang akan digunakan, pemilihan material bahan, konsep, syarat

kapabilitas minimum poros, dimensi sasis sebelumnya, dimensi arm mounting poros.

BAB IV : HASIL PENELITIAN

Bab ini menjelaskan tentang hasil perencanaan baik hasil perencanaan komponen, hasil pemilihan material bahan hingga perhitungan kebutuhan kualifikasi poros dan analisa *FEM* dengan *Ansys Student 18.0*.

BAB V : PENUTUP

Bab ini menjelaskan tentang hasil yang diperoleh dalam perencanaan yang akan didapat dari proses analisa poros *final drive*, serta saran yang berisi masukan-masukan untuk memperbaiki proses penelitian.

- c. Bagian akhir skripsi yang meliputi daftar pustaka dan lampiran-lampiran.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Mekanika Teknik

2.1.1 Gaya⁴

Gaya adalah tarikan atau dorongan yang terjadi terhadap suatu benda. Gaya dapat menimbulkan perubahan posisi, gerak atau perubahan bentuk pada benda. Gaya termasuk ke dalam besaran Vektor, karena memiliki nilai dan arah. Sebuah Gaya disimbolkan dengan huruf F (Force) dan Satuan Gaya dalam SI (Satuan Internasional) adalah Newton, disingkat dengan N. Pengukuran gaya dapat dilakukan dengan alat yang disebut dinamometer atau neraca pegas. Untuk melakukan sebuah gaya diperlukan usaha (Tenaga), semakin besar gaya yang hendak dilakukan, maka semakin besar pula Usaha (tenaga) yang harus dikeluarkan.

Gaya dirumuskan dengan tiga rumusan dasar yang menjelaskan kaitan gaya dengan gerak benda. Tiga Rumusan dasar ini adalah HUKUM NEWTON 1, 2, dan 3.

a. Hukum Newton 1

Jika Resultan (Penjumlahan atau pengurangan gaya) yang bekerja pada benda sama dengan nol, maka benda yang semula diam akan tetap diam, dan benda yang bergerak lurus beraturan akan tetap bergerak lurus beraturan.

Jadi Rumus Hukum Newton 1 adalah :

$$\sum \mathbf{F} = \mathbf{0} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dengan :

$$\sum F \quad = \text{resultan gaya (Kg m/s}^2\text{)}$$

⁴ <http://www.softilmu.com/2015/08/Pengertian-Sifat-Rumus-Satuan-Macam-Jenis-Gaya-Adalah.html> diakses pada tanggal 8 juni 2017, pukul 16.10 WIB.

b. Hukum Newton 2

Percepatan (Perubahan dari kecepatan) gerak benda selalu berbanding lurus dengan resultan gaya yang bekerja pada suatu benda dan selalu berbanding terbalik dengan massa benda.

Jadi Rumus Hukum Newton 2 adalah :

$$\sum F = m \cdot a \dots\dots\dots (2.2)$$

dengan :

$\sum F$	= resultan gaya (Kg m/s ²)
m	= Massa Benda (Kg)
a	= percepatan (m/s ²)

c. Hukum Newton 3

Setiap Aksi akan menimbulkan reaksi, artinya Jika Suatu benda mengerjakan gaya terhadap benda kedua makan, benda kedua akan membalas gaya dari benda pertama dengan arah yang berlawanan.

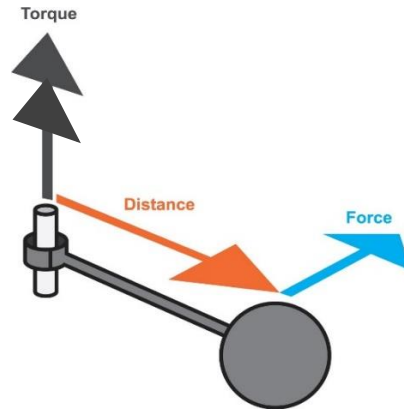
Jadi Rumus Hukum Newton 3 adalah :

$$\sum F \text{ AKSI} = -\sum F \text{ REAKSI} \dots\dots\dots (2.3)$$

2.1.2 Momen Gaya (Torsi)

Momen gaya atau torsi (τ) merupakan besaran yang menyebabkan benda berotasi. Momen gaya merupakan hasil kali antara lengan gaya dan gaya yang saling tegak lurus. Torsi merupakan besaran vektor yang dihasilkan dari perkalian silang antara vektor r dan vektor F.

Misalkan sebuah batang dengan panjang l diberi gaya sebesar F pada salah satu ujungnya dan ujung yang lain sebagai poros sehingga batang berputar terhadap ujung yang lain.



Gambar 2.1 gambaran aplikasi momen gaya (Torsi)

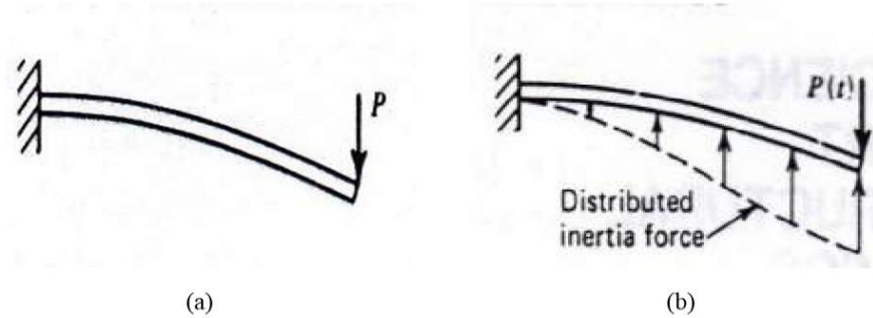
Jika gaya yang diberikan berjarak r (*Distance*) dari poros dan F (*Force*) saling tegak lurus dengan r seperti ditunjukkan pada gambar di atas, maka secara matematis, momen gaya (*torque*) yang dialami batang dapat dihitung dengan rumus :

$$\tau = r \cdot F \dots\dots\dots(2.4)$$

Dengan : τ = momen gaya (N m)
 R = lengan gaya (m)
 F = gaya (N)

2.1.3 Beban Dinamis Struktur

Secara sederhana dinamik dapat diartikan sebagai variasi atau perubahan terhadap waktu dalam konteks gaya yang bekerja (eksitasi) pada struktur. Beban dinamis dapat berupa variasi besarnya (*magnitude*), arahnya (*direction*) atau posisinya (*point of application*) berubah terhadap waktu. Demikian pula respons struktur terhadap beban dinamik, yaitu lendutan dan tegangan yang dihasilkan juga perubahan-waktu, atau bersifat dinamik.



Gambar 2.2 Balok kantilever dengan (a) beban statis dan (b) beban dinamis.

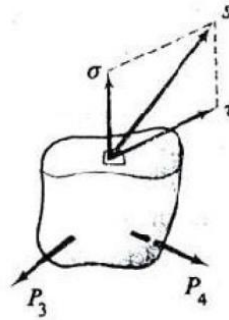
Pada gambar diatas terlihat balok kantilever dengan dua jenis pembebanan berbeda yaitu beban statis dan dinamis.

- a) gambar 2.2 (a) menunjukkan balok kantilever dengan beban statis, responnya dipengaruhi oleh beban P .
- b) gambar 2.2 (b) menunjukkan balok kantilever dengan beban dinamis atau beban yang bervariasi terhadap waktu $P(t)$.

Lendutan dan tegangan internal yang timbul dalam kasus beban statis hanya ditimbulkan langsung oleh beban P , sedangkan dalam kasus beban dinamis, percepatan yang dialami oleh balok akibat $P(t)$ menimbulkan gaya inersia yang terdistribusi pada seluruh bagian balok. Lendutan dan tegangan pada balok sangat dipengaruhi pula oleh gaya inersia yang ditimbulkan oleh massa balok ketika mengalami percepatan. Jika pengaruh gaya inersia yang terjadi sangat signifikan, maka perlu dilakukan analisa dinamis.

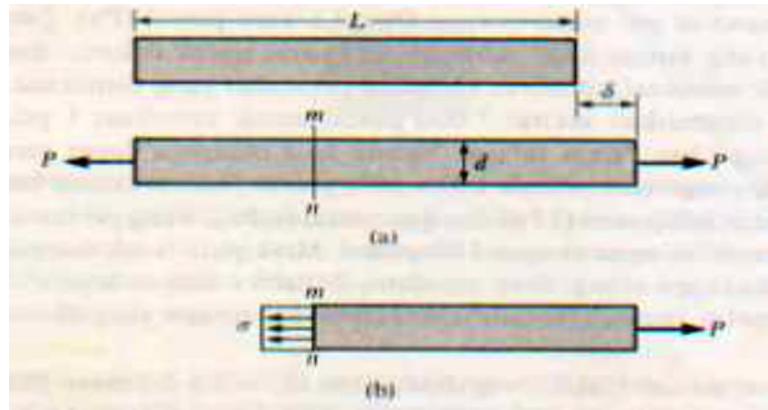
2.1.4 Tegangan Normal (Normal Stress)

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



Gambar 2.3 Komponen-komponen tegangan normal dan geser dari tegangan (F.P. Beer, et al 1981)

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 panjangnya. Untuk menyelidiki tegangan-tegangan internal yang ditimbulkan gaya-gaya aksial dalam batang, dibuat suatu pemotongan garis khayal pada irisan mn (Gambar 2.4). Irisan ini diambil tegak lurus sumbu longitudinal batang. Karena itu irisan dikenal sebagai suatu penampang (cross section).



Gambar 2.4 Batang Prismatik yang dibebani Gaya Aksial
(F.P. Beer, et al 1981)

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 2.5 Gaya Tarik Aksial (Meriam & Kraige, 1986)

b. Tegangan Tekan (*Compressive Stress*)

Apabila sepasang gaya tekan aksial mendorong suatu batang, akibatnya batang ini cenderung untuk memperpendek atau menekan batang tersebut. Maka gaya tarik aksial tersebut menghasilkan tegangan tekan pada batang di suatu bidang yang terletak tegak lurus atau normal terhadap sumbunya.



Gambar 2.6 Gaya Tekan Aksial (Meriam & Kraige, 1986)

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 rumus :

$$\sigma = \frac{P}{A} \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana, σ = Tegangan (N/m²)
 P = Gaya aksial (N)
 A = Luas (m²)

2.1.5 Regangan Normal⁵

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 diperpanjang, sementara suatu kolom yang menopang suatu beban aksial akan tertekan atau diperpendek. Perubahan bentuk total (total deformation) yang dihasilkan suatu batang dinyatakan dengan huruf Yunani δ (delta). Jika panjang batang adalah L , regangan (perubahan bentuk per satuan panjang) dinyatakan dengan huruf Yunani ε (epsilon), maka:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \dots\dots\dots(2.6)$$

⁵ Diktat kekuatan bahan, <http://web.ipb.ac.id/~lbp/kulon/diktat/1.pdf> diakses pada tanggal 8 September 2017, pukul 12.10 WIB

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 Hooke :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma}{E} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana:

E = modulus elastisitas tekan/tarik

σ = tegangan normal satuan

ε = regangan normal satuan

2.2 Dinamika Kendaraan

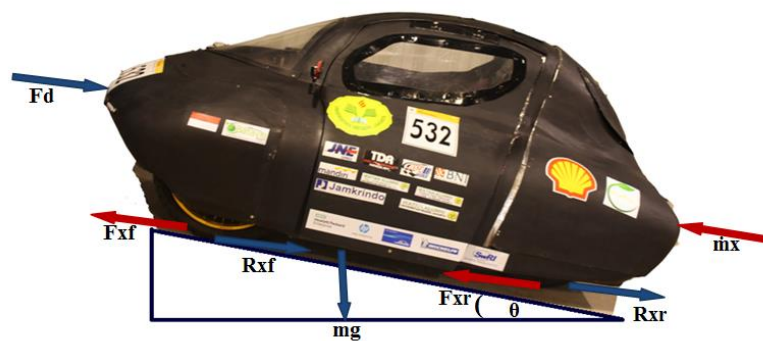
2.2.1 Gaya Traksi

Pada kondisi sederhana, kendaraan yang bergerak lurus dimodelkan sebagai satu benda kaku dengan mengabaikan pengaruh suspensi yang ada pada kendaraan. Total dari semua gaya yang terjadi pada kendaraan yang bergerak disebut dengan gaya traksi. Dimana gaya traksi kendaraan dinyatakan pada persamaan berikut :

$$m\ddot{x} \text{ (Gaya Traksi)} = F_{xf} + F_{xr} - F_d - R_{xf} - R_{xr} - mg \sin\theta \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana:

- F_{xf} = gaya dorong roda depan (N)
 F_{xr} = gaya dorong roda belakang (N)
 F_d = gaya hambat aerodinamis (N)
 R_{xf} = gaya hambat *rolling* roda depan (N)
 R_{xr} = gaya hambat *rolling* roda belakang (N)
 m = massa kendaraan (N)
 g = percepatan gravitasi (m/s^2)
 θ = sudut kemiringan jalan



Gambar 2.7 Gaya Pada Kendaraan *Urban Concept*

Jumlah gaya penggerak pada roda depan dan roda belakang (F_{xf} , F_{xr}) dengan mengabaikan perbandingan putaran pada gardan (i_g) diuraikan pada persamaan berikut :

$$F_{xr} + F_{xf} = \frac{i_t \cdot M_e}{r} \eta t \dots \dots \dots (2.9)$$

Dimana :

- i_t = perbandingan gigi transmisi.
 M_e = torsi keluaran dari mesin. (Nm)
 r = jari-jari roda. (m)
 ηt = efisiensi transmisi (0,88 – 0,92 untuk mesin yang letaknya memanjang).

2.2.2 Titik berat Kendaraan⁶

Posisi titik berat terhadap poros depan (a) dan terhadap poros belakang (b) serta tinggi titik berat dari permukaan jalan (h). berat pada poros depan (Wf) dan berat pada poros belakang (Wr), maka berat total kendaraan didapat:

$$W_t = W_f + W_r = W \dots\dots\dots(2.10)$$

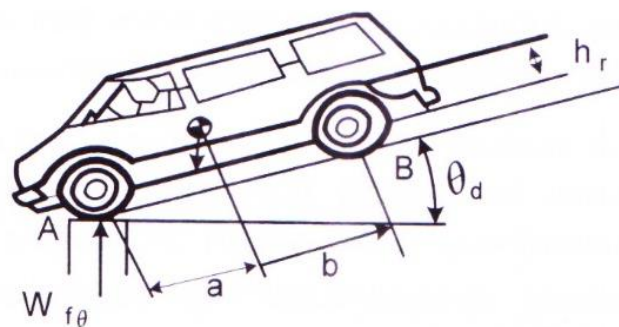
Dengan memakai hasil penimbangan tersebut dan menerapkan konsep statika maka didapat:

$$a = \frac{(a+b)W_r}{W_f+W_r} \dots\dots\dots(2.11)$$

$$b = \frac{(a+b)w_f}{w_f+w_r} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana:

a + b = L adalah *wheelbase* yaitu jarak antara poros depan/belakang kendaran



Gambar 2.8 Titik berat kendaraan (Sutantra, 2010:88)

⁶ I Nyoman Sutantra dan Bambang Sampurno, Teknologi Otomotif, (Surabaya: Guna Widya, 2010), hh.87-89.

2.2.3 Percepatan dan Perlambatan pada kendaraan

Untuk kendaraan yang bergerak yang bergerak dari keadaan diam sampai kecepatan tertentu atau dari kecepatan tertentu sampai berhenti, maka percepatan atau perlambatan (a), waktu (t), dan jarak (s) pengereman dapat dihitung dengan rumus – rumus sebagai berikut :

1. Untuk kondisi percepatan, kendaraan dari kondisi berhenti dengan percepatan a , mencapai kecepatan akhir v , selama waktu t , dengan jarak tempuh s .

$$a = \frac{vt^2}{2s} = \frac{vt}{t} = \frac{2s}{t^2} \dots\dots\dots(2.13)$$

2. Untuk keadaan umum dimana kendaraan dapat dipercepat dari suatu kecepatan awal atau kendaraan diperlambat mencapai kecepatan akhir tertentu, maka percepatan atau perlambatan (a), waktu tempuh (t), dan jarak tempuh (s), dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$a = \frac{vt-v_0}{t} = \frac{vt^2-v_0^2}{2 \cdot s} = 2 \frac{s-v_0 \cdot t}{t^2} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana :

V_t = kecepatan akhir. (m/s)

V_0 = kecepatan awal. (m/s)

t = waktu tempuh. (t)

s = jarak tempuh. (m)

a = percepatan. (m/s²)

2.2.4 Dinamika guling kendaraan

Untuk mencari kondisi terjadinya salah satu roda depan atau belakang terangkat. Terangkatnya salah satu atau dua roda menunjukkan adanya kemungkinan kendaraan terguling. Pada kondisi ini kendaraan dapat dikatakan terguling jika pada saat manuver berbelok, akselerasi

maupun deselerasi salah satu atau dua roda kendaraan terangkat. Terangkatnya salah satu atau dua roda merupakan awal mula bahaya terguling.

Roda dikatakan terangkat bila gaya normal atau berat roda yang terjadi adalah 0 atau negatif. Gaya normal yang terjadi pada setiap roda adalah gaya normal akibat berat kendaraan, perpindahan gaya normal karena momen guling dan perpindahangaya normal karena momen pitching. Secara umum dapat dirumuskan :

$$F_{zi} = W_i \pm F_{mgi} \pm F_{mpi} \dots\dots\dots(2.15)$$

Dengan :

F_{zi} = Gaya Normal

W_i = Gaya berat

F_{mgi} = Gaya normal akibat momen guling

F_{mpi} = Gaya normal akibat momen Pitching

2.3 Elemen Poros

Poros adalah elemen mesin yang berputar yang mana digunakan untuk memindahkan daya dari satu tempat ke tempat lain. Daya dihantarkan poros dengan gaya tangensial dan torsi (momen puntir). Untuk memindahkan daya dari poros yang satu ke poros yang lain, ada bagian lain seperti puli, gir dan yang lainnya. Pada bagian tersebut selama ada gaya yang teraplikasikan dapat menyebabkan poros mengalami bending. Dengan kata lain, poros digunakan untuk mentransmisikan torsi dan momen bending.

Ketika poros mendapatkan beban kombinasi antara momen dan bending momen. Berdasarkan teori tegangan geser maksimum, tegangan geser maksimum pada poros adalah :

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_b)^2 + 4\tau^2} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dengan substitusi τ dan σ_b ,

$$\tau = \frac{32M}{\pi d^3} \qquad \sigma_b = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Sehingga tegangan momen puntir adalah :

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 \dots\dots\dots(2.17)$$

tegangan normal maksimum pada poros adalah :

$$\sigma_{b(\max)} = \frac{1}{2}\sigma_b + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_b)^2 + 4\tau^2} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dengan substitusi τ dan σ_b ,

Sehingga tegangan momen bending adalah :

$$M_e = \frac{1}{2}(M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \frac{\pi}{32} \times \sigma_b \times d^3 \dots\dots\dots(2.19)$$

Dimana : σ_b = tegangan izin akibat momen bending

τ = tegangan izin akibat momen puntir

d = diameter poros.

M = Momen Bending.

T = Momen Puntir

2.4 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 system sehingga dapat direalisasikan dalam suatu bentuk fisik.

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.

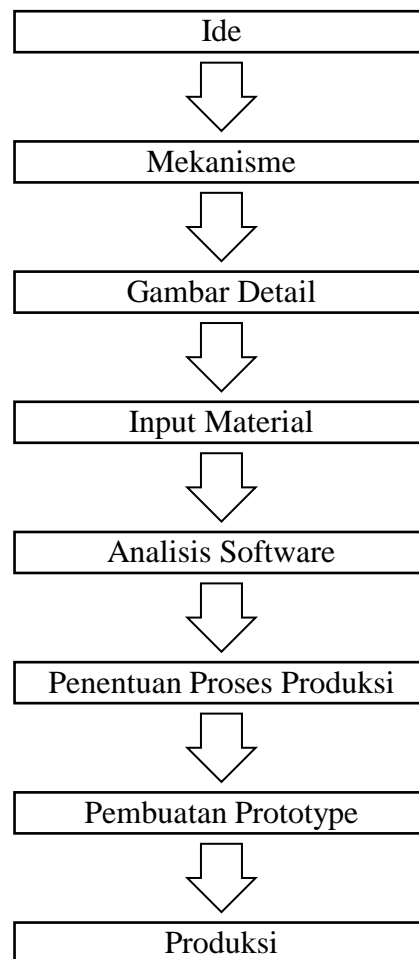
Kegunaan perancangan juga harus memperhitungkan bentuk, warna, tekstur dari suatu benda agar benda terbentuk sempurna dan juga meminimalisir kesalahan yang terjadi. Banyak yang harus diperhatikan dalam merancang salah satunya juga material yang digunakan. Perancang harus memilih bahan yang sesuai untuk 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 benda baru, atau menyempurnakan benda yang sudah ada menjadi benda baru yang lebih berdaya guna.

Perancangan merupakan suatu proses yang kompleks, Maka perlunya prosedur dalam melakukan perancangan, prosedur perancangan adalah sebagai berikut:

- A. Membuat ide atau konsep produk yang akan kita produksi. Pertama adalah berangkat dari masalah yang terjadi, lalu kita membuat ide suatu produk atau benda yang berfungsi menjadi solusi atas permasalahan yang sedang dialami.
- B. Menentukan mekanisme produk yang akan dibuat. Apakah produk tersebut akan statis, bergerak dinamis.
- C. Menggambar dalam bentuk dua dan tiga dimensi produk yang akan kita buat sedetail mungkin, ini akan membantu kita dalam merancang, memproduksi dan memprediksi biaya yang akan dikeluarkan.
- D. Memasukan data atau informasi mengenai material ataupun komponen-komponen lain ke dalam gambar, untuk mencegah ketidaktersediaan material atau komponen yang ada dimaterial dengan apa yang kita inginkan.
- E. Menganalisis kekuatan ataupun sifat produk yang kita produksi dalam aplikasi *software* komputer. Disana akan memberikan info

kita terkait desain, material, dan komponen yang kita miliki apakah sudah memenuhi keinginan kita atau belum.

- F. Menentukan proses produksi yang dilakukan untuk membuat produk tersebut.
- G. Membuat *prototype* atau model dalam bentuk kecil produk yang kita buat. Untuk mengetahui penampilan ataupun cara kerja produk yang kita buat lebih detail lagi.
- H. Produksi, Produk yang sudah siap, akan segera dilakkan produksi di workshop.



Gambar 2.9 Gambar Alur Perancangan

2.5 Autodesk Inventor⁷

Autodesk Inventor adalah salah satu Autodesk Corp yang diperuntukan untuk *engineering design and drawing*. Autodesk Inventor merupakan pengembangan dari produk-produk CAD setelah AutoCAD dan Autodesk Mechanical Desktop. Autodesk Inventor memiliki beberapa kelebihan yang memudahkan dalam *design* serta tampilan yang lebih menarik dan riil, karena fasilitas material yang disediakan. Sebagai perangkat lunak yang disiapkan untuk proses perancangan produk, *Autodesk Inventor* memiliki beberapa keunggulan, yakni:

1. Kualitas gambar 3 dimensi (3D) yang sangat realistis sehingga pengguna akan benar-benar merasa sedang membuat produk yang sesungguhnya. Kondisi ini sangat membantu perancang dalam merealisasikan gagasan yang mula-mula abstrak menjadi lebih konkret.
2. Fitur-fitur sangat lengkap sehingga memungkinkan pengguna secara leluasa, mudah dan cepat menggambar atau meralisasikan gagasannya dalam bentuk gambar 3D dari tingkat sederhana hingga kompleks.
3. Kemampuan *editing* yang sangat luas sehingga memudahkan proses penggambaran, terutama jika diperlukan penyesuaian ukuran produk.
4. Tersedianya ribuan jenis komponen mekanis standar sehingga pengguna tidak harus menggambar seluruh komponen yang diperlukan di dalam gambar maupun rancangannya. Pengguna dapat mengambil komponen seperti baut, *bearing*, *seal*, dan lain-lain dari *content center*.

Seiring makin pesatnya perkembangan teknologi manufaktur, perkembangan metode pembuatan gambar teknik mesin menuntut kecepatan dan akurasi yang tinggi. Hal ini karena kecepatan ketersediaan gambar kerja di bengkel produksi atau pabrik sangat berpengaruh terhadap kecepatan proses produksi barang. Keunggulan-keunggulan yang dimiliki

⁷Yon F Huda, Mahir menggunakan Autodesk Inventor Pro 2013 untuk Menggambar Mesin 3D,(Jakarta:andi,2014), Hal. 1-10.

oleh *Autodesk Inventor* sangat relevan untuk menjawab kebutuhan dunia manufaktur produk mekanis, sehingga cukup beralasan jika *Autodesk Inventor* dipilih sebagai salah satu dalam proses pembuatan gambar teknik mesin. Dalam kaitannya dengan kemudahan dan kecepatan kerja, tampilan *Autodesk Inventor* dirancang sangat komunikatif di mana tampilan terbagi dalam bagian penting yang memudahkan pekerjaan penggambaran.

Autodesk Inventor memiliki beberapa *template*, yang nantinya akan kita gunakan sebagai lembar atau ruang kerja. Setiap kali memulai sebuah file baru, harus didahului dengan memilih salah satu *template* sesuai jenis file yang ingin dihasilkan. Umumnya ada 4 jenis *template* dengan extension yang berbeda diantaranya :

- a. Membuat *part* atau objek 2D dan 3D dengan ekstensi (.ipt) dimana *template* ini memiliki menu utama *Sketch*, dan *feature* yang membuat gambar sketch 2D menjadi objek 3D.
- b. Membuat *Assembly* atau gambar rakitan 3D dengan ekstensi (.iam) *template* ini memiliki menu utama *Place* yang digunakan untuk mengambil atau menginput komponen 3D dengan ekstensi (.ipt) baik yang sudah kita gambar sebelumnya maupun yang ada di *Content Center* dan menu *Relationship* untuk menyatukan/menghubungkan dari *part* satu ke *part* lainnya.
- c. Membuat *Exploded View* atau gambar uraian untuk memudahkan dalam mempresentasikan surat rancangan kompleks dengan ekstensi (.ipn)
- d. Membuat gambar 2D sebagai acuan untuk memproduksi atau juga penyajian gambar kerja dengan ekstensi (.idw)

Stress Analysis⁸

Stress Analysis merupakan suatu fitur Autodesk Inventor yang berguna untuk menganalisa suatu produk yang telah didesain guna meminimalisir tingkat kegagalan dari suatu produk dengan dilengkapi finite

⁸ Syaiful A. B Alchazin, Modul Training Autodesk Inventor 2012, (Bogor: LAPAN, 2011), h. 53.

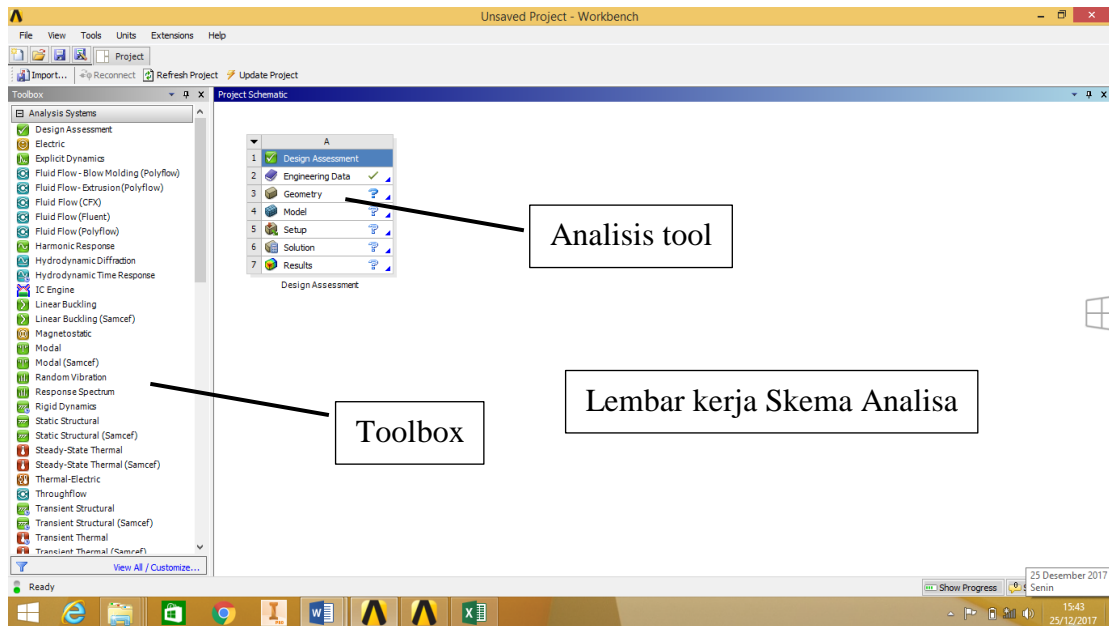
element analysis (FEA). Dengan begitu biaya yang kita keluarkan akan semakin berkurang serta dapat mempercepat proses simulasi.

Pengujian kekuatan produk yang telah didesain berdasarkan pembebanan serta material yang digunakan berdasarkan sifat mekaniknya. Untuk mendapatkan hasil yang akurat kita harus memastikan properti material simulasi benar – benar mewakili dari material yang kita gunakan. Sebuah material akan mengalami kegagalan atau berubah bentuk ketika mencapai tingkat stress tertentu.

2.6 Ansys

Ansys adalah salah satu *Software* yang digunakan untuk menganalisis berbagai macam struktur, aliran fluida, dan perpindahan panas dari beberapa *software* analisis yang lain yaitu Nastran, CATIA, Fluent, dan yang lain. Ada tiga analisis utama pada Ansys yaitu analisis struktur, aliran fluida, dan perpindahan panas yang sangat sering dijumpai dalam ilmu keteknikan.

Untuk memulai menganalisa menggunakan program Ansys mula mula kita buka program Ansys workbench yang mana nanti kita akan membuat sebuah project analisa. Dimana kita buat dahulu skema project kita pada lembar kerja dengan memasukan 1 atau lebih *Toolbox* analisis yang akan kita gunakan. Kemudian kita perlu melengkapi data data untuk melakukan analisis tool yang akan kita gunakan seperti material, bentuk benda analisa beban dan sistem analisa.



Gambar 2.10 Gambar Kerja *Project* Ansys Workbench 15

2.7 Teori Metode Elemen Hingga

Finite Element Method (FEM), atau *Finite Element Analysis* (FEA), didasarkan pada gagasan membagi benda rumit menjadi potongan kecil dan mudah diatur. Penerapan ide sederhana ini bisa ditemukan dimana-mana dalam kehidupan sehari-hari, begitu juga di bidang Teknik.⁹

Secara umum langkah-langkah dalam FEM bisa diringkas sebagai berikut :¹⁰

- 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.

⁹ Yijun Liu, *Finite Element Method*, (Cincinnati: Mechanical Engineering Department University of Cincinnati, 2003), h. 1.

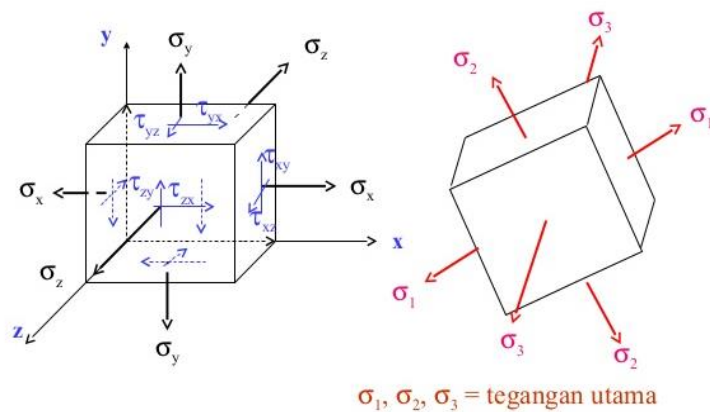
¹⁰ Yeri Susetyo, *Dasar Dasar Metode Elemen Hingga*, (Yogyakarta: Andi Publisher, 2004), hh. 3-4

- Langkah 2, pemilihan fungsi pemindah atau fungsi interpolasi, jenis-jenis fungsi yang sering digunakan adalah fungsi linier, fungsi kuadrat, kubik atau polinomial derajat tinggi.
- Langkah 3, mencari hubungan strain, displacement dan stress,
- 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
- Langkah 5, gunakan persamaan kesetimbangan dengan persamaan masukan syarat batas yang diketahui dalam soal
- 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
- Langkah 7, hitung strain dan stress dari setiap elemen.
- Langkah 8, interpretasikan kembali hasil-hasil perhitungan yang diperoleh.

2.8 Von Misses Stress

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.

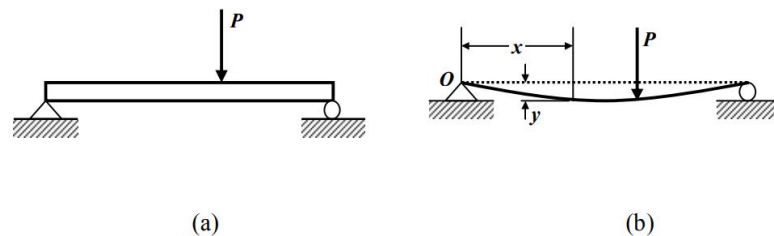
$$\sigma' = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \dots\dots\dots (2.20)$$



Gambar 2.11 Tegangan 3 Sumbu utama

2.9 Defleksi

Defleksi adalah perubahan bentuk pada balok dalam arah y akibat adanya pembebanan vertical yang diberikan pada balok atau batang. Deformasi pada balok secara sangat mudah dapat dijelaskan berdasarkan defleksi balok dari posisinya sebelum mengalami pembebanan. Defleksi diukur dari permukaan netral awal ke posisi netral setelah terjadi deformasi. Konfigurasi yang diasumsikan dengan deformasi permukaan netral dikenal sebagai kurva elastis dari balok. Gambar 1(a) memperlihatkan balok pada posisi awal sebelum terjadi deformasi dan Gambar 1(b) adalah balok dalam konfigurasi terdeformasi yang diasumsikan akibat aksi pembebanan.



Gambar 2.12 (a) Balok sebelum terjadi deformasi, (b) Balok dalam konfigurasi terdeformasi

(Sumber : <http://bambangpurwantana.staff.ugm.ac.id/KekuatanBahan>)

2.10 Faktor Keamanan¹¹

Safety Factor (Faktor Keamanan = N) 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 bahan. Perancang harus menentukan berapa nilai faktor rancangan yang wajar untuk suatu situasi tertentu. Berikut ini nilai dari faktor-faktor perancangan dari bahan-bahan ulet, yaitu:

- 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.

¹¹ Robert L. Mott., *Machine Elements In Mechanical Design* fourth edition, (Ohio: Upper Saddle River, 2004), hh. 185-186.

Rumus faktor keamanan secara matematis ditulis.¹²

$$Safety Factor = \frac{Yeild Point Stress}{Working \text{ atau } design stress} \dots\dots\dots (2.21)$$

2.11 *Fatigue*

Fatigue atau kelelahan adalah bentuk dari kegagalan yang terjadi pada struktur karena beban dinamik yang berfluktuasi dibawah yield strength yang terjadi dalam waktu yang lama dan berulang-ulang. Mekanisme dari permulaan retak umumnya dimulai dari crack initiation yang terjadi di permukaan material yang lemah atau daerah dimana terjadi konsentrasi tegangan di permukaan (seperti goresan, notch, lubang-pits dll) akibat adanya pembebanan berulang. Selanjutnya, adalah penyebaran retak ini berkembang menjadi microcracks. Perambatan atau perpaduan microcracks ini kemudian membentuk macrocracks yang akan berujung pada failure. Maka setelah itu, material akan mengalami apa yang dinamakan perpatahan. Perpatahan terjadi ketika material telah mengalami siklus tegangan dan regangan yang menghasilkan kerusakan yang permanen.

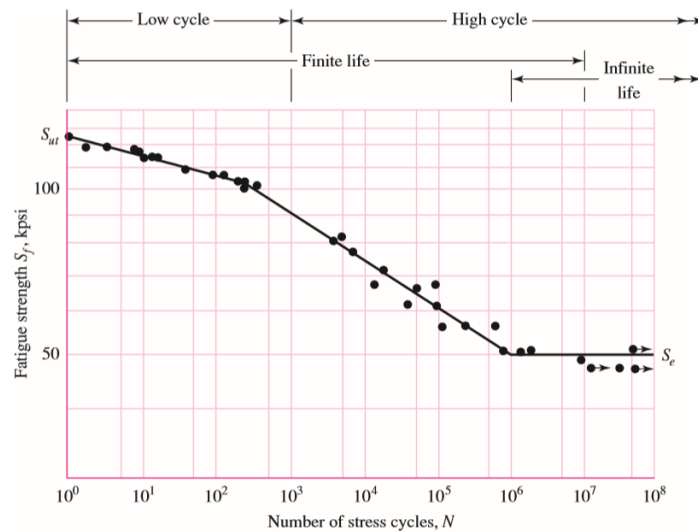
Konsep S-N

Konsep tegangan – siklus (S-N) merupakan pendekatan pertama untuk memahami fenomena kelelahan logam. Konsep ini secara luas dipergunakan dalam aplikasi perancangan material dimana tegangan yang terjadi dalam daerah elastik dan umur lelah cukup panjang.

Dasar dari metoda S-N ini adalah diagram wohler atau diagram S-N yang secara eksperimen didapat dari pengujian lelah lentur putar dengan tegangan yang berkerja berfluktuasi secara sinusoidal antara tegangan tarik dan tekan, sebagai contoh adalah pada pengujian R.R Moore dengan 4 titik pembebanan pada frekwensi 1750 rpm terhadap spesimen silindris

¹² R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, A TextBook of Machine Design, (New Delhi: Eurasia Publishing House) h. 101

berdiameter $0,25 \div 0,3$ in. Kurva hasil pengujian ini ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 2.13 Kurva S-N (Dieter,1992).

2.12 Regulasi Urban Concept

Berat Pengemudi ¹³

Berat minimal Pengemudi kendaraan Urban Concept adalah **70 kg** ketika memakai perlengkapan mengemudi yang lengkap, termasuk alat komunikasi dan barang bawaan pengemudi, sebelum memasuki lintasan. Pemberat akan ditambahkan pada bagasi kendaraan jika berat minimum pengemudi tidak tercapai. Pemberat ini harus disediakan oleh tim Peserta, dan harus diikat secara efektif agar tidak berbahaya bagi Pengemudi jika terjadi tabrakan atau kendaraan terbalik. Pemberat harus mudah dilepas untuk penimbangan.

Rancangan Kendaraan ¹⁴

Ketika merancang kendaraan, konstruksi dan perencanaan perlombaan, Tim yang berpartisipasi harus memperhatikan semua aspek keselamatan, misalnya keselamatan pengemudi, keselamatan anggota tim

¹³ Shell Eco Marathon 2017 Official Rules Chapter 1, h. 11

¹⁴ Ibid, h. 22.

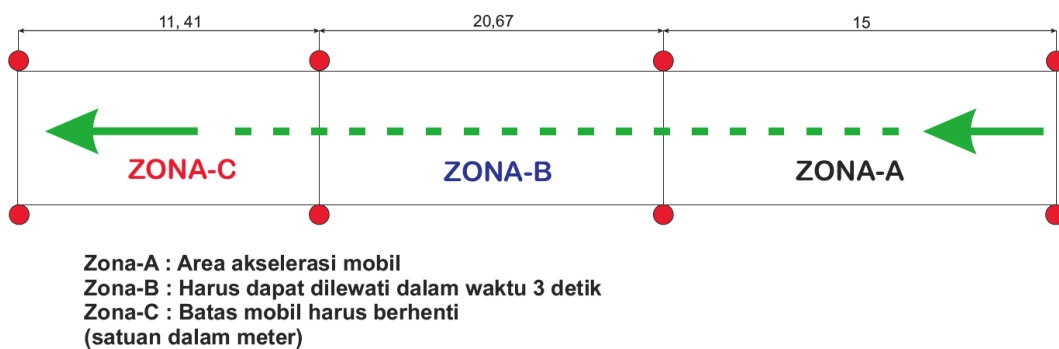
lainnya dan keselamatan penonton. Kendaraan *Urban Concept* harus mempunyai **empat roda**, yang pada kondisi normal **harus selalu menempel pada permukaan lintasan**. Roda kelima untuk tujuan apa pun tidak diperbolehkan.

Roda ¹⁵

Diameter roda harus berkisar **antara 14 hingga 17 inchi**.

Inspeksi Teknis Dinamis¹⁶

Setiap kendaraan yang dibuat oleh tim mahasiswa wajib lolos inspeksi dinamis yang mana pada inspeksi tersebut mobil wajib bisa berakselerasi seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.14 Gambar Layout Inspeksi dinamis

2.13 Spesifikasi Urban Concept “JAYARAYA01-MK2”

Dimensi kendaraan :

- Panjang x Lebar x Tinggi : 2356 mm x 1282 mm x 1130 mm
- *Wheelbase* : 1300 mm
- *Trackwidth* : 1045 mm (F) & 820 mm (R)
- Radius putar minimum : 5,87 m
- Berat dengan pengemudi : 183,8 kg
- Gaya gesek rolling : 2,25 N

¹⁵ Ibid, h. 23.

¹⁶ KMHE 2015, <http://kmhe.ub.ac.id/layout-slalom/> diakses pada tanggal 8 agustus 2017, pukul 13.20 WIB.

Mesin kendaraan :

- Tipe mesin : 4-langkah SOHC
- *Cooling type* : Air
- Volume mesin : 113 cc
- Diameter x langkah : 50 x 57,9 mm
- Perbandingan kompresi : 9,3:1
- Sistem *starter* : Starter elektrik
- Bahan bakar : Bensin RON 98
- Kapasitas tangki : 250 ml
- Tipe oli : SAE 5W-40 or SAE 5W-30
- Tingkatan oli : JASO standar MA2
- Sistem pelumasan : Basah (*wet sump*)
- Kapasitas pelumasan total : 0,8 liter
- Sistem *Starter* : Elektrik DC 12 volt.
- Sistem bahan bakar : Injeksi dengan tangki bertekanan
- Batas putaran mesin maksimum : 7000 Rpm



Gambar 2.15 Kendaraan *Urban Concept* “JAYARAYA01-MK2”

a. Spesifikasi Roda

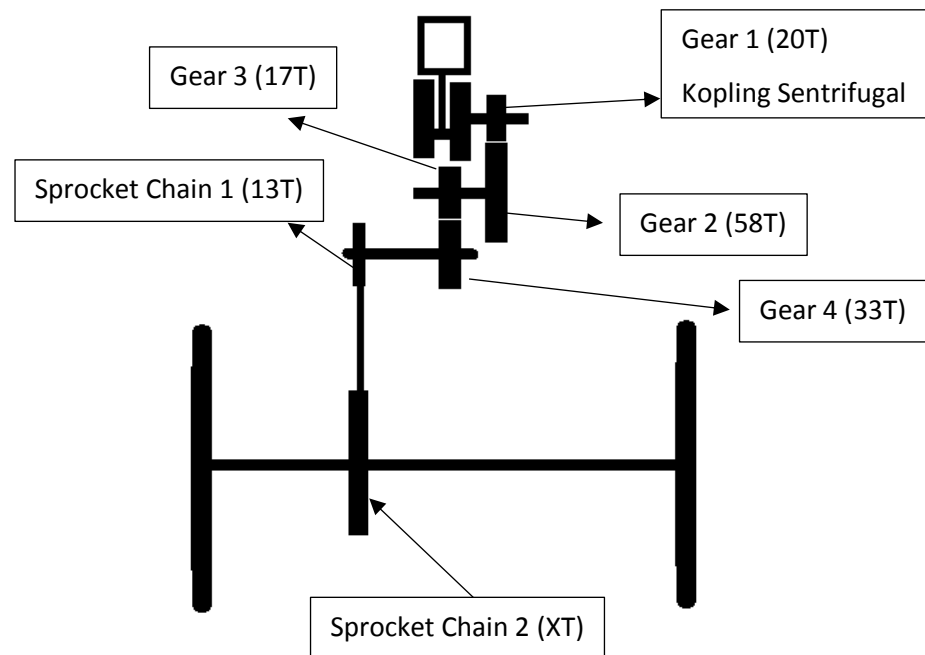
Ukuran Velg yang digunakan : 17 Inch x 1.40

Ban yang digunakan : 90/80-R17
 Diameter total : 55,8 cm

b. Sistem transmisi

Jenis reduksi transmisinya adalah 2 kali reduksi Gear Box dan 1 Reduksi rantai.

Adapun Diagram Transmisi sebagai berikut:



Gambar 2.16 Diagram Sistem Transmisi Urban Concept

“JAYARAYA01-MK2”

Reduksi jenis rantai saja yang dapat di ubah. Dengan mencari berapa besar atau jumlah mata yang dibutuhkan pada Sprocket chain 2 tersebut.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

1. Tempat Penelitian : Lab Perancangan Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknik, Universitas Negeri
Jakarta.
2. Waktu Penelitian : Agustus 2017 – Januari 2017
3. Tempat Dyno mesin : TDR Technology. Jl. Swadaya IV no. 9
Cakung Jakarta Timur.
4. Waktu Dyno mesin : 14 Oktober 2016

3.2 Alat dan Bahan Penelitian

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

3.2.1 Perangkat Lunak

Perangkat lunak yang digunakan peneliti adalah sebagai berikut:

- a. *Autodesk AutoCAD 2015*
- b. *Autodeks Inventor Proffesional 2017*
- c. *Microsoft Office Word 2016*
- d. *Microsoft Office Excel 2016*
- e. *Ansys Workbench 18.0 Student*
- f. *Video player*
- g. *Vegas Pro 14.0 (64-bit)*
- h. *Notepad*
- i. *Winpep 7*

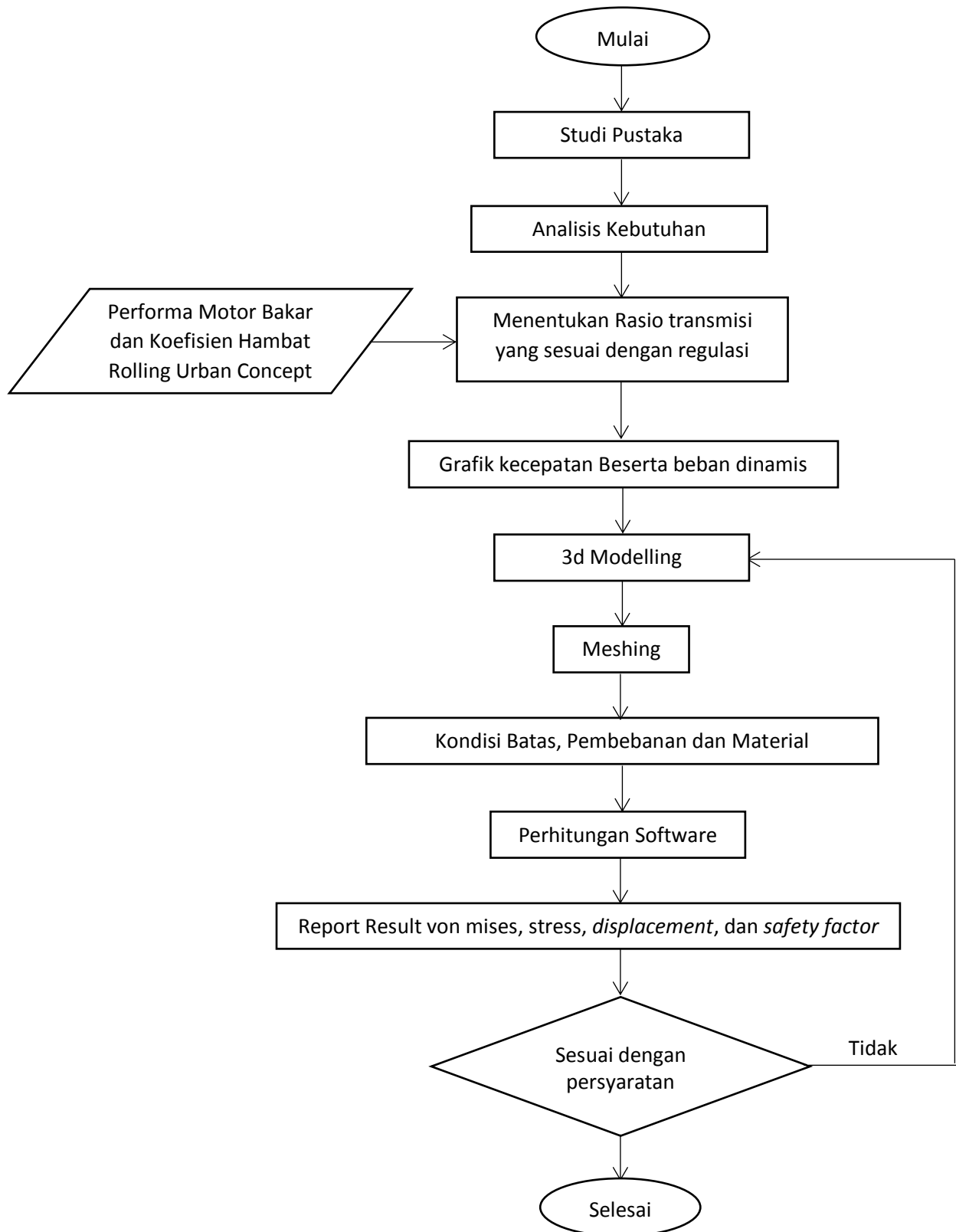
3.2.2 Alat Penelitian

Peralatan yang digunakan adalah sebagai berikut:

- a. Komputer

- b. Buku dan jurnal yang digunakan sebagai referensi
- c. Printer
- d. Unit mobil *urban concept* "JAYARAYA01-MK2"
- e. Timbangan Gantung
- f. Dynojet 250i
- g. Bahan Bakar RON 98 (Pertamax Turbo)
- h. Kamera
- i. Mistar
- j. Jangka Sorong

3.3 Diagram Alur



Gambar 3.1 Diagram Alir Proses Analisa *Software* Metode elemen Hingga

3.3.1 Uraian Prosedur Penelitian

1. Menentukan Rasio Transmisi

Penentuan rasio transmisi diambil dari beberapa sampel sproket yang ada di pasaran yaitu 36, 37, 38, 39, 40. Ke 5 mata sproket tersebut akan dikalkulasikan sehingga didapat akselerasi mobil dengan data torsi dari hasil pengujian *Dyno engine* yang digunakan.

A. Pengumpulan data

1. Performa Motor Bakar

- letakan sepeda motor dengan posisi ban depan berada pada *wheel lock* dan kunci. posisikan ban belakang pada tengah roller.
- Pasang sensor putaran mesin pada kabel pulsa pengapian.
- Nyalakan komputer dan buka program *Winpep 7* untuk memantau aktivitas *dyno* guna mengetahui daya, torsi, dan suhu ruangan saat pengujian, kelembaban ruangan, kecepatan mesin, kecepatan aktual kendaraan, dsb.
- Pastikan mesin sudah pada suhu idealnya antara 60 – 80 derajat Celcius. dan sensor putaran mesin, dan putaran roller semua berkerja. Dan tidak ada orang di belakang *dyno* dan wajib gunakan Earplug.
- *Run Dyno* sebanyak 12 kali dan amati 12 data tersebut ambilah data dengan nilai maksimal. Dan catat spesifikasi motor bakar bila ada perubahan terhadap spesifikasi yang mempengaruhi performa motor bakar tersebut.
- Masukkan data grafik performa motor bakar tersebut kedalam Excel dengan data torsi per 100 Rpm dimulai dari 2500 rpm hingga 7000 rpm.

RPM	Torque		Power	
	N.M	ft-Lbs	HP	KW
0	0	0	0	0
2500	2,361	1,736029	0,826366	0,618357
2600	3,0563	2,247279	1,112515	0,832478
2700	3,6606	2,691618	1,383733	1,035427
2800	4,6703	3,434044	1,830793	1,369955
2900	6,4493	4,742132	2,618466	1,959359
3000	6,5299	4,801397	2,742611	2,052254
3100	6,606	4,857353	2,867059	2,145377
3200	6,7738	4,980735	3,034721	2,270836
3300	6,7537	4,965956	3,120269	2,334851
3400	6,9305	5,095956	3,298981	2,468578
3500	6,9864	5,137059	3,423402	2,56168
3600	6,7649	4,974191	3,409575	2,551334
3700	6,7917	4,993897	3,518168	2,632592
3800	7,1878	5,285147	3,823983	2,861429

Gambar 3.2 Masukan data Dyno ke *Microsoft Office Excel 2016*

2. Diameter Roda

- Siapkan roda yang akan diukur. Pastikan roda yang diukur digunakan pada mobil dan komponen serta tekanan ban juga harus sama dengan yang akan digunakan pada perlombaan.
- Siapkan penggaris atau meteran fleksibel (meteran baju)
- Ukur keliling ban. Pastikan meteran berada pada titik tengah roda.
- Dengan menggunakan rumus keliling lingkaran maka didapat Diameter roda.

$$\text{Keliling lingkaran} = \pi \times \text{diameter} \dots\dots\dots (3.1)$$

3. Berat Kendaraan

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



Gambar 3.3 Mengukur berat kendaraan

4. Gaya Hambat Rolling

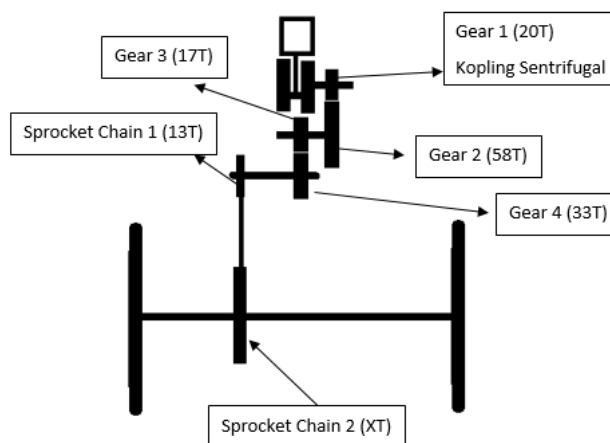
- Siapkan timbangan tarik/gantung, kamera video, tripod dan siapkan kendaraan yang akan di ukur hambatan rollingnya.
- Pastikan timbangan gantung sudah terkalibrasi dan kendaraan pada kondisi sesuai dengan race. Tekanan ban, berat mobil dan steering setup.
- Kaitkan timbangan gantung pada towing hook mobil pastikan tegak lurus dengan posisi mobil dan pastikan timbangan menunjuk pada posisi 0. Posisikan video kamera untuk merekam pergerakan angka pada timbangan dan mobil.
- Setelah selesai masukan video tersebut kedalam software *Vegas Pro 14.0 (64-bit)*. guna melihat pergerakan angka pada timbangan dan mobil setiap frame video.
- Ambil gambar 1 frame sebelum mobil bergerak. Dan perhatikan angka pada timbangan tersebut.



Gambar 3.4 Mengukur gaya hambat rolling kendaraan

5. Rasio Gear Box

Rasio pada *gearbox* diambil dari data spesifikasi kendaraan (*Design Report*).



Gambar 3.5 Diagram Transmisi (*gearbox*)

B. Kalkulasi Akselerasi, Kecepatan dan Jarak dari setiap sproket.

1. Beban Torsi pada Poros

Beban Torsi pada poros didapat dari hasil data Performa motor bakar dengan Rasio Transmisi total dari setiap mata.

$$Torsi_{XT} (Nm) = Torsi_{Engine} (Nm) \times Total\ Rasio \dots\dots (3.2)$$

2. Gaya dorong

Gaya dorong mobil atau traksi pada mobil didapat dari momen pada poros, diameter roda dan gaya hambat rolling. Diambil dari persamaan 2.9 dan penyesuaian maka persamaan menjadi :

$$F_{xr} + 0 = \frac{\text{Torsi pada poros}}{r} 100\% - F_{drag} \dots \dots \dots (3.3)$$

Pada kasus ini Effisiensi transmisi diabaikan karena data Dynamometer diambil dari roda belakang bukan dari crankshaft jadi effisiensi transmisi pada persamaan 2.9 dihilangkan atau 100% dan mobil hanya memiliki penggerak roda belakang jadi F_{xf} diabaikan atau 0. Jika itu adalah rasio reduksi total transmisi dan M_e adalah momen yang dikeluarkan mesin. Bila M_e dikali dengan itu maka sama dengan Torsi pada poros.

3. Akselerasi

Akselerasi pada kendaraan diambil dari Gaya dorong kendaraan dan berat kendaraan. Diambil dari persamaan (2.2) tentang Hukum Newton 2 maka akselerasi mobil didapat dari :

$$\mathbf{a} = \frac{\Sigma \mathbf{F}}{m} \dots \dots \dots (3.4)$$

4. Kecepatan

Kecepatan diambil dari kecepatan putaran engine, rasio transmisi, dan diameter roda. Dengan persamaan :

$$\begin{aligned} V &= \omega \times \text{keliling roda} \\ &= \frac{\left(\frac{\text{Rpm}}{\text{Rasio}}\right)}{60} \times \pi \times \phi \text{ Roda} \dots \dots \dots (3.5) \end{aligned}$$

5. Waktu Tempuh

Waktu tempuh diambil dari data selisih kecepatan, percepatan dan waktu sebelumnya. Persamaan diambil dari :

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} \dots\dots\dots(3.6)$$

Bila, $\Delta V = V_1 - V_0$ dan $\Delta t = t_1 - t_0$ maka :

$$t_1 = \frac{V_1 - V_0}{a} + t_0 \dots\dots\dots(3.7)$$

6. Jarak Tempuh

Jarak tempuh diambil dari data selisih kecepatan, selisih waktu dan jarak sebelumnya. Persamaannya diambil dari :

$$\bar{V} = \frac{\Delta S}{\Delta t} \dots\dots\dots(3.8)$$

Bila, $\Delta S = S_1 - S_0$, $\Delta t = t_1 - t_0$ dan $\bar{V} = \frac{V_1 + V_0}{2}$ maka:

$$S_1 = \left(\frac{V_1 + V_0}{2} \right) \times (t_1 - t_0) + S_0 \dots\dots\dots(3.9)$$

7. Gaya Berat

Gaya Berat diambil dari berat total kendaraan, jarak titik massa ke alas, jarak titik pusat massa ke roda belakang dan Gaya dorong. Diambil dari persamaan :

$$F_{zi} = W_i \pm F_{mgi} \pm F_{mpi} \dots\dots\dots(3.10)$$

Abaikan Momen Pitching, Bila

$$W_i = \frac{b}{L} \times \text{Gaya Berat} \text{ dan } F_{mgi} = \text{Gaya Dorong} \times \frac{h}{b}$$

maka :

$$F_{zi} = \left(\frac{b}{L} \times \text{Gaya Berat} \right) + \left(\text{Gaya Dorong} \times \frac{h}{b} \right) \dots (3.11)$$

8. Gaya tarik rantai

Gaya tarik rantai diambil dari Torsi pada poros dan diameter sproket. Dengan persamaan :

$$F_{ch} = \frac{\text{Torsi pada Poros}}{\text{Radius Sproket}} \dots (3.12)$$

Dari ke 8 perhitungan tersebut dilakukan Perhitungan Akselerasi, Kecepatan dan jarak menggunakan *Microsoft Office Excel 2016*.

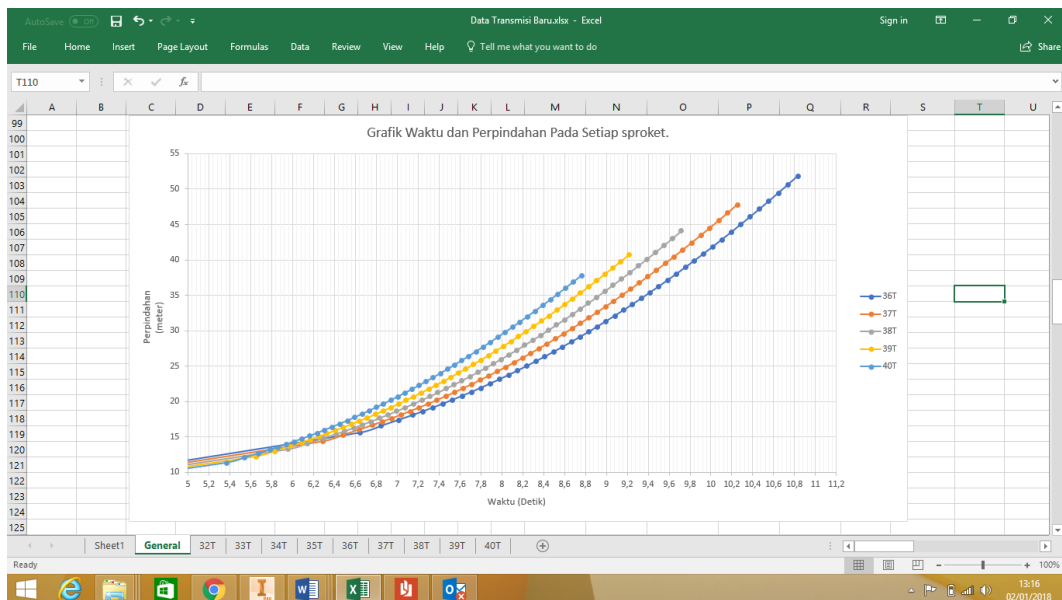
The screenshot shows an Excel spreadsheet with a complex data table. The table is organized into several sections: 'Engine Performance', 'Transmission', 'Geometry', and 'Performance'. The 'Engine Performance' section lists torque and power values for different engine speeds. The 'Transmission' section details reduction ratios for various gears. The 'Geometry' section provides sprocket radii and chain angles. The 'Performance' section is a large table with columns for Torque Load, Tract, Acceleration, Speed, Time, Distance, and Vertical Load, with data points for various vehicle configurations.

Gambar 3.6 Perhitungan Akselerasi, Kecepatan dan jarak menggunakan *Microsoft Office Excel 2016*.

Hasil akhir yang di inginkan dari tabel ini adalah :

- Berapakah waktu yang dibutuhkan untuk menempuh jarak meter ke - 15 hingga meter ke-35 dimulai mobil diam pada meter ke - 0 ?
- Berapa kecepatan mobil saat kecepatan putaran mesin 6500 Rpm ?

Untuk mengetahui poin no 1, maka dibutuhkan grafik antara waktu (detik) dengan jarak (meter). Untuk memperjelas hasil waktu maka dalam tabel tersebut sumbu X sebagai fungsi waktu dan Y sebagai fungsi jarak. Seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 3.7 Grafik Waktu terhadap Jarak menggunakan *Microsoft Office Excel 2016*.

b. Membuat Komparasi Setiap Sproket.

Komparasi Sproket yang akan digunakan berdasarkan

1. Target akselerasi kurang dari 2,5 detik untuk *Technical Inspection* Dinamis pada Akselerasi menempuh 20,67 meter dengan jarak akselerasi 15 meter.
2. Memiliki kecepatan yang paling tertinggi saat Rpm 6500.

3. Memiliki Spesifikasi Diameter yang sesuai dengan ruang transmisi.

Untuk lebih mudah dipahami maka penulis membuat tabel sebagai berikut :

Tabel 3.1 Komparasi ke-5 mata Sproket

Jumlah mata Sproket	Rasio Transmsi	Waktu akselerasi 20 – 35 m		Kecepatan Saat 6500 Rpm		Diameter Sproket	
		detik	Ket	Km/Jam	ket	mm	ket
36t							
37t							
38t							
39t							
40t							

2. Beban Dinamis yang didapat.

Setelah komparasi dan memutuskan Sproket yang sesuai dengan kebutuhan. Tahap selanjutnya adalah menentukan beban dinamis dan Kecepatan putaran poros. Beban dinamis diambil pada nilai beban maksimum yang diasumsikan sinusoidal selama 5 detik. Beban tersebut adalah Beban Torsi yang diterima oleh poros, Beban Vertikal atau berat yang di topang poros belakang Dan Gaya tarik Rantai.

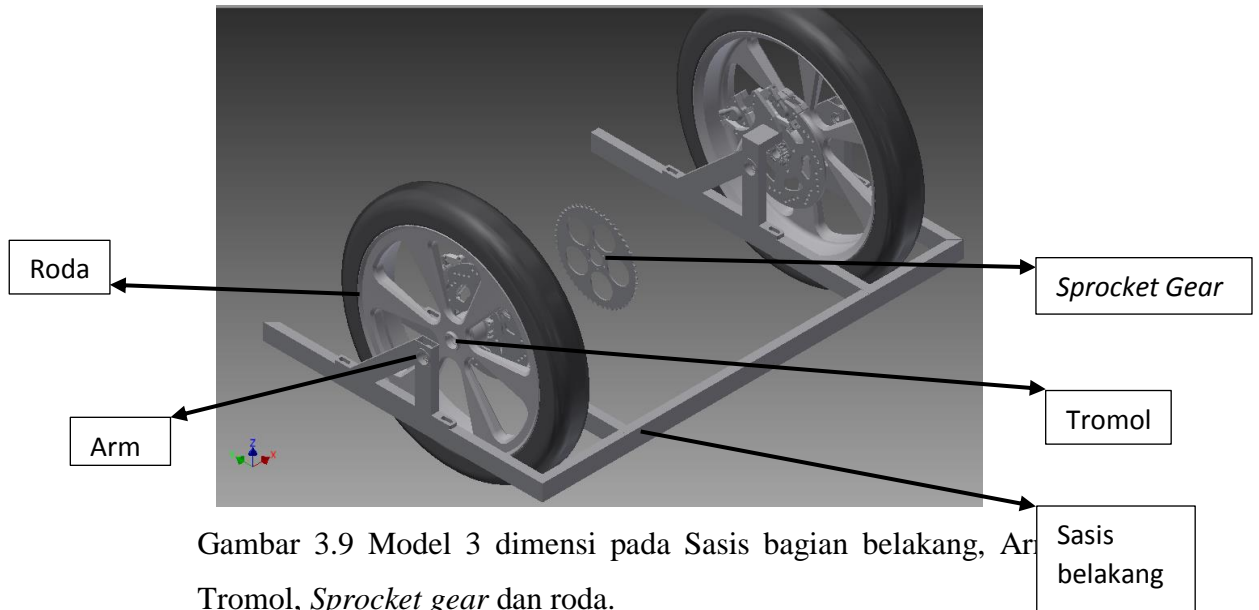
Chain Angle		Diameter	Total Weight	Drag	Geometry		Torque Load	Trust	Acceleration	Speed	Time	Distance	Vertical	Chain Trust (N)		
Deg	Rad	(M)	Vehicle (Kg)	(N)	CG to Rear Wheel (m)	CG to Road (m)	NM	Force (N)	(m/s ²)	(m/s)	(s)	(m)	Load (N)	Total (N)	Y (N)	X(N)
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	0	0	0	0	0	0	919	0	0	0
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	39.87312353	140.6644	0.765312412	4.326765	5.653593	12.23089	1012.776281	561.5933	527.9593412	297.3583825
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	51.61551353	182.7518	0.994297283	4.499836	5.827657	12.99908	1040.83456	726.9791	683.4401247	384.9285999
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	61.82107412	219.3309	1.193312899	4.672906	5.97269	13.66426	1065.220607	870.7194	818.5717765	461.0377361
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	78.87312529	280.4494	1.525839901	4.845977	6.086117	14.2041	1105.966249	1110.889	1044.357692	588.2053595
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	108.9172959	388.1346	2.111722378	5.019048	6.168074	14.60836	1177.756382	1534.046	1442.172037	812.2632004
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	110.2784876	393.0134	2.138266576	5.192118	6.249014	15.0216	1181.008931	1553.218	1460.195554	822.4144438
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	111.5636824	397.6198	2.163328777	5.365189	6.329016	15.44391	1184.079886	1571.319	1477.212794	831.9989304
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	114.3975282	407.777	2.218590767	5.538259	6.407025	15.86919	1190.851322	1611.233	1514.735699	853.1326604
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	114.0580747	406.5603	2.211971184	5.71133	6.485268	16.30929	1190.040202	1606.452	1510.241001	850.6011469
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	117.0439147	417.2622	2.270197166	5.884401	6.561503	16.7513	1197.174826	1648.506	1549.776457	872.8683904
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	117.9879671	420.6459	2.288606851	6.057471	6.637126	17.20283	1199.430626	1661.802	1562.276637	879.9087689
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	114.2472229	407.2383	2.215659708	6.230542	6.715239	17.68276	1190.49217	1609.116	1512.745509	852.0117415
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	114.6998276	408.8605	2.224485818	6.403612	6.793041	18.17424	1191.573662	1615.491	1518.73844	855.3870929
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	121.3892576	432.8369	2.354934412	6.576683	6.866534	18.65122	1207.557963	1709.708	1607.313067	905.2742828
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	123.2030541	439.338	2.39030472	6.749754	6.938939	19.13367	1211.892005	1735.254	1631.329515	918.8008776
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	119.8406065	427.2862	2.324734624	6.922824	7.013387	19.64262	1203.857483	1687.896	1586.807044	893.7250394
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	123.0527488	438.7993	2.387373661	7.095895	7.085881	20.15075	1211.532853	1733.137	1629.339325	917.6799586
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	123.0527488	438.7993	2.387373661	7.268966	7.158375	20.67144	1211.532853	1733.137	1629.339325	917.6799586
19.93	0.34784412	0.558	183.8	2.25	0.6	0.4	123.2790512	439.6104	2.391786716	7.442036	7.230735	21.20368	1212.073599	1736.325	1632.335791	919.3676343

Gambar 3.8 Perhitungan beban dinamis menggunakan *Microsoft Office Excel 2016*.

3. Menentukan dimensi dan profil dari poros *Final Drive* tersebut.

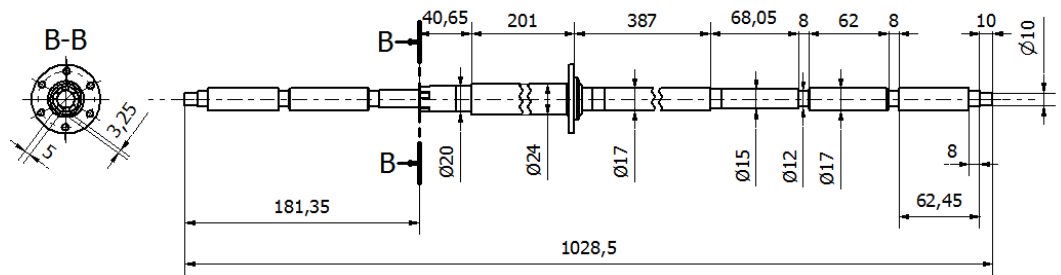
Penentuan dimensi dan profil poros tersebut berdasarkan dari dimensi dan posisi sasis, Arm, Tromol, Output Sproket Gear pada mobil “JAYARAYA01-MK2”. Dengan melakukan permodelan ulang agar didapat dimensi dan posisi yang sesuai dan mengurangi kesalahan dimensi. Selain itu ukuran roda yang digunakan juga diukur dan dimasukkan ke dalam permodelan 3 dimensi.

Tujuan dari membuat Sasis, arm, tromol, Sproket dan Roda serta Caliper pada Penelitian ini selain mengurangi kesalahan dimensi juga sebagai penunjang saat analisis yaitu sebagai pendistribusi gaya awal sebelum langsung ke poros agar didapat analisis yang cukup akurat sesuai dengan lapangan. Pada kasus ini fokus penelitian ada pada bagian poros saja. Yang mana komponen diluar poros ini akan diabaikan.

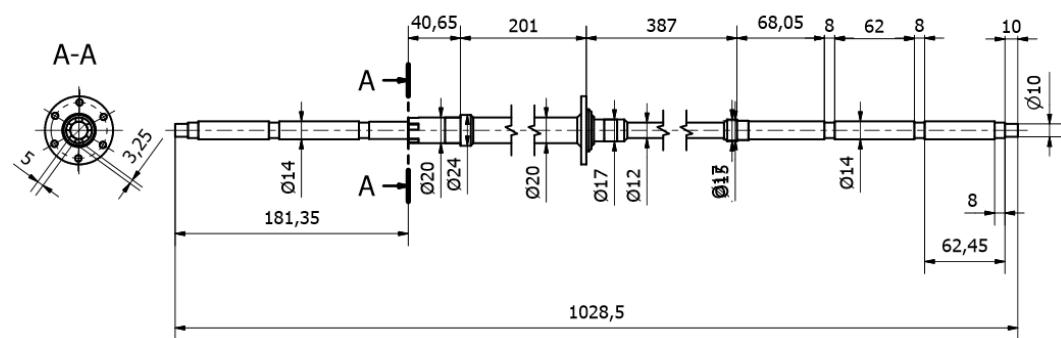


Gambar 3.9 Model 3 dimensi pada Sasis bagian belakang, Arm Tromol, Sprocket gear dan roda.

4. Sketsa atau gambar dalam 2 Dimensi



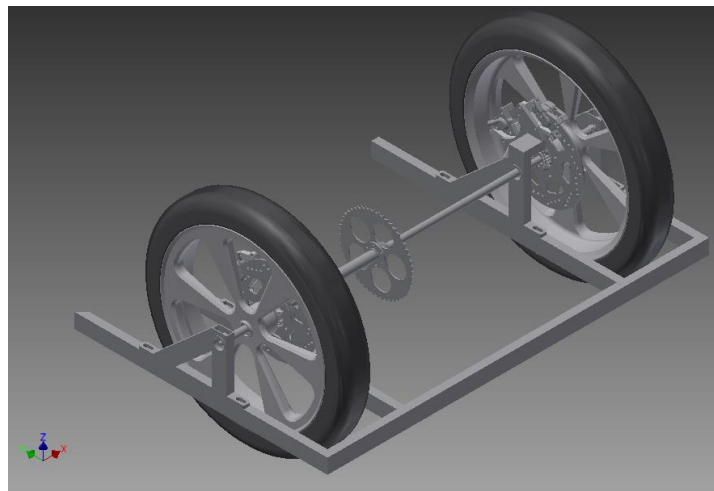
Gambar 3.10 Poros Final Drive Model 1 dalam 2 dimensi



Gambar 3.11 Poros Final Drive model 2 dalam 2 dimensi

5. Modeling 3 Dimensi

Setelah dimensi sudah ditentukan maka selanjutnya adalah proses membuat model 3 dimensi dengan menggunakan *Autodesk Inventor Professional 2014*. Dan kemudian di *assembly* atau di pasang bersama bagian Sasis, Arm, *Sproket gear* dan Roda untuk dapat diketahui kesalahan dimensi atau bentuk poros yang tidak sesuai dengan bagian Sasis, Arm, Sproket gear dan roda tersebut.

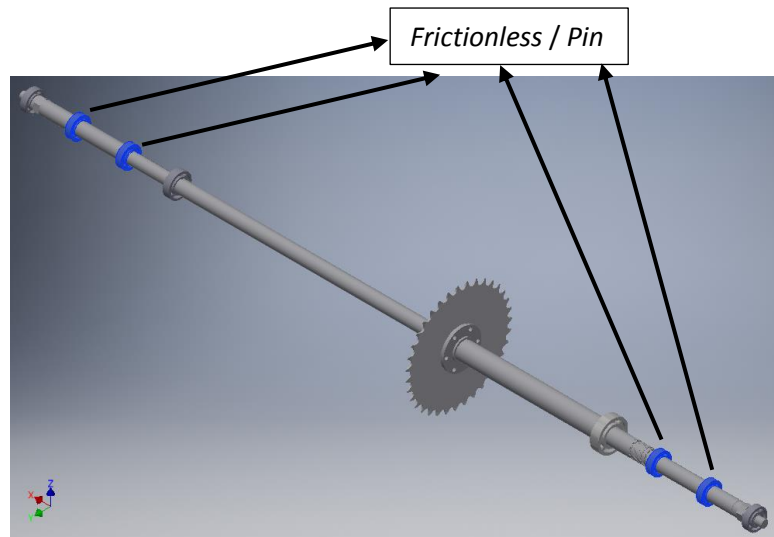


Gambar 3.12 Poros *Final Drive* model terpasang pada sasis.

6. Menentukan tumpuan

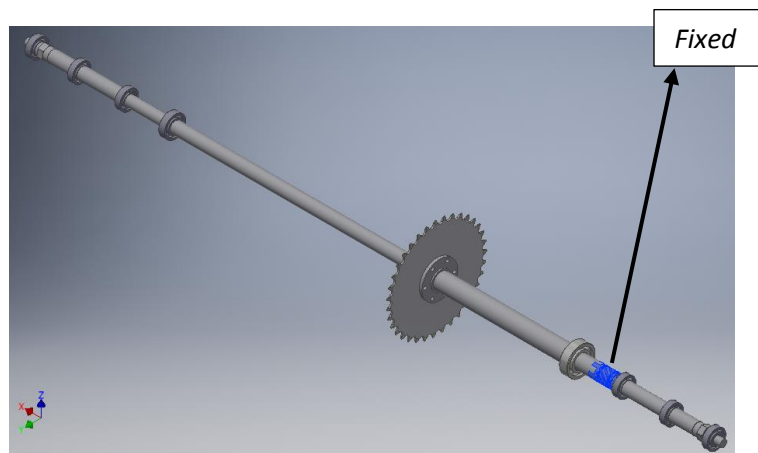
Dalam kasus ini tumpuan atau *Support* terdapat beberapa tumpuan diantaranya :

- a. 4 titik yaitu pada setiap *bearing* atau bantalan yang berada disetiap roda dengan jenis tumpuan *Frictionless* atau *Pin*.



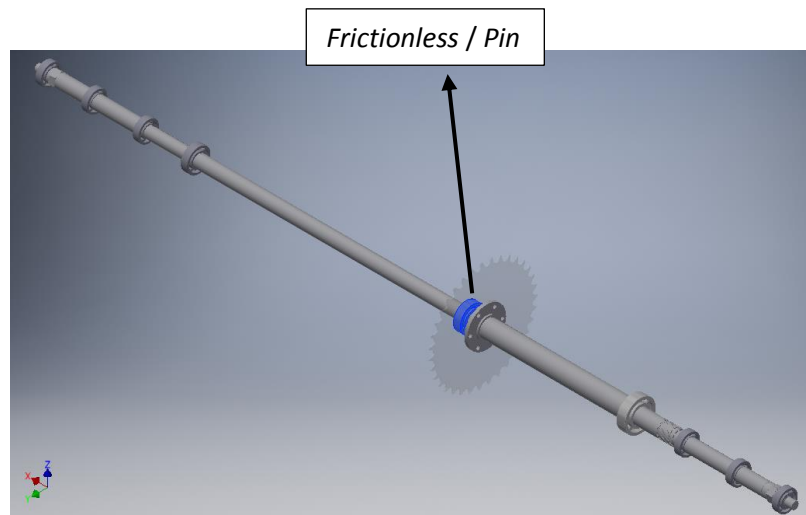
Gambar 3.13 titik tumpuan pada bearing roda

- b. *Fixed* pada bagian pasak Cakar (*Dog Clutch*) poros karena bagian ini yang nanti akan meneruskan putaran poros ke roda.



Gambar 3.14 titik *Fixed Spiral gear* yang terlihat warna biru

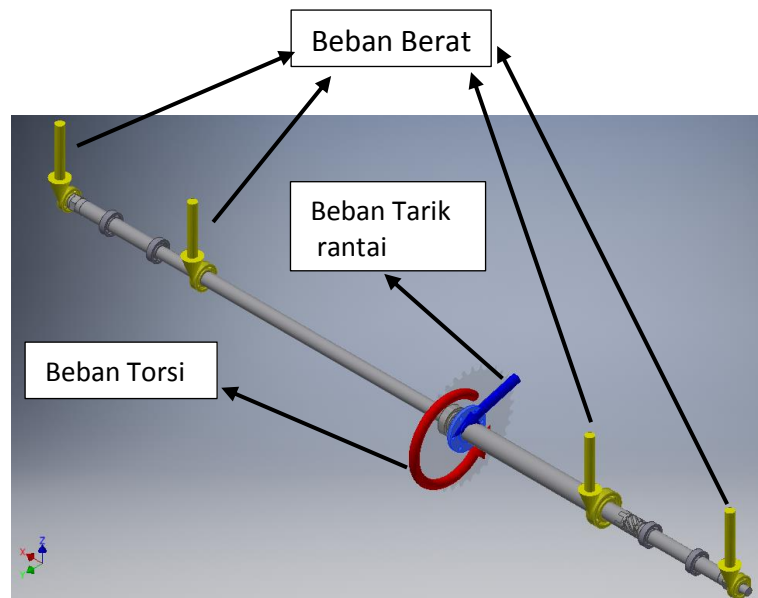
- c. 1 titik *Pin* pada bagian *Bearing Trust* (penahan tarik rantai) pada bagian sebelah *sprocket gear mounting* karena bagian ini terdapat komponen yang berfungsi menahan gaya tarik rantai.



Gambar 3.15 titik *Bearing Load Shaft Tensioner* yang terlihat warna biru

7. Titik beban dan jenis beban.

Pada saat mobil berakselerasi beban yang diterima poros ada 3 jenis seperti pada gambar dibawah ini.



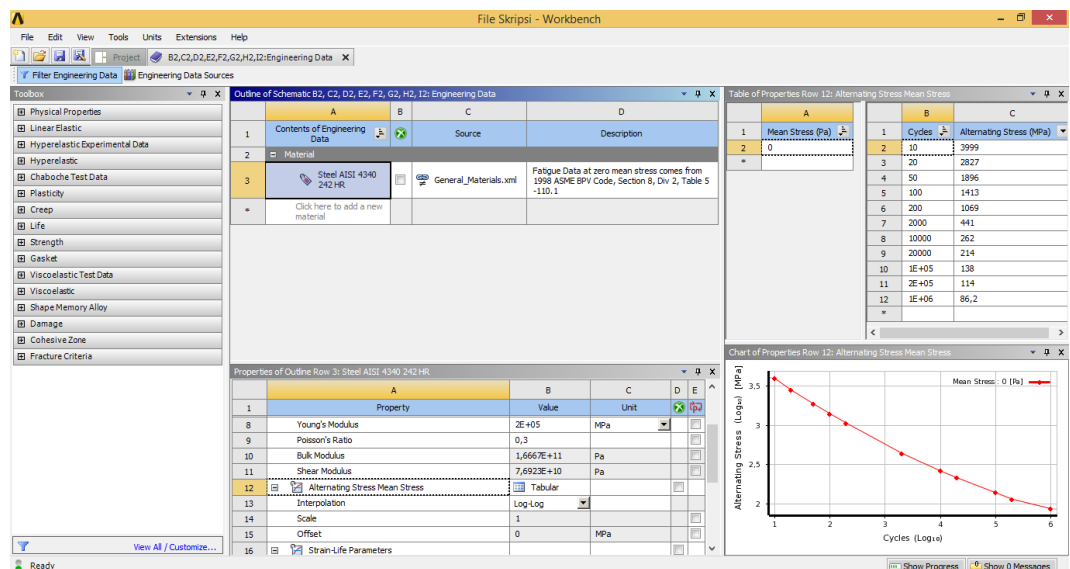
Gambar 3.16 titik beban yang terjadi pada poros dan jenisnya

Dari gambar 3.16 ada 3 jenis beban yang terjadi diantaranya :

- a. Beban Torsi yang diterima oleh poros yang bersifat konstan karena saat kondisi poros berputar beban torsi memiliki arah yang tetap dan besaran yang tetap.
- b. Beban Vertikal atau berat yang di topang poros belakang yang bersifat Sinusoidal karena pada saat poros berputar beban ini memiliki arah yang berbeda beda. Terkadang saat benda berputar ada bagian yang diatas dan juga bagian yang dibawah.
- c. Gaya tarik Rantai yang bersifat Sinusoidal karena pada saat poros berputar beban ini memiliki arah yang berbeda beda.

8. Menentukan Material

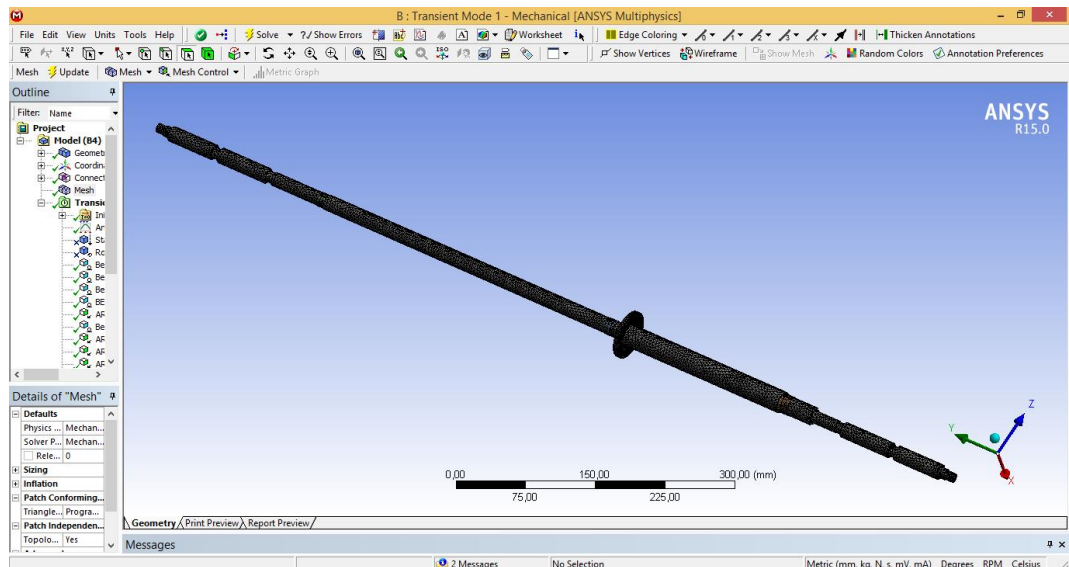
Material yang digunakan adalah Steel AISI 4340 242 HR. pada pemilihan material ini berdasarkan pada target dan keamanan antara ke 2 model poros. Pemilihan Steel AISI 4340 242 HR berdasarkan material yang sebelumnya digunakan pada pembuatan poros.



Gambar 3.17 Data material pada Ansys Workbench 18.0

9. Meshing

Meshing yang digunakan dalam penelitian ini adalah *default*.



Gambar 3.18 Meshing pada Ansys Workbench 18.0

10. Analisis

Setelah seluruh data dimasukkan, kemudian solve solution.

11. Report

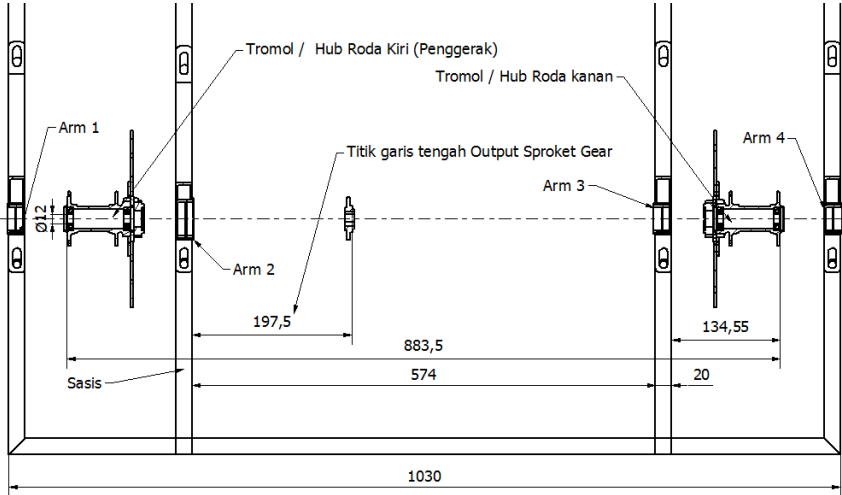
Hasil perhitungan tersebut dalam bentuk report. Yang mana nanti kita akan bandingkan Volume, Berat, tegangan, defleksi, faktor keamaann dan umur pada setiap model.

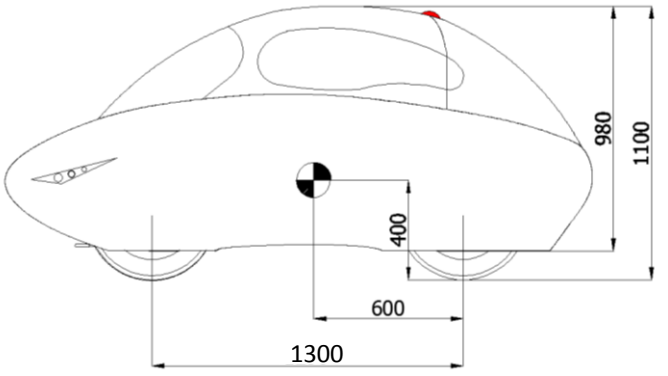
3.4 Design Qualification (Spesifikasi)

Spesifikasi yaitu persyaratan kemampuan dan sifat-sifat yang harus dimiliki oleh suatu produk yang ingin dirancang. Persyaratan dalam spesifikasi dibagi dalam dua kategori. Yaitu:

- a. **Keharusan (demands), D**
Demands adalah syarat yang harus dimiliki dalam kondisi apapun, supaya rancangan dapat terwujud. Jika syarat ini tidak terpenuhi maka rancangan akan gagal.
- b. **Keinginan (wishes), W**
Wishes adalah syarat yang dapat dipenuhi jika memungkinkan. Jika syarat ini tidak terpenuhi maka tidak selalu bermasalah dan mungkin hanya mempengaruhi sedikit sekali dalam rancangan alat.

Tabel 3.2 Daftar spesifikasi perencanaan

DAFTAR SPESIFIKASI PERENCANAAN POROS <i>FINAL DRIVE</i> “JAYARAYA01-MK2”	
<i>Demands</i> <i>or Wishes</i>	Persyaratan
D	<p>Geometri</p> <p>Poros harus dapat menyesuaikan dengan dimensi Sasis, Arm dan Output sproket yang sudah ada. Seperti pada gambar dibawah ini.</p>  <p style="text-align: center;">Gambar 3.19 Dimensi dan Posisi Sasis, Arm, Tromol, Output Sproket Gear pada mobil “JAYARAYA01-MK2”</p>

D D D W	<p>Dimensi Poros Dan Sproket</p> <p>Diameter Sproket maksimum adalah 167.5 mm</p> <p>Diameter Minimal 12 mm dan Maksimal 25 mm</p> <p>Panjang 1030 ± 10 mm</p> <p>Berat Seringan Mungkin</p>
	<p>Kemampuan Poros</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Mampu menahan beban saat mobil dalam kondisi berakselerasi dengan Daya dan torsi mesin dan berat Total 183,8 Kg 2. Asumsi rasio berat statis mobil depan dan belakang adalah 50 : 50. 3. Dapat berakselerasi dengan target 2,5 detik dari meter ke 15 hingga meter ke 35 pada inspeksi dinamis. 4. Dengan Asumsi titik berat dapat dilihat pada gambar dibawah ini. 5. Defleksi maksimum 1 mm 
D D D	<p>Gambar 3.20 Titik Berat mobil “JAYARAYA01-MK2”</p> <ol style="list-style-type: none"> 6. Dengan Asumsi Gravitasi $9.81 \text{ m/s}^2 \approx 10 \text{ m/s}^2$ <p>Komponen</p> <ul style="list-style-type: none"> - Poros harus dapat memiliki kemampuan seperti dijelaskan diatas. - Poros mampu mentransmisikan daya dari mesin ke roda penggerak. - Desain dapat diproduksi dengan alat dan bahan yang sudah tersedia.

D W	<ul style="list-style-type: none"> - faktor kemanan 2.0. Karena data material dengan kepercayaan tinggi dan Pembebanan diambil pada titik maksimum dan kecil kemungkinan beban kejut yang kecil. - Kecepatan kritis minimal 1000 Rpm
--------	--

3.5 Varian Model

Pada penelitian ini digunakan 2 Varian model. Yang bertujuan untuk mendapatkan model poros yang kuat dan juga ringan. Berikut adalah varian varian modelnya :

- a. Varian 1 : Model 1, dengan material poros dan *Mounting sproket* adalah Steel AISI 4340 242 HR. Pada varian model 1 dimana dimensi poros sesuai dengan yang digunakan pada event *Shell Eco Marathon* 2017.
- b. Varian 2 : Model 2, dengan material poros dan *Mounting sproket* adalah Steel AISI 4340 242 HR. Pada varian model 2 dimana dimensi poros merupakan hasil optimasi dari poros model 1 dengan menggunakan perhitungan.

3.6 Varian Gaya yang disimulasikan

Pada penelitian ini ada 3 jenis gaya yang berkerja pada setiap varian model. Yang mana besarnya gaya yang diterapkan antara Varian Model 1 dengan Varian Model 2 adalah sama. Berikut adalah varian Gaya yang diaplikasikan :

Tabel 3.3 Daftar Variasi Beban

Jenis Beban	Varian Model 1		Varian Model 2	
	Nilai	Sifat Beban	Nilai	Sifat Beban
Torsi	maksimum	Tetap	maksimum	Tetap
Berat	maksimum	Sinusoidal	maksimum	Sinusoidal
Tarik Rantai	maksimum	Sinusoidal	maksimum	Sinusoidal

BAB IV

HASIL PENELITIAN

4.1 Rasio Transmisi

Pada penelitian ini untuk menentukan sproket yang sesuai dengan torsi mesin, berat mobil dan juga spesifikasi minimum untuk perlombaan mobil hemat energi diperlukan perhitungan akselerasi. Penulis membandingkan ke 5 sproket yang memiliki jumlah mata yang berbeda didapat hasil sebagai berikut :

Tabel 4.1 Hasil Komparasi ke-5 mata Sproket

Jumlah mata Sproket	Rasio Transmsi	Waktu akselerasi 20 – 35 m		Kecepatan Saat 6500 Rpm		Diameter Sproket	
		detik	Ket	Km/Jam	ket	mm	ket
36t	15,589	3	tidak	43,87	1	152,21	Ya
37t	16,022	2,7	tidak	42,69	2	156,26	Ya
38t	16,455	2,6	tidak	41,56	3	160,31	Ya
39t	16,888	2,45	Ya	40,5	4	164,37	Ya
40t	17,321	2,35	Ya	39,49	5	168,42	Tidak

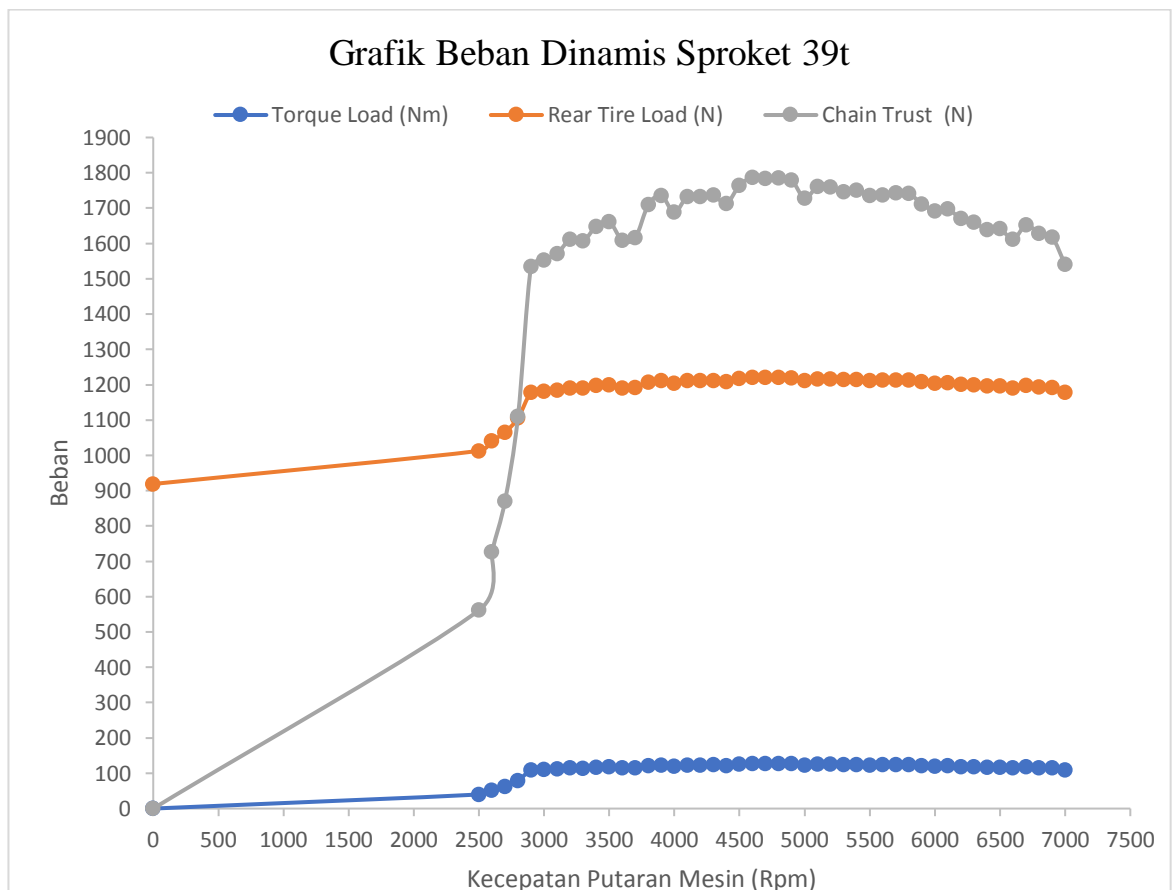
Sesuai dengan patokan kebutuhan saat perlombaan, beban mobil dan torsi mesin. Pada kolom Tabel 4.1 waktu akselerasi dalam menempuh 20 meter dengan jarak akselerasi 15 meter dan kecepatan serta Diameter yang paling sesuai adalah sproket dengan jumlah mata 39t. Pada segi akselerasi target waktu kurang dari 2,5 detik untuk dapat lolos pada inspeksi teknis. Dalam tabel diatas didapat Sproket 39t dan 40t sanggup memenuhi target tersebut. Kemudian dalam segi kecepatan diambil yang memiliki kecepatan tertinggi. Dari ke-5 Sproket tersebut 39t berada pada posisi ke 4 tercepat dan 40t berada pada posisi ke 5 tercepat. Namun dari segi

diameter Sproket 40t memiliki diameter yang terlalu besar sehingga tidak dapat digunakan pada ruang transmisi yang batasnya hanya 167,5 mm.

Hasil dari penentuan rasio transmisi ini adalah sproket dengan jumlah mata 39 dan rasio transmisi 16,888 menjadi pilihan yang tepat untuk mobil urban concept JAYARAYA01-MK2 tersebut. Maka dari itu tahap beban yang akan diaplikasikan sesuai dengan beban pada transmisi pada rasio 16,888.

4.2 Beban dinamis yang diperoleh dari Rasio 16,888

Dari hasil perhitungan akselerasi menggunakan sproket dengan jumlah mata 39 maka didapat beban dianamis sebagai berikut :



Gambar 4.1 Hasil besar beban dinamis disetiap titik dan Rpm .

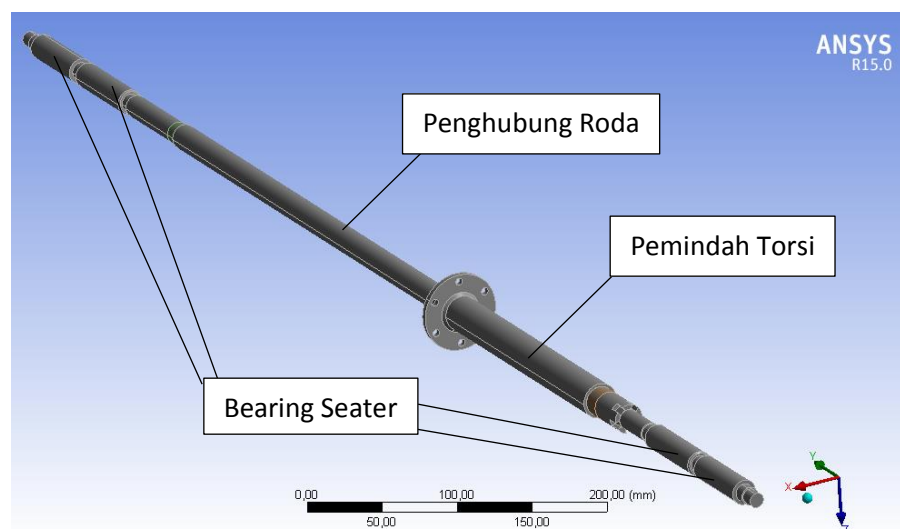
Dari tabel di atas dapat diambil puncak beban yaitu pada 4600 Rpm. Dengan pembebanan sebagai berikut :

- Torsi 126,869 Nm \approx 130 Nm pada Sproket.
- Beban vertikal atau berat pada poros belakang 1220,652 N. Yang ditumpu oleh 4 Bearing Arm Mounting, sehingga beban setiap bearingnya adalah $1220,652 : 4 = 305,163 \text{ N} \approx 310 \text{ N}$.
- Beban tarik rantai 1786,894 \approx 1790 N.
- Saat mesin berputar dengan kecepatan 4600 Rpm : $16,888 = 272,382 \text{ Rpm}$ pada poros. atau $272,382 : 60 \text{ detik} = 4,539 \text{ Putaran per detik}$. Atau kecepatan puar (ω) = $4,539 \times 360 = 1634,04 \approx 1640$ derajat/detik.

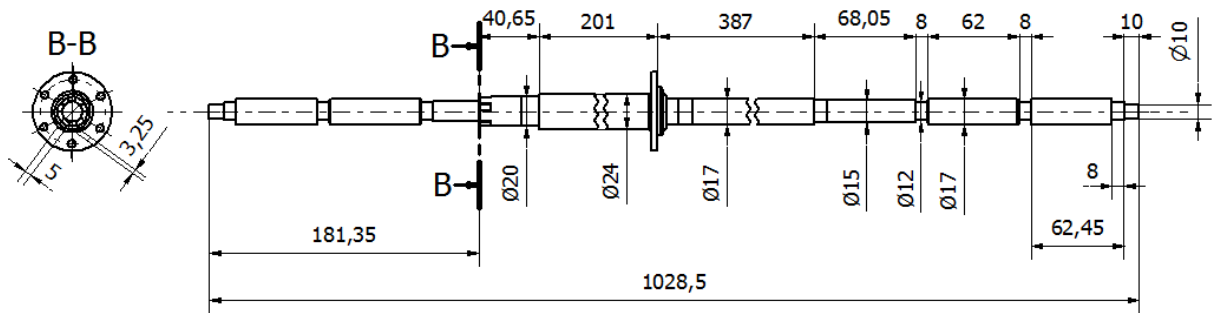
4.3 Permodelan 3 Dimensi

Model Poros digambar pada software *Autodeks Inventor Professional 2017*. model poros di bentuk 3 dimensi, dengan dimensi yang bervariasi, lalu diuji dengan *Ansys Workbench 18.0* untuk mengetahui tegangan, defleksi dan faktor keamanan.

A. Model 1

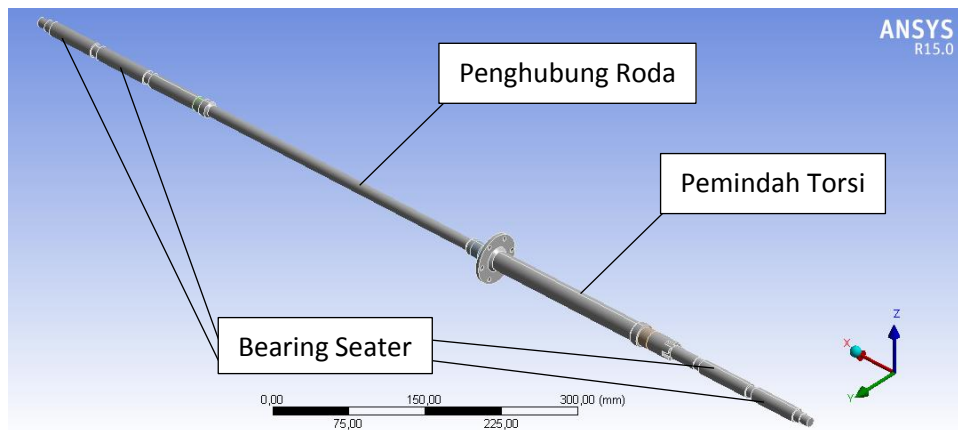


Gambar 4.2 Gambar 3D Poros *Final Drive Model 1*

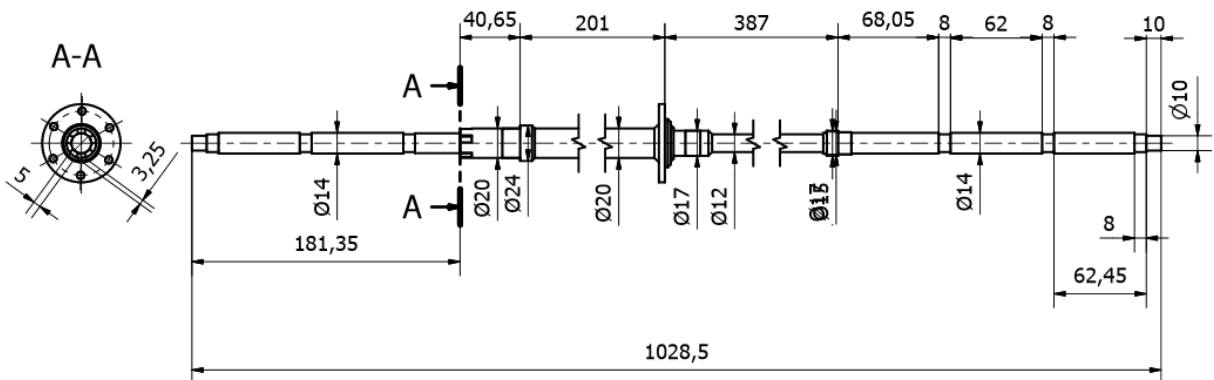


Gambar 4.3 Gambar 2D poros *Final Drive Model 1*

B. Model 2



Gambar 4.4 Gambar 3D poros *Final Drive Model 2*



Gambar 4.5 Gambar 2D poros *Final Drive Model 2*

Dari ke dua model Poros tersebut memiliki fungsi yang sama dan dimensi fungsional atau dimensi tumpuan dan titik gaya yang sama serta besaran beban yang sama juga. Adapun perbedaan dari ke-2 model tersebut diantaranya :

- a. Dimensi besar diameter pada bagian Pemindah Torsi pada model 1 adalah 24 mm sedangkan pada model 2 hanya memiliki diameter 20 mm.
- b. Dimensi pada bagian Penghubung roda untuk model 1 memiliki diameter 17 mm sedangkan pada model 2 memiliki diameter 12 mm.
- c. Dimensi pada bagian bearing seater pada model 1 memiliki diameter 17 mm sedangkan pada model 2 memiliki diameter 15 mm.

4.4 Spesikasi Material

material yang digunakan untuk poros Final Drive System JAYARAYA01-MK2 adalah Steel AISI 4340 242 HR pada model 1 maupun model 2. Berikut tabel properties dan tabel Fatigue S-N material Steel AISI 4340 242 HR :

Tabel 4.2 *Properties* Material Structural Steel.

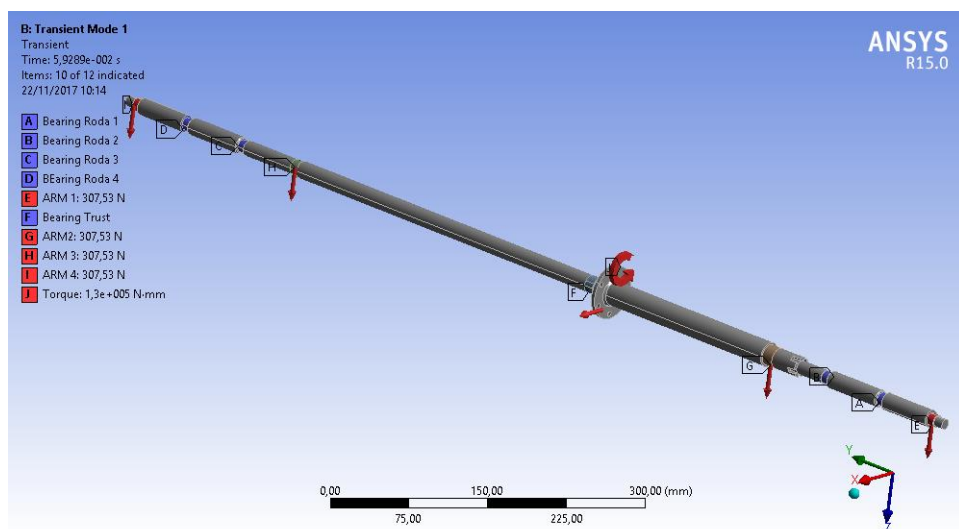
Steel AISI 4340 242 HR	
Massa Jenis	7850 kg/m ³
Young's Modulus	207 Gpa
Poisson's Ratio	0,33
Yield Stregth	634 Mpa
Ultimate Tensile Stregth	826 Mpa

Tabel 4.3 Tabel Fatigue S-N Material Steel .

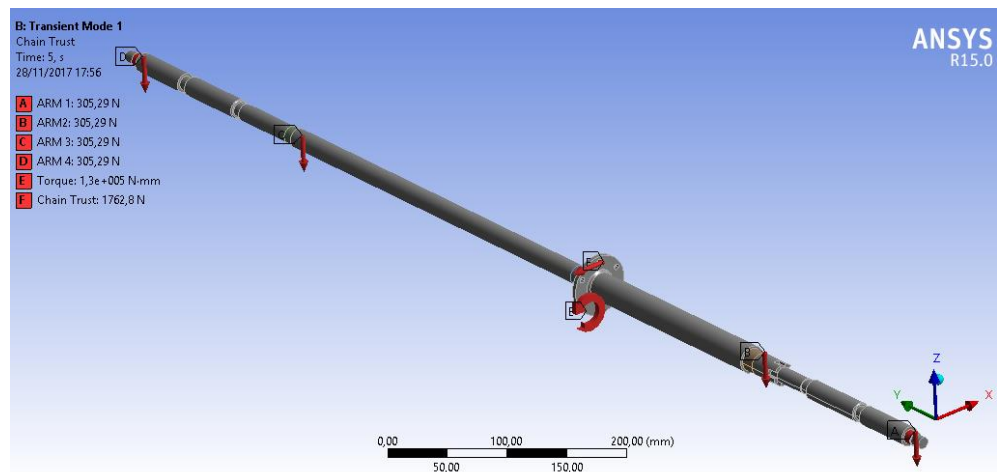
Jumlah Siklus	Tegangan (MPa)
10	3999
20	2827
50	1896
100	1413
200	1069
2000	441
10000	262
20000	214
100000	138
200000	114
1000000	86,2

4.5 Kondisi Batas

Berikut ini adalah gambar letak Gaya dan Tumpuan dari poros *Final Drive*. baik model 1 maupun model 2 ke duanya memiliki letak gaya dan tumpuan yang sama. Berikut gambar penerapan gaya dan tumpuan yang dialami pada poros :

Gambar 4.6 Gambar kondisi Batas poros *Final Drive* Model 1

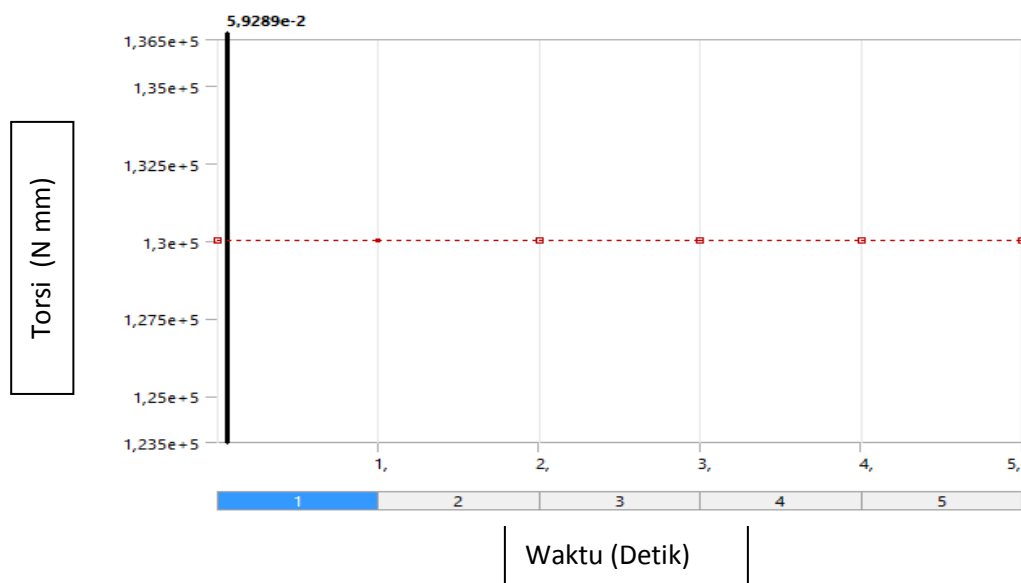
A. Aplikasi Gaya pada Poros.



Gambar 4.7 lokasi beban dan arah beban pada poros *Final Drive* Model 1

Dalam kasus ini Gaya pada poros memiliki 3 Jenis beban diantaranya :

1. Beban Torsi

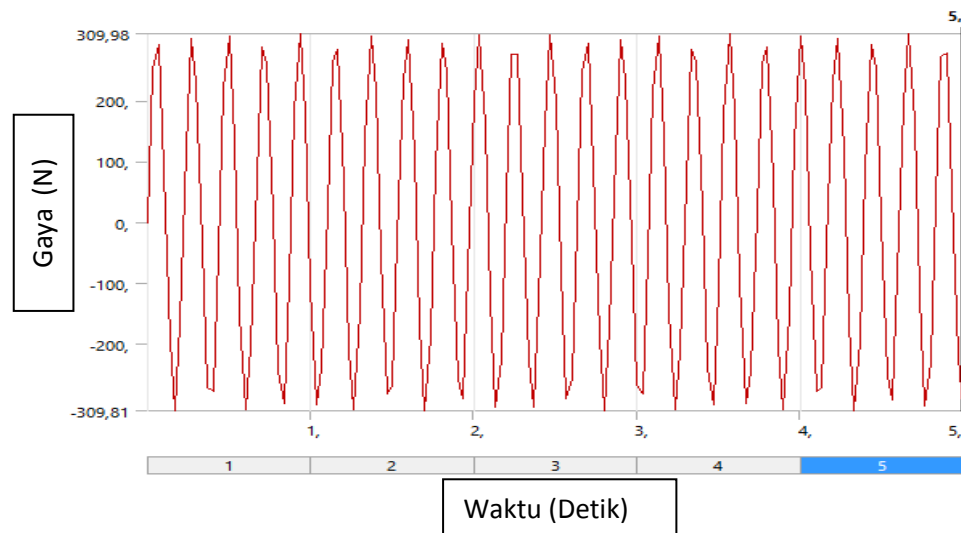


Gambar 4.8 Grafik beban Torsi terhadap Waktu.

Dari gambar 4.8 grafik torsi terhadap waktu dapat dilihat bahwa torsi yang diaplikasikan pada poros adalah tetap atau konstan 130 Nm atau 130.000 Nmm selama 5 detik mulai dari detik ke-0 hingga ke-5. Pada gambar 4.7 beban torsi ini memiliki aksis pada sumbu Y yang berlawanan dengan arah jarum jam dan berada pada mounting sproket.

130 Nm didapat dari puncak beban atau puncak torsi hasil uji performa mesin yang digunakan pada 4600 rpm dengan reduksi transmisi 1 : 16,888. Sedangkan waktu 5 detik merupakan asumsi durasi poros terkena beban torsi atau saat kondisi mobil berakselerasi adalah 5 detik.

2. Beban Berat di setiap tumpuan Rear Arm.



Gambar 4.9 Grafik beban gaya terhadap Waktu pada Rear Arm.

Dari gambar 4.9 grafik Gaya terhadap waktu pada rear arm dapat dilihat bahwa gaya yang diaplikasikan pada poros adalah Sinusoidal sebesar 310 N dengan frekuensi 4,539 Hz selama 5 detik mulai dari detik ke-0 hingga ke-5. Pada gambar 4.7 beban Berat Rear Arm ini Searah sumbu Z dan berada di ke-4 dudukan bearing.

Gaya pada arm di aplikasikan sinusoidal karena kondisi poros yang berputar sehingga gaya yang terjadi diasumsikan naik turun atau Positif dan Negatif. Dalam analisis ini didapatkan rumus gaya sebagai berikut :

$$F_{(t)} = F \times \text{Sin} (\omega \times \text{waktu}) \dots \dots \dots \text{Persamaan 4.1}$$

$$= 310 \times \text{Sin} (1640 \times \text{waktu})$$

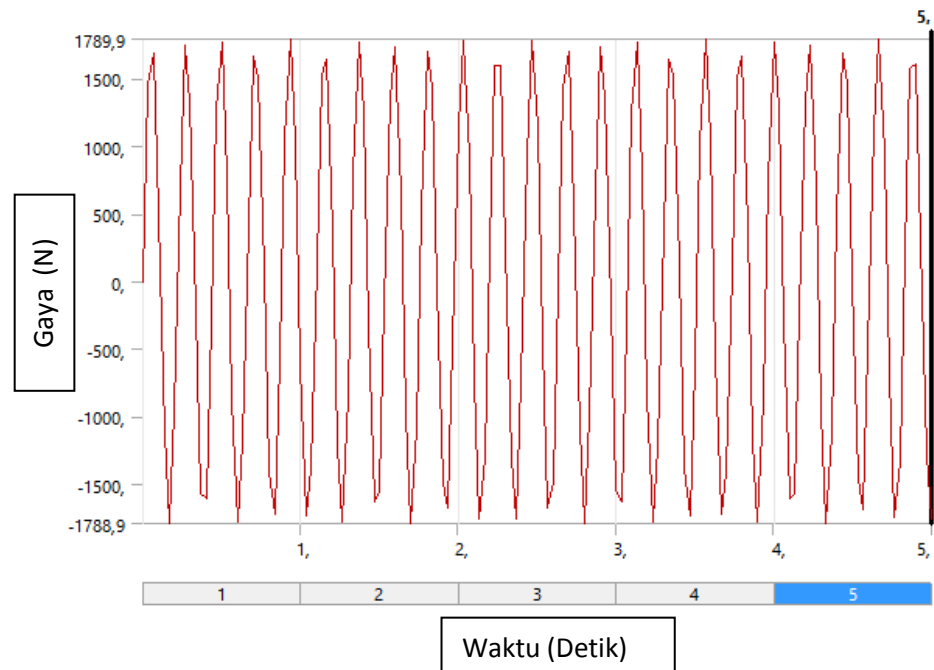
Dengan :

$F_{(t)}$ = Gaya dinamis (Newton)

F = Gaya puncak (Newton)

ω = Kecepatan Putar (Derajat per Detik)

3. Beban Tarik Rantai



Gambar 4.10 Grafik beban gaya terhadap Waktu tarik rantai.

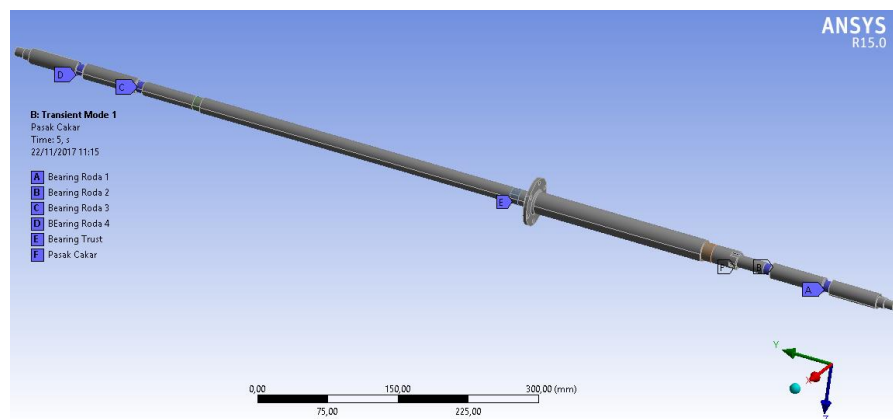
Dari gambar 4.10 grafik beban gaya terhadap waktu tarik rantai dapat dilihat bahwa gaya yang diaplikasikan pada poros adalah Sinusoidal sebesar 1790 N dengan frekuensi 4,539 Hz selama 5 detik mulai dari detik ke-0 hingga ke-5. Pada gambar

4.7 beban tarik rantai searah sumbu X dan berada pada mounting Sproket.

Gaya pada di aplikasikan sinusoidal karena kondisi poros yang berputar sehingga gaya yang terjadi diasumsikan naik turun atau Positif dan Negatif. Dengan persamaan gaya sebagai berikut :

$$F(t) = 1790 \times \text{Sin} (1640 \times \text{waktu})$$

B. Tumpuan pada poros



Gambar 4.11 lokasi Tumpuan dan jenis tumpuan pada poros *Final Drive Model 1*.

Dari gambar diatas didapat ada berbagai tumpuan di berbagai lokasi. Adapun jenis tumpuannya sebagai berikut :

1. Bearing roda

Tumpuan ini berada pada ke-4 titik bearing roda. Jenis tumpuan ini adalah Frictionless Support. Fungsinya sebagai tumpuan as pada roda.

2. Bearing Trust (penahan tarik rantai)

Tumpuan ini berada di sebelah mounting sproket. Jenis tumpuan ini adalah Frictionless Support. Fungsinya sebagai tumpuan poros dari gaya tarik rantai.

3. Pasak Cakar (Dog Clutch)

Tumpuan ini berada di sebelah Bearing roda B. Jenis tumpuan ini adalah Frictionless Support di sisi permukaan yang berpapasan dengan Spiral gear. Fungsinya sebagai asumsi penyalur daya ke roda.

4.6 Hasil Analisis tegangan, defleksi, faktor keamanan dan usia dengan Ansys

Setelah proses *solving* atau perhitungan dengan perangkat lunak metode elemen hingga selesai, maka hasil analisis dapat diketahui berupa nilai maksimum hingga minimum serta bagian yang mendapat nilai tersebut. Untuk detailnya dapat dilihat dari *data report* pada lampiran penelitian ini. Hasil analisis penelitian ini terdapat 4 jenis yaitu hasil analisa Frekuensi natural, Tegangan, hasil analisa Defleksi, Hasil analisa Faktor keamanan dan Hasil analisa Umur pakai. Berikut ini hasil dari ke-2 model poros Final Drive:

A. Model 1

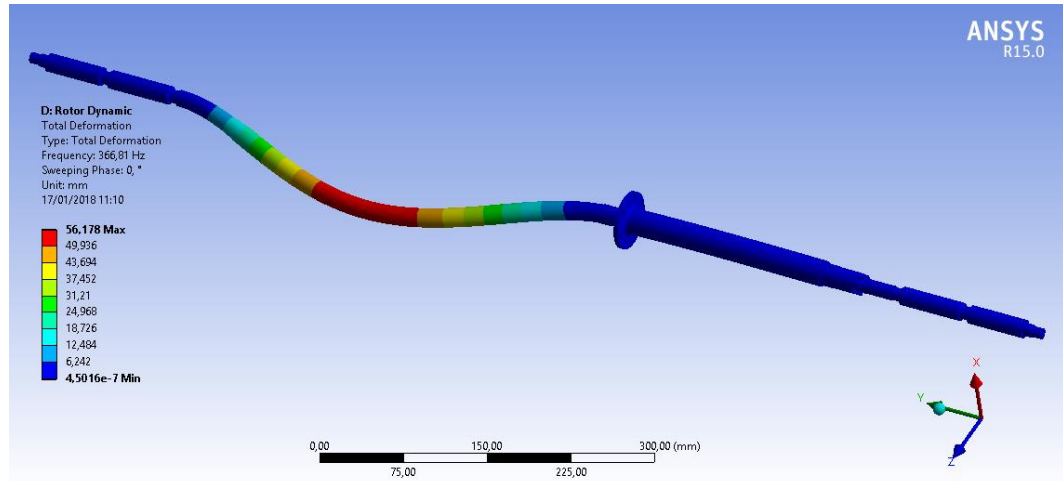
Hasil dari desain poros model ini didapat bobot 2,18 kg dengan volume total 278.080 mm³ menggunakan material Steel AISI 4340 242 HR yang memiliki massa jenis 7850 kg/m³.

Tabel 4.4 Frekuensi Natural dan kecepatan kritis poros model 1

Mode	Frekuensi Natural [Hz]	Kecepatan Kritis (Rpm)
1,	366,81	21.988
2,	366,93	22.036
3,	1011,4	60.395
4,	1012,1	61.020
5,	1096,3	65.346
6,	1096,6	66.248
7,	1208,5	-

8,	2029,	-
9,	2029,4	-
10,	2296,7	-

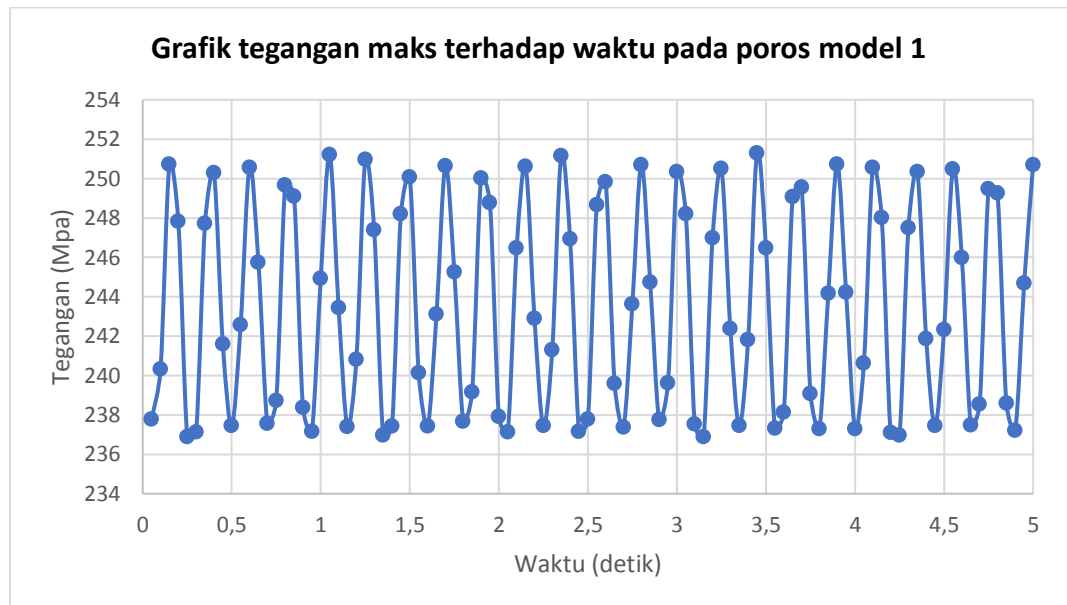
Dari Frekuensi Natrural dan kecepatan kritis poros model 1 diatas didapat 10 mode frekuensi natural terhadap putaran poros dari 0 hingga 25.000 Rpm. pada frekuensi mode 1 poros mengalami kecepatan kritis pada 21.988 Rpm dengan arah putaran whril ke belakang dan frekuensi mode 2 memiliki kecepatan kritis pada 22.036 Rpm dengan arah berputar ke depan. Untuk mode 3 sampai dengan 10 kecepatan kritis berada diatas 25.000 Rpm. Sedangkan pada kasus Poros ini maksimal kecepatan poros hanya 414,49 Rpm. Maka dapat dikatakan bahwa dalam penggunaan poros model 1 jauh dibawah kecepatan kritis untuk mode 1 maka dapat dikatakan aman.



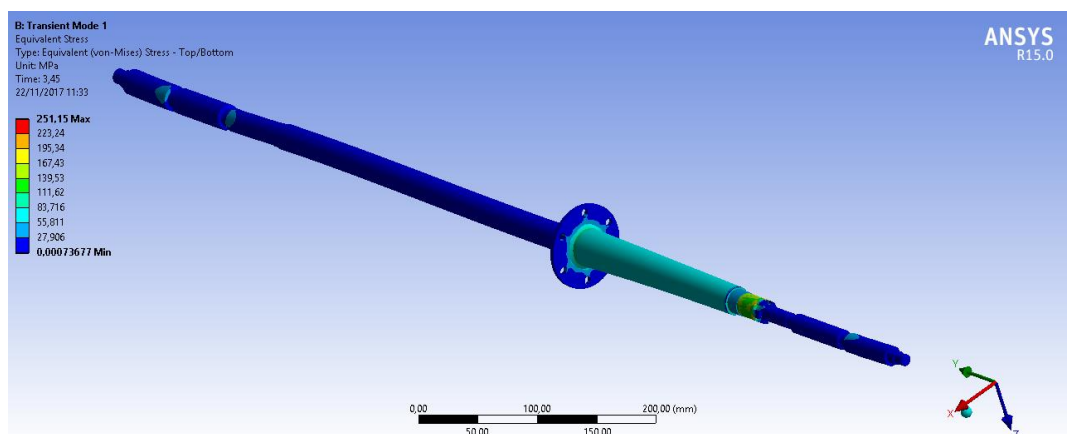
Gambar 4.12 hasil analisa bentuk defleksi pada poros model 1 pada kondisi kecepatan kritis saat mode 1.

Dari gambar diatas menjelaskan tentang kondisi poros tepat berada kecepatan kritis mode 1 yaitu 21.988 Rpm maka bentuk dan besarnya defleksi seperti pada gambar diatas. Dimana pada bagian

batang penghubung roda yang berwarna merah mengalami defleksi maksimal sebesar 56,178 mm.



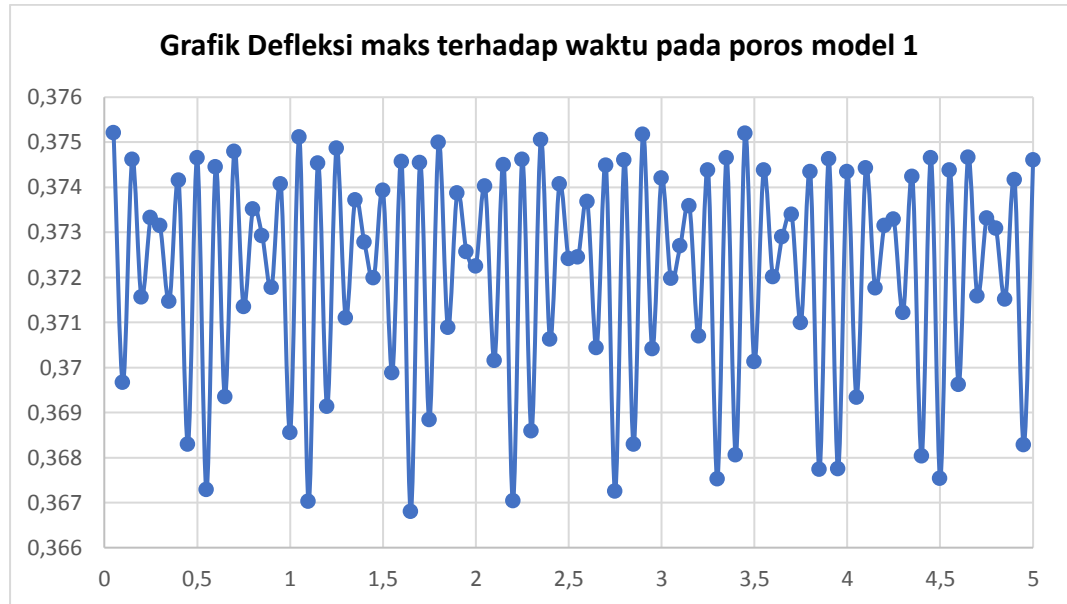
Gambar 4.13 Grafik tegangan maksimum pada poros *Final Drive* Model 1 selama 5 detik.



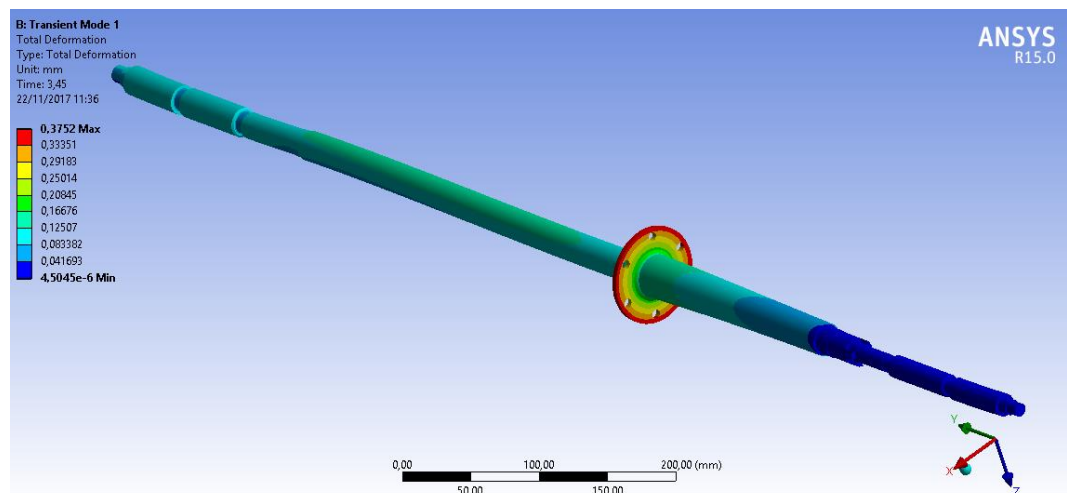
Gambar 4.14 Tegangan yang terjadi pada poros *Final Drive* Model 1.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa besarnya Tegangan maksimal pada gambar 4.14 adalah 251,29 Mpa saat detik ke 3,45 lokasi tegangan terbesar tersebut ada pada sisi Pasak Cakar (Dog Clutch). Dilihat dari gambar 4.14 sebagian besar poros final drive berwarna biru dan biru muda atau memiliki tegangan 20 - 80

Mpa. Kemudian pada bagian sebelah sisi pasak cakar (Dog Clutch) atau bagian yang berwarna hijau juga menerima tegangan sekitar 125 Mpa. Dilihat dari pola tegangan seperti ini merupakan akibat dari beban Torsi yang diaplikasikan.

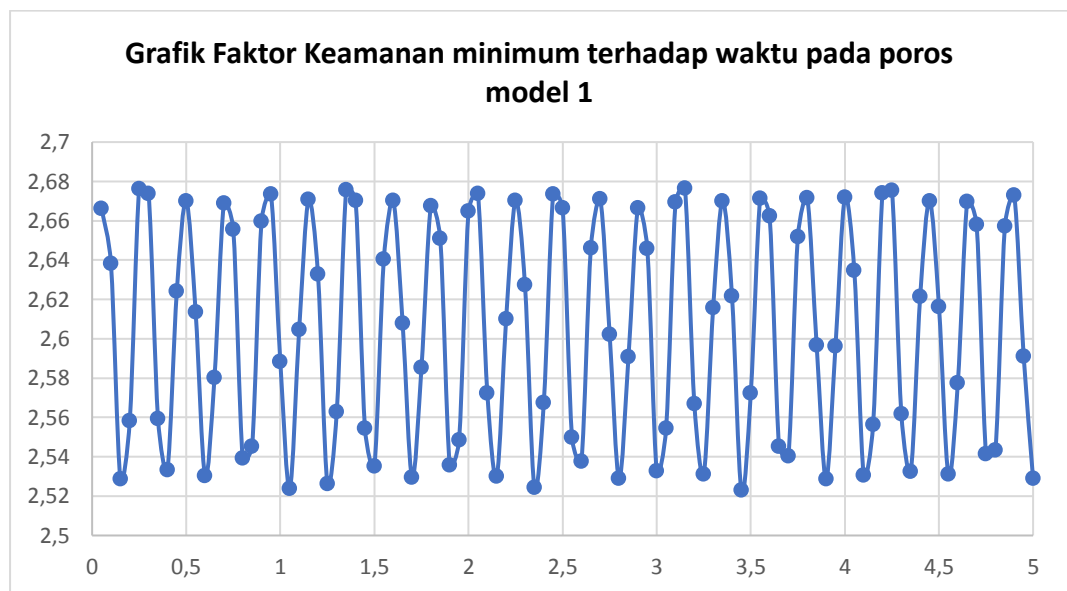


Gambar 4.15 Grafik Defleksi maksimum pada poros *Final Drive* Model 1 selama 5 detik.

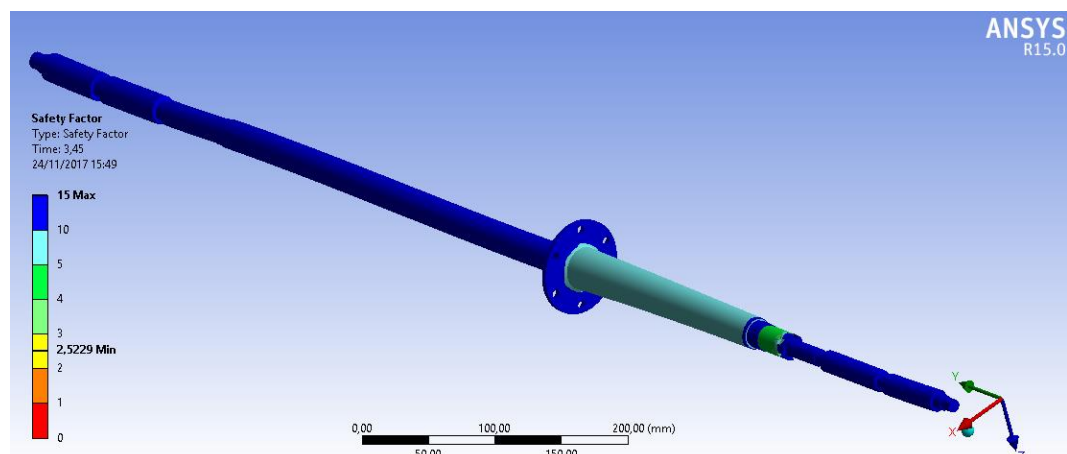


Gambar 4.16 Defleksi yang terjadi pada poros *Final Drive* Model 1.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa besarnya Defleksi maksimal pada gambar 4.16 adalah 0,3752 mm saat detik ke 3,45 lokasi Defleksi terbesar tersebut ada pada mounting sproket. Dilihat dari gambar 4.16 sebagian besar poros final drive berwarna hijau muda atau berDefleksi sekitar 0,13 mm dikarenakan bagian tersebut ikut bergerak karena torsi. Namun pada bagian pasak cakar (Dog Clutch) hampir tidak berDefleksi karena pada bagian pasak cakar memiliki tumpuan agar tidak ikut berputar.

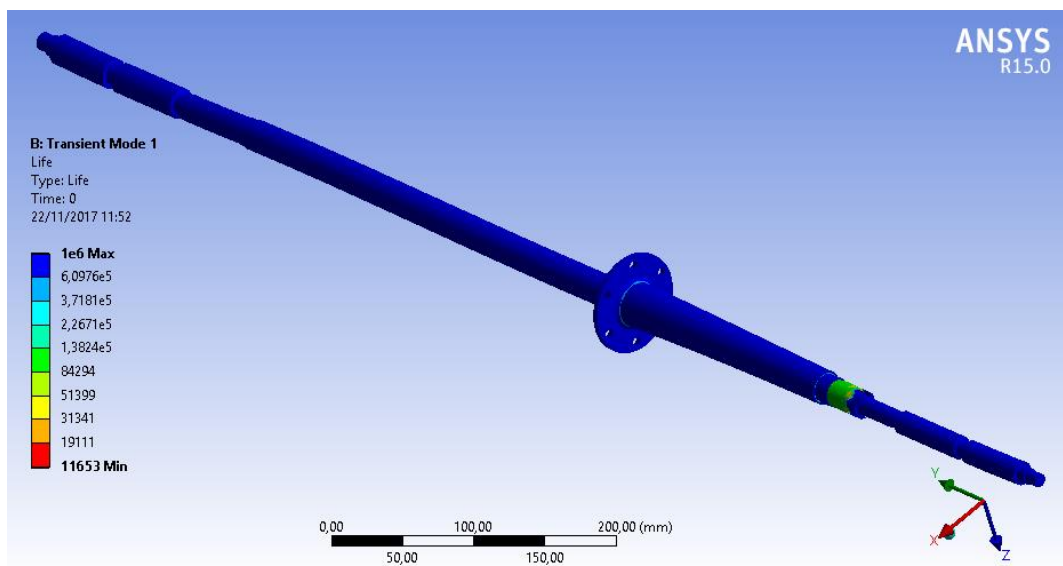


Gambar 4.17 Faktor Keamanan pada poros *Final Drive* Model 1 selama 5 detik.



Gambar 4.18 Faktor Keamanan pada poros *Final Drive* Model 1.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa Faktor keamanan minimum pada gambar 4.18 adalah 2,5229 saat detik ke 3,45 lokasi Faktor keamanan terkecil ada pada sisi Pasak Cakar (Dog Clutch). Dilihat dari gambar 4.18 sebagian besar poros final drive berwarna Biru atau memiliki faktor keamanan lebih dari 10 dikarenakan bagian tersebut memiliki tegangan yang kecil. Namun pada bagian sebelah pasak cakar (Dog Clutch) yang berwarna Hijau memiliki faktor keamanan diantara 4 dan 5. Dan pada bagian pemindah torsi memiliki warna biru muda yang artinya faktor keamanannya diantara 5 hingga 10.



Gambar 4.19 perkiraan umur pada poros *Final Drive* Model 1.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa umur untuk poros final drive system ini memiliki usia terpendek 11.653 siklus. Dilihat dari gambar 4.19 sebagian besar poros final drive berwarna Biru atau memiliki usia 1.000.000 siklus. Kemudian pada bagian sebelah pasak cakar memiliki warna hijau atau memiliki usia sekitar 100.000 siklus. dilihat dari gambar 4.19 bagian poros yang mengalami usia termasuk pendek diantara bagian lain adalah bagian pasak cakar

(Dog Clutch) ini berarti bahwa beban torsi memiliki kontribusi besar terhadap umur komponen.

B. Model 2

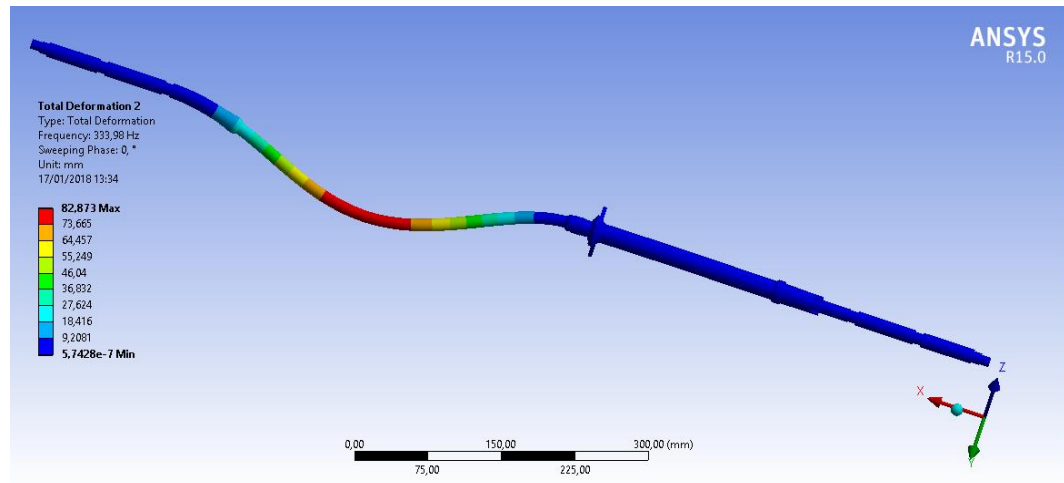
Hasil dari desain poros model ini didapat bobot 1,58 kg dengan volume total 201.030 mm³ menggunakan material Steel AISI 4340 242 HR yang memiliki massa jenis 7850 kg/m³. Poros model 2 memiliki berat lebih ringan 0,6048 Kg dibanding dengan poros model 1 ini merupakan kelebihan dari poros model 2.

Tabel 4.5 Frekuensi Natural Poros dan Kecepatan Kritis model 2

Mode	Frekuensi Natural [Hz]	Kecepatan Kritis (Rpm)
1,	333,98	20.025
2,	334,03	20.055
3,	857,02	51.283
4,	857,25	51.575
5,	984,5	59.070
6,	1057,2	62.983
7,	1059,	-
8,	1611,2	-
9,	1611,5	-
10,	1952,8	-

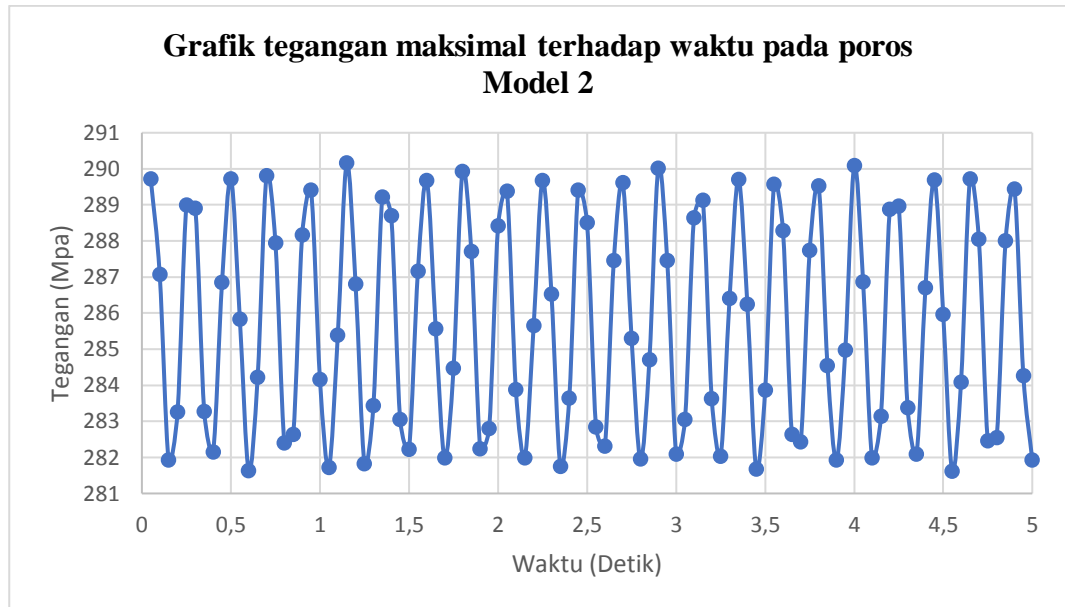
Dari Tabel frekuensi natural dan kecepatan Kritis dari Poros model 2 diatas didapat 10 mode frekuensi natural terhadap putaran poros dari 0 hingga 25.000 Rpm. pada frekuensi mode 1 poros mengalami kecepatan kritis pada 20.025 Rpm dengan arah putaran whril ke belakang dan frekuensi mode 2 memiliki kecepatan kritis pada 20.055 Rpm dengan arah berputar ke depan. Kecepatan kritis mode 1 dan 2 pada poros model 2 lebih rendah dari poros model 1. Untuk mode 3 sampai dengan 10 kecepatan kritis berada diatas

25.000 Rpm. Sedangkan pada kasus Poros ini maksimal kecepatan poros hanya 414,49 Rpm. Maka dapat dikatakan bahwa dalam penggunaan poros model 2 jauh dibawah kecepatan kritis untuk mode 1 maka dapat dikatakan aman.

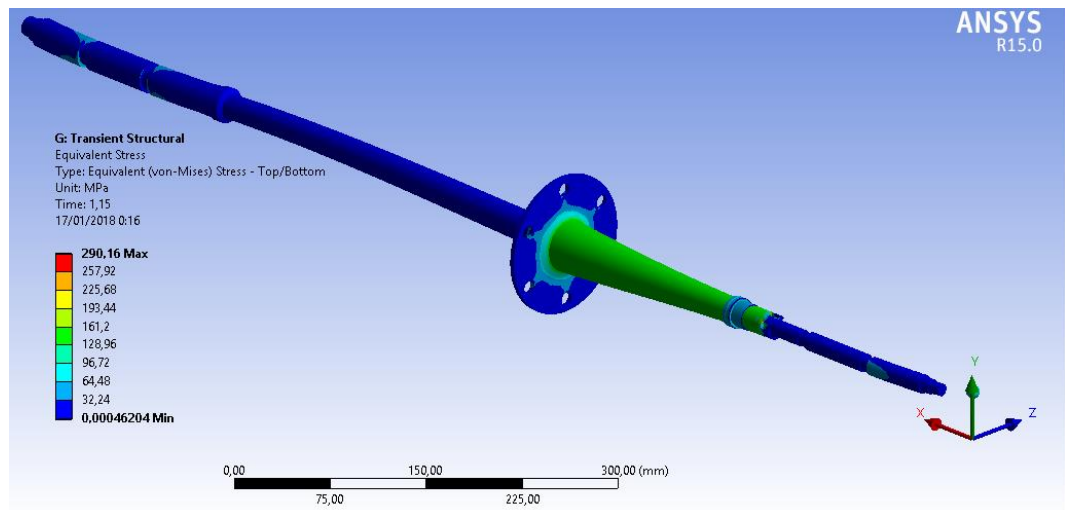


Gambar 4.20 hasil analisa bentuk defleksi pada poros model 2 pada kondisi kecepatan kritis saat mode 1.

Dari gambar diatas menjelaskan tentang kondisi poros tepat berada kecepatan kritis mode 1 yaitu 20.025 Rpm maka bentuk dan besarnya defleksi seperti pada gambar diatas. Dimana pada bagian batang penghubung roda yang berwarna merah mengalami defleksi maksimal sebesar 82,873 mm. poros model 2 memiliki defleksi maksimal yang lebih besar 26,695 mm dari poros model 1.



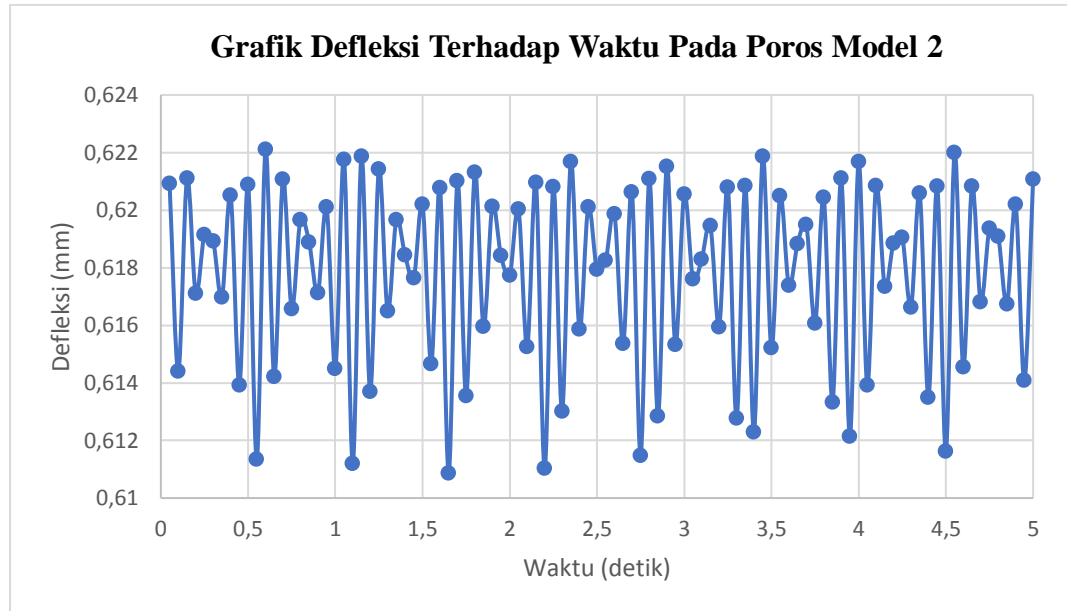
Gambar 4.21 Grafik tegangan maksimum terhadap waktu pada poros *Final Drive* Model 2 selama 5 detik.



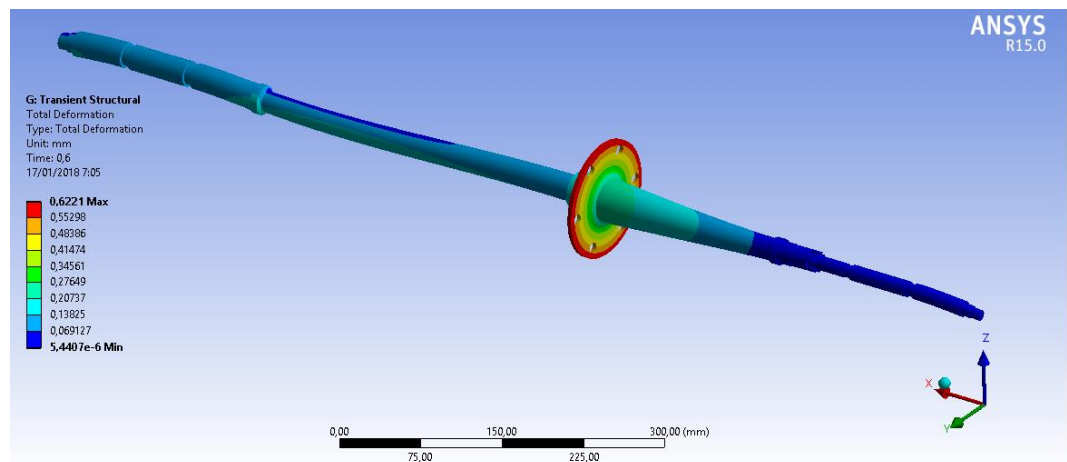
Gambar 4.22 Tegangan yang terjadi pada poros *Final Drive* Model 2.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa besarnya Tegangan maksimal pada gambar 4.22 adalah 290,16 Mpa saat detik ke 1,15 sama seperti pasak model 1 lokasi tegangan terbesar tersebut ada pada sisi Pasak Cakar (Dog Clutch). Dilihat dari gambar 4.22 sebagian besar poros final drive berwarna biru memiliki tegangan 30 Mpa. Kemudian pada bagian sebelah sisi pasak cakar (Dog Clutch) dan bagian pemindah torsi atau bagian yang berwarna hijau juga

menerima tegangan sekitar 140 Mpa. Tegangan maksimal lebih besar 38,87 Mpa dari poros model 1 dan poros model 2 lebih banyak bagian yang berwarna hijau. Itu berarti model 2 memiliki bagian tegangan yang lebih merata ketimbang model 1.



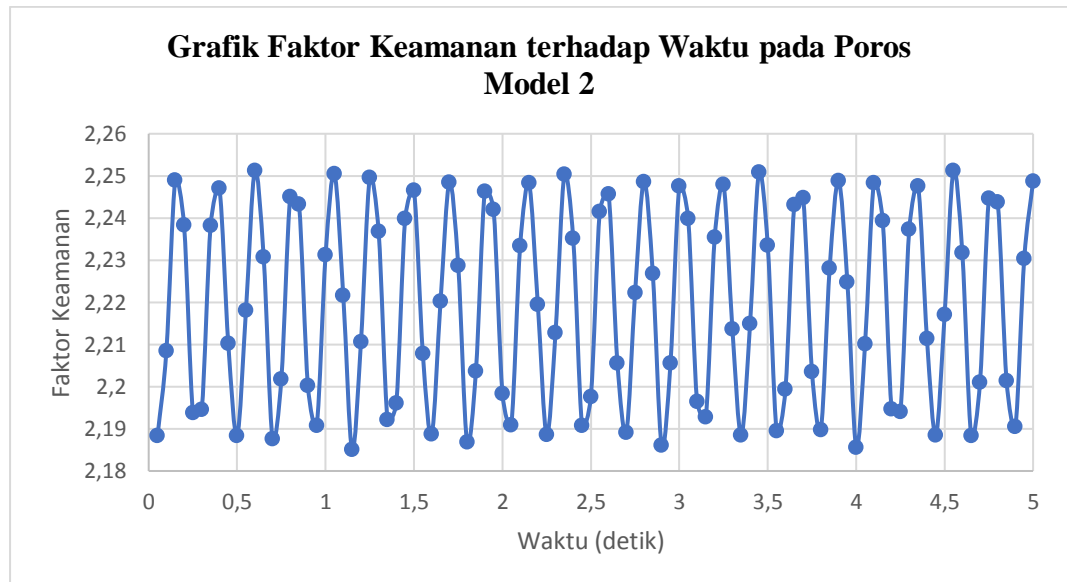
Gambar 4.23 Grafik defleksi maksimum yang terjadi pada poros *Final Drive Model 2*.



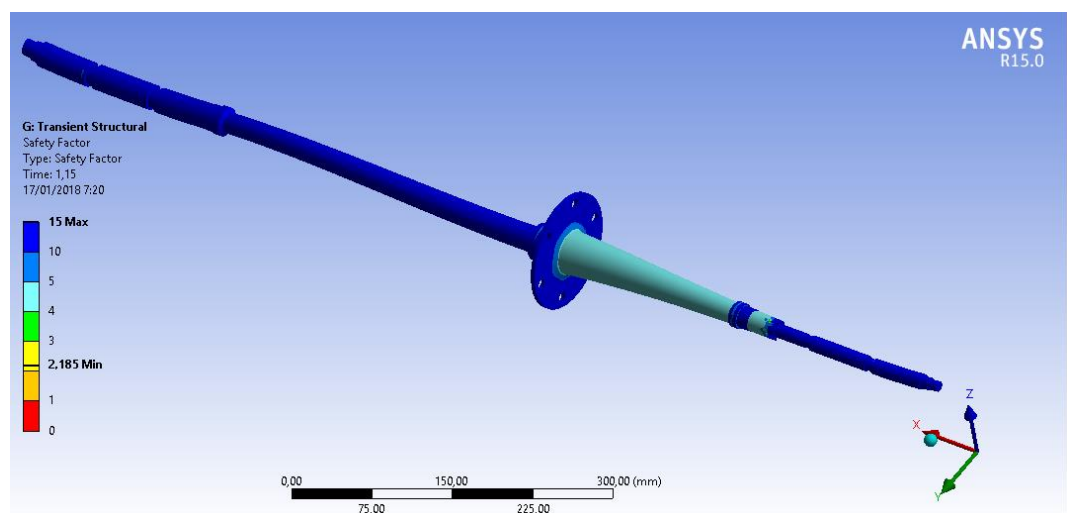
Gambar 4.24 Defleksi yang terjadi pada poros *Final Drive Model 2*.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa besarnya Defleksi maksimal pada gambar 4.24 adalah 0,6221 mm saat detik ke 0,6 lokasi Defleksi terbesar tersebut ada pada mounting sproket. Dilihat dari gambar 4.24 sebagian besar poros final drive berwarna biru

muda atau berdefleksi sekitar 0,08 mm dikarenakan bagian tersebut ikut bergerak karena torsi. Pada poros model 2 memiliki Defleksi lebih besar 0,2469 mm dari poros model 1 dikarenakan diameter bagian pemindah torsi lebih kecil 4 mm ketimbang model 1.



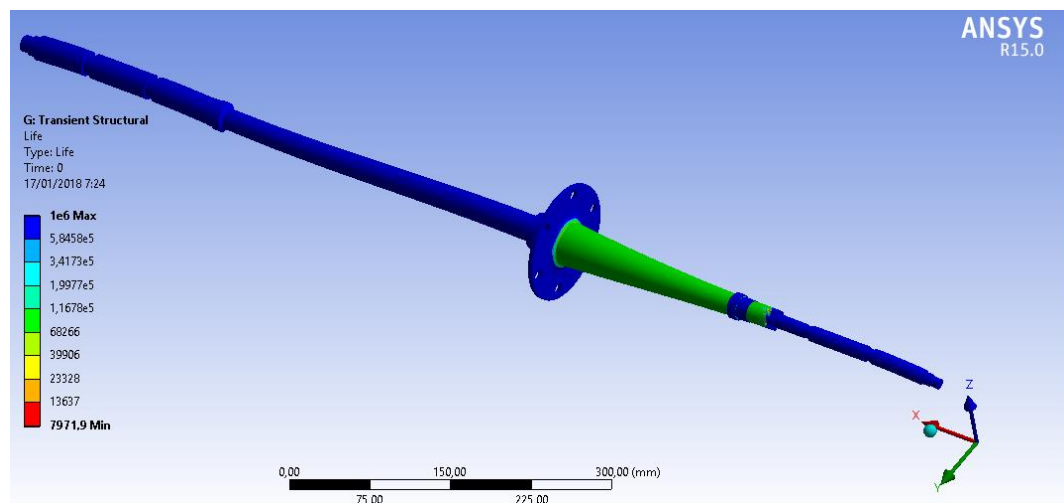
Gambar 4.25 Grafik faktor keamanan minimum terhadap waktu pada poros *Final Drive* Model 2.



Gambar 4.26 Faktor keamanan pada poros *Final Drive* Model 2.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa Faktor keamanan minimum pada gambar 4.26 adalah 2,185 saat detik ke 1,15 lokasi

Faktor keamanan terkecil ada pada sisi pasak Cakar (dog Clutch). Dilihat dari gambar 4.26 sebagian besar poros final drive berwarna Biru atau memiliki faktor kemanan lebih dari 10 dikarenakan bagian tersebut memiliki tegangan yang kecil. Namun pada bagian sebelah pasak cakar (Dog Clutch) hingga ke bagian pemindah torsi yang berwarna biru muda memiliki faktor keamanan diantara 4 dan 5. Pada model 2 memiliki faktor keamanan minimum yang lebih kecil 0,3379 dan memiliki area warna biru muda atau faktor keamanan (sekitar 4,5) yang lebih banyak dibanding model 1.



Gambar 4.27 Perkiraan umur pada poros *Final Drive* Model 2.

Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa umur untuk poros final drive system ini memiliki usia terpendek 7.971,9 siklus. Dilihat dari gambar 4.27 sebagian besar poros final drive berwarna Biru atau memiliki usia 1.000.000 siklus. Kemudian pada bagian sebelah pasak cakar dan bagian pemindah torsi memiliki warna hijau atau memiliki usia sekitar 100.000 siklus. dilihat dari gambar 4.27 bagian poros yang mengalami usia termasuk pendek diantara bagian lain adalah bagian pasak cakar (Dog Clutch). Pada poros final drive model 2 memiliki bagian yang berwarna hijau lebih banyak ketimbang poros final drive model 1. Dibanding poros model 1, poros model 2 memiliki umur yang lebih pendek 3681,1 siklus.

4.7 Perbandingan hasil analisis poros *Final Drive* Model 1 dengan Model 2

Tabel 4.6 Perbandingan hasil analisis poros model 1 dan poros model 2

	Kebutuhan	Target	Poros Model 1	Poros model 2
Kecepatan kritis mode 1	Lebih dari 414,49 Rpm	-	21.988 Rpm	20.025 Rpm
Kecepatan kritis mode 2	-	-	22.036 Rpm	20.055 Rpm
Defleksi saat kecepatan kritis mode 1	-	-	56,178 mm	82,873 mm
Massa	Kurang dari 3 Kg	Seringan Mungkin	2,18 kg	1,58 kg
Tegangan maksimal	Kurang dari 317 Mpa	-	251,29 Mpa	290,16 Mpa
Defleksi maksimal	Kurang dari 1 mm	Sekecil mungkin	0,3725 mm	0,6221 mm
Faktor keamanan minimal	Lebih dari 2.0	Tepat 2.0	2,5229	2,185
Umur minimal	-	Selama mungkin	11.653 siklus	7.971,9 siklus

Pada perbandingan tabel 4.6 di atas, kebutuhan diambil dari Tabel 3.2 dimana poros diharapkan memiliki berat dibawah 3 Kg, faktor keamanan minimal 2.0 berdasarkan teori faktor keamanan material yang digunakan termasuk dalam material ulet. Dan merupakan Perancangan elemen mesin yang menerima beban dinamis dengan tingkat kepercayaan tinggi untuk semua data perancangan. Tegangan maksimal kurang dari 317 Mpa diambil dari tegangan izin untuk faktor keamanan 2. Dan defleksi kurang dari 1 mm diambil dari tabel 3.2. sedangkan kecepatan maksimal

poros harus lebih dari 414,49 Rpm diambil dari kecepatan mesin maksimum yaitu 7000 Rpm dengan rasio reduksi 16,888.

Dilihat dari kebutuhan maka ke dua poros tersebut masuk kedalam kategori. Namun poros manakah yang paling sesuai untuk perlombaan mobil hemat energi? Berikut ini komparasi berdasarkan Bobot aspek berdasarkan kebutuhan tim :

1. Berat pada poros model 2 lebih ringan 37,9% dibanding poros model 1.
2. Defleksi pada poros model 1 lebih kecil 67% ketimbang poros model 2.
3. Umur poros model 1 lebih lama 46,1% ketimbang poros model 2.
4. Kecepatan kritis mode 1 dari model 1 lebih tinggi 9,6% dari poros model 2.

Setelah mendapat persentase keunggulan spesifikasi tersebut maka dibuat tabel poin pemilihan yang dinilai dari besar bobot diatas. Dengan mengkalikan bobot penilaian dengan persentase keunggulan spesifikasi tersebut maka didapat tabel Sebagai berikut :

Tabel 4.7 poin pemilihan spesifikasi poros *Final Drive System*

	Poros model 1	Poros model 2	Bobot	Poin Model 1	Poin Model 2
Massa		37,9%	0,6		0,2274
Defleksi	67%		0,2	0,134	
Umur	46,1%		0,1	0,0461	
Kecepatan kritis	9,6%		0,1	0,0096	
Total Poin pemilihan				0,1899	0,2274

Dari Poin pemilihan spesifikasi poros diatas hasil total poin yang diperoleh untuk poros model 1 adalah 0,1899 sedangkan untuk poros model 2 adalah 0,2274. Dari pemilihan diatas jelas poros model 2 lebih sesuai untuk penggunaan kompetisi mobil hemat energi.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Model poros yang sesuai adalah poros model 2 yang memiliki diameter 20 mm pada bagian pemindah torsi, diameter 12 mm pada penghubung roda dan diameter 14 mm pada bearing seater.
2. Berdasarkan hasil simulasi menggunakan software Ansys, didapatkan Poros model 1 memiliki berat 1,58 Kg dan lebih ringan 37,9% dari poros model 1. Walaupun poros model 1 memiliki banyak keunggulan diantaranya, defleksi 0,3725 mm lebih kecil dari poros model 2 yang memiliki defleksi 0,6221 mm, memiliki faktor keamanan 2,5229 dibanding poros model 2 yang hanya 2,185 dan kecepatan kritis pada 22.000 rpm dibanding poros model 2 yang hanya 20.000 rpm. Dan poros model 1 memiliki umur 11.653 siklus sedangkan poros model 2 hanya 7.971 siklus saja.

5.2 Saran

Diharapkan penelitian ini dapat diperluas, seperti material yang digunakan, finishing dari part tersebut, treatment material. Jika, perlu satu keseluruhan model mobil yang mungkin diperlukan tim untuk menyusun penelitian sebesar itu. Selain itu untuk penelitian dengan bidang perancangan selanjutnya diharapkan untuk memperhatikan beberapa faktor seperti model 3D, meshing, dan kondisi batas.

DAFTAR PUSTAKA

- Bathe Klaus-Jurgen. *Finite Element Procedures*. USA: Prentice Hall International Editions Inc, 1996.
- Hidayat, Nur dkk. *Autodesk Inventor Mastering 3D Mechanical Design*. Bandung: Informatika, 2011.
- Kamajaya, *Cerdas Belajar Fisika*. Jakarta: PT. Grafindo Media Pratama, 2007.
- Liu, Yijun. *Lecture Notes: Introduction to the Finite Element Method*. Cincinnati, 2003.
- Mott, Robert L. *Machine Elements In Mechanical Design fourth edition*. Ohio : Upper Saddle River, 2004.
- Sadam, Ahmad. *Desain Sliding Bridge Sebagai Solusi Peningkatan Pelayanan Transjakarta*. Jakarta:UNJ, 2015.
- Salafudin, Hafids. *Desain dan Analisis Kekuatan Pada Rangka Kendaraan Jenis Prototype Sesuai Standar Shell Eco Marathon Asia*. Jakarta:UNJ 2016.
- Saputro, Eko Deny. *Pengujian Karaktersitik Rangka Kendaraan Type Ladder Frame Dan Type Monoqocue Untuk Kendaraan Jenis Prototype Dengan menggunakan Software Metode Elemen Hingga*. Jakarta:UNJ, 2016
- Widodo, Slamet. *Dasar-Dasar Analisis Dalam Ilmu Mekanika Bahan*. Jogjakarta: UNY, 2009.
- Fadila, Ary, *Analisis Simulasi Struktur Chassis Mobil Mesin Usu Berbahan Besi Struktur Terhadap Beban Statik Dengan Menggunakan Perangkat Lunak Ansys 14.5*. Medan:USU, 2013)
- Wahono, Setio. *Optimasi Desain Chassis Kendaraan Mobil Hemat Energi Jenis Urban Concept Si- Jayaraya Dengan Pemilihan Tipe Penampang Batang*. Jakarta:UNJ, 2017
- Yon F Huda. *Mahir menggunakan Autodesk Inventor Pro 2013 untuk Menggambar Mesin 3D*. Jakarta:andi, 2014
- R.S. Khurmi dan J.K. Gupta. *A TextBook of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House
- Pulkrabek, Willard W. *Engineering Fundamentals Of the Internal Combustion Engine* . New Jersey : Prentice-Hall, Inc, 1997.

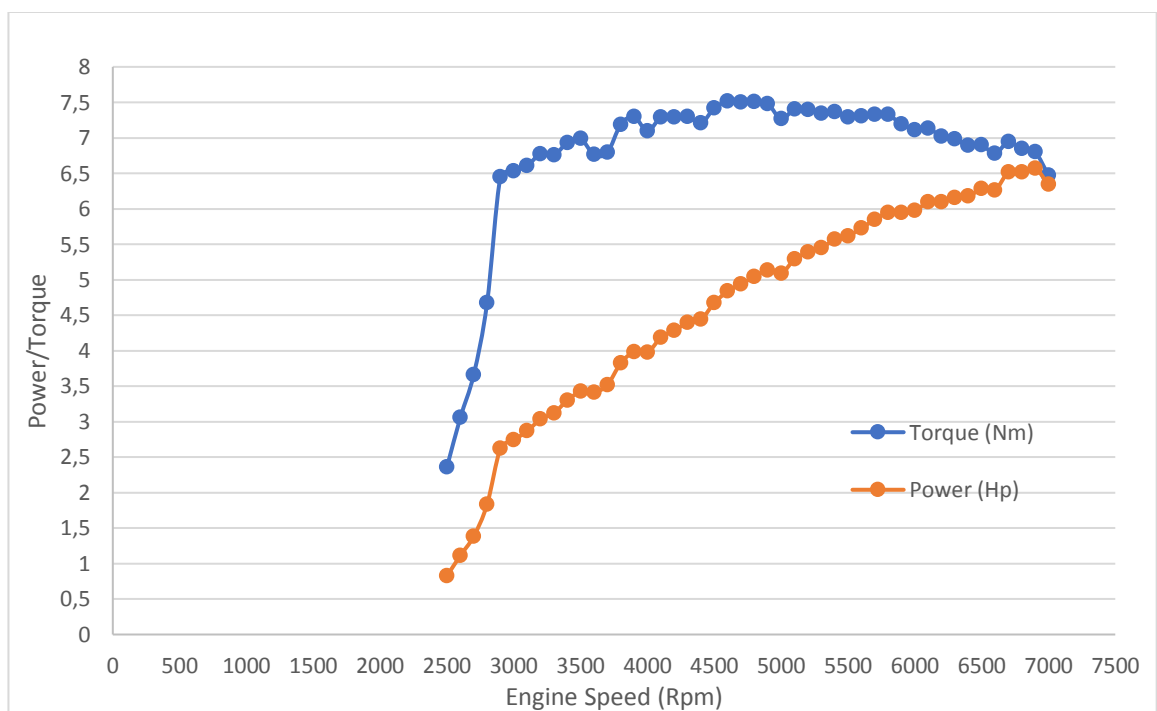
LAMPIRAN

Tabel Daya dan Torsi Performa Motor Bakar

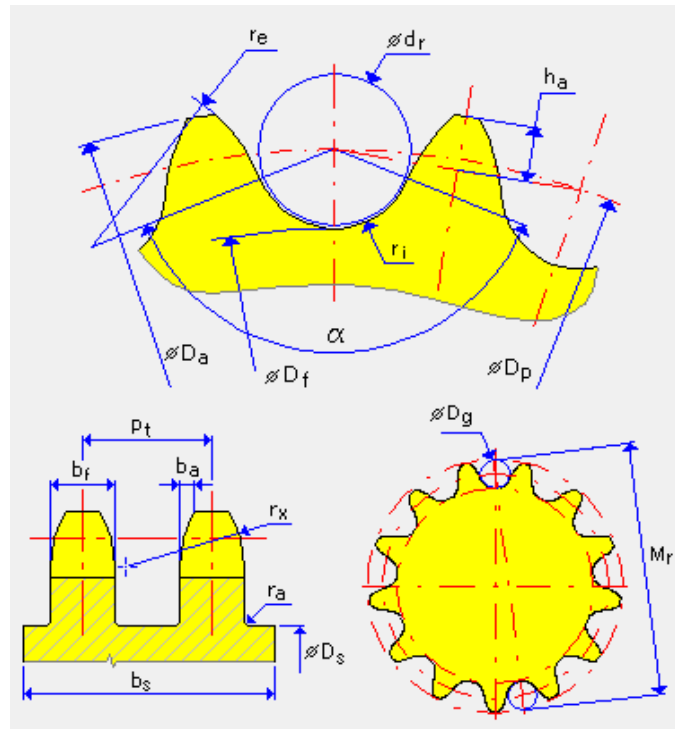
Engine Performance				
RPM	Torque		Power	
	N.M	ft-Lbs	HP	KW
0	0	0	0	0
2500	2,361	1,736029	0,826366	0,618357
2600	3,0563	2,247279	1,112515	0,832478
2700	3,6606	2,691618	1,383733	1,035427
2800	4,6703	3,434044	1,830793	1,369955
2900	6,4493	4,742132	2,618466	1,959359
3000	6,5299	4,801397	2,742611	2,052254
3100	6,606	4,857353	2,867059	2,145377
3200	6,7738	4,980735	3,034721	2,270836
3300	6,7537	4,965956	3,120269	2,334851
3400	6,9305	5,095956	3,298981	2,468578
3500	6,9864	5,137059	3,423402	2,56168
3600	6,7649	4,974191	3,409575	2,551334
3700	6,7917	4,993897	3,518168	2,632592
3800	7,1878	5,285147	3,823983	2,861429
3900	7,2952	5,364118	3,983256	2,98061
4000	7,0961	5,217721	3,973892	2,973604
4100	7,2863	5,357574	4,182417	3,129639
4200	7,2863	5,357574	4,284427	3,205972
4300	7,2997	5,367426	4,394504	3,288341
4400	7,2035	5,296691	4,437441	3,32047
4500	7,4183	5,454632	4,673619	3,497199
4600	7,5123	5,52375	4,838014	3,620213
4700	7,5011	5,515515	4,935819	3,693399
4800	7,5078	5,520441	5,045338	3,775351
4900	7,481	5,500735	5,132065	3,840247
5000	7,2661	5,342721	5,086368	3,806052
5100	7,4049	5,444779	5,2872	3,956332
5200	7,3982	5,439853	5,385993	4,030258
5300	7,34	5,397059	5,446385	4,075448
5400	7,3624	5,413529	5,566081	4,165015
5500	7,293	5,3625	5,615718	4,202157
5600	7,3042	5,370735	5,726603	4,285131
5700	7,3266	5,387206	5,846739	4,375027
5800	7,3243	5,385515	5,947446	4,450384

5900	7,1945	5,290074	5,942771	4,446886
6000	7,1095	5,227574	5,972095	4,468829
6100	7,1341	5,245662	6,092638	4,55903
6200	7,02	5,161765	6,093477	4,559657
6300	6,9797	5,132132	6,156214	4,606602
6400	6,8902	5,066324	6,173738	4,619715
6500	6,9014	5,074559	6,280395	4,699525
6600	6,7761	4,982426	6,261237	4,685189
6700	6,9439	5,105809	6,513503	4,873956
6800	6,8454	5,033382	6,516946	4,876533
6900	6,8007	5,000515	6,569602	4,915935
7000	6,474	4,760294	6,344642	4,7476

Grafik performa motor bakar yang digunakan



Tabel dimensi Sproket 36t, 37t, 38t, 39t, dan 40t.



jumlah mata	Da	Dp	Dg	Dr
36	152,21	145,716	7,75	7,75
37	156,263	149,754	7,75	7,75
38	160,315	153,791	7,75	7,75
39	164,366	157,83	7,75	7,75
40	168,417	161,868	7,75	7,75

Perhitungan Beban Torsi pada Poros final drive system dengan sproket 39t saat 4600 Rpm

Diketahui :

1. pada tabel performa motor bakar saat 4600 Rpm memiliki torsi 7,5123Nm.
2. Susunan gearbox ada 3 kali reduksi, reduksi pertama 58/20, reduksi ke-2 33/17 dan reduksi terakhir pada sproket terakhir adalah 39/13. Maka didapat rasio reduksi total adalah 1 : 16,888.

Maka,

$$\begin{aligned}
 \text{Torsi 39t (Nm)} &= \text{Torsi Engine (Nm)} \times \text{Total Rasio} \dots\dots\dots(3.2) \\
 &= 7,5123 \text{ Nm} \times 16,888 \\
 &= 126,87 \text{ Nm pada poros}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Gaya Dorong yang dihasilkan bila menggunakan sproket 39t saat 4600 Rpm

Diketahui :

1. diameter roda 0,558 meter
2. torsi pada poros 126,88 Nm
3. Gaya hambat 2,25 N

Maka,

$$\begin{aligned}
 F_{xr} + 0 &= \frac{\text{torsi pada poros}}{r} 100\% - F_{drag} \dots\dots\dots(3.3) \\
 &= \frac{126,88 \text{ Nm}}{0,279} - 2,25 \text{ N} \\
 &= 452,48 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Akselerasi mobil bila menggunakan sproket 39t saat 4600 Rpm

Diketahui :

1. Gaya dorong mobil dengan sproket 39t saat 4600 Rpm adalah 452,52 N
2. Berat total mobil dengan Driver adalah 183,8 Kg

Maka,

$$a = \frac{\sum F}{m} \dots\dots\dots(3.4)$$

$$= \frac{452,48 \text{ N}}{183,8 \text{ Kg}} = 2,46 \text{ m/s}^2$$

Perhitungan Kecepatan mobil bila menggunakan sproket 39t saat 4600 Rpm

Diketahui :

1. Kecepatan putaran mesin adalah 4600 Rpm
2. Rasio Reduksi saat menggunakan sproket 39t adalah 16,89.
3. Diameter roda yang digunakan adalah 0,558 meter

Maka,

$$V = \omega \times \text{keliling roda}$$

$$= \frac{\left(\frac{\text{Rpm}}{\text{Rasio}}\right)}{60} \times \pi \times \phi \text{ Roda} \dots\dots\dots(3.5)$$

$$= \frac{\left(\frac{4600}{16,89}\right)}{60} \times \pi \times 0,558 \text{ m} = 7,96 \text{ m/s}$$

Perhitungan Waktu Tempuh mobil saat berakselerasi menggunakan sproket 39t pada saat 4600.

Diketahui :

1. Kecepatan akhir atau kecepatan saat 4600 Rpm adalah 7,96 m/s
2. Kecepatan awal atau kecepatan saat 4500 Rpm adalah 7,79 m/s (berdasarkan perhitungan yang sama seperti perhitungan kecepatan mobil)
3. Percepatan mobil saat 4600 Rpm adalah 2,46 m/s²
4. Waktu Sebelumnya pada 4500 Rpm adalah 7,37 detik

Maka,

$$a = \frac{\Delta V}{\Delta t} \dots\dots\dots(3.6)$$

Bila, $\Delta V = V_1 - V_0$ dan $\Delta t = t_1 - t_0$ maka :

$$t_1 = \frac{V_1 - V_0}{a} + t_0 \dots\dots\dots (3.7)$$

$$t_1 = \frac{7,96 \text{ m/s} - 7,79 \text{ m/s}}{2,46 \text{ m/s}^2} + 7,37 \text{ detik} = 7,44 \text{ detik}$$

Perhitungan Jarak Tempuh mobil saat berakselerasi menggunakan sproket 39t pada saat 4600 Rpm

Diketahui :

1. Kecepatan akhir atau kecepatan saat 4600 Rpm adalah 7,96 m/s
2. Kecepatan awal atau kecepatan saat 4500 Rpm adalah 7,79 m/s (berdasarkan perhitungan yang sama seperti perhitungan kecepatan mobil)
3. Waktu tempuh pada 4600 Rpm adalah 7,44 detik
4. Waktu tempuh Sebelumnya pada 4500 Rpm adalah 7,37 detik
5. Jarak tempuh mobil sebelumnya pada saat 4500 Rpm adalah 22,3 meter (berdasarkan perhitungan yang sama seperti perhitungan kecepatan mobil)

Maka,

$$\bar{V} = \frac{\Delta s}{\Delta t} \dots\dots\dots (3.8)$$

Bila, $\Delta S = S_1 - S_0$, $\Delta t = t_1 - t_0$ dan $\bar{V} = \frac{V_1 + V_0}{2}$ maka :

$$S_1 = \left(\frac{V_1 + V_0}{2} \right) \times (t_1 - t_0) + S_0 \dots\dots\dots (3.9)$$

$$= \left(\frac{7,96 \frac{\text{m}}{\text{s}} + 7,79 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2} \right) \times (7,44 \text{ detik} - 7,37 \text{ detik}) + 22,3 \text{ meter}$$

$$= 22,85 \text{ meter}$$

Perhitungan Gaya Berat saat berakselerasi pada poros belakang menggunakan sproket 39t saat 4500 Rpm

Diketahui :

1. Jarak horizontal dari titik berat ke roda belakang (b) adalah 600mm atau 0,6 meter

2. Wheel base atau jarak antara sumbu roda (L) adalah 1300 mm atau 1,3 meter
3. Gaya berat adalah $183,8 \text{ Kg} \times 10 \text{ m/s}^2 = 1838 \text{ N}$
4. Gaya Dorong pada saat 4600 Rpm adalah 452,52 N
5. Tinggi titik berat dari tanah (*ground*) adalah 400mm atau 0,4 meter

Maka,

$$F_{zi} = \left(\frac{b}{L} \times \text{Gaya Berat} \right) + \left(\text{Gaya Dorong} \times \frac{h}{b} \right) \dots\dots\dots(3.11)$$

$$= \left(\frac{0,6}{1,3} \times 1838 \text{ N} \right) + \left(452,48 \text{ N} \times \frac{0,4}{0,6} \right) = 1220,65 \text{ N}$$

Perhitungan Gaya Tarik rantai saat berakselerasi menggunakan sproket 39t pada saat 4600 Rpm

Diketahui,

1. Torsi pada poros adalah 126,87 Nm
2. Radius Sproket 39t pada spesifikasi adalah 78,915 mm atau 0,078915 meter

Maka,

$$F_{ch} = \frac{\text{Torsi pada Poros}}{\text{Radius Sproket}} \dots\dots\dots(3.12)$$

$$= \frac{126,87 \text{ Nm}}{0,078915 \text{ meter}} = 1607,679 \text{ N}$$

Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 36t

Engine Performance		Transmission		Diameter	Total	Drag	Geometry		Torque Load NM	Trust Force (N)	Acceleration (m/s ²)	Speed (m/s)	Time (s)	Distance (m)
RPM	Torque (N.M)	REDUCTION RATIO	Sprocket Radius (M)	Wheel (M)	Weight Vehicle (Kg)	Force (N)	CG to Rear Wheel (m)	CG to Road (m)						
0	0	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2500	2,36	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	36,81	129,67	0,71	4,69	6,64	15,57
2600	3,06	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	47,65	168,52	0,92	4,87	6,85	16,55
2700	3,66	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	57,07	202,29	1,10	5,06	7,02	17,40
2800	4,67	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	72,81	258,70	1,41	5,25	7,15	18,08
2900	6,45	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	100,54	358,10	1,95	5,44	7,25	18,60
3000	6,53	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	101,80	362,61	1,97	5,62	7,34	19,12
3100	6,61	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	102,98	366,86	2,00	5,81	7,44	19,66
3200	6,77	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	105,60	376,24	2,05	6,00	7,53	20,20
3300	6,75	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	105,28	375,11	2,04	6,19	7,62	20,76
3400	6,93	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,04	384,99	2,09	6,37	7,71	21,32
3500	6,99	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,91	388,12	2,11	6,56	7,80	21,90
3600	6,76	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	105,46	375,74	2,04	6,75	7,89	22,51
3700	6,79	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	105,88	377,24	2,05	6,94	7,98	23,13
3800	7,19	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	112,05	399,37	2,17	7,12	8,07	23,74
3900	7,30	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,73	405,37	2,21	7,31	8,15	24,35

4000	7,10	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	110,62	394,24	2,14	7,50	8,24	25,00
4100	7,29	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,59	404,87	2,20	7,69	8,33	25,65
4200	7,29	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,59	404,87	2,20	7,87	8,41	26,31
4300	7,30	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,80	405,62	2,21	8,06	8,50	26,99
4400	7,20	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	112,30	400,25	2,18	8,25	8,58	27,69
4500	7,42	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,64	412,25	2,24	8,44	8,67	28,39
4600	7,51	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,11	417,50	2,27	8,62	8,75	29,09
4700	7,50	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,94	416,87	2,27	8,81	8,83	29,81
4800	7,51	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,04	417,25	2,27	9,00	8,91	30,55
4900	7,48	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,62	415,75	2,26	9,19	9,00	31,30
5000	7,27	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,27	403,74	2,20	9,37	9,08	32,09
5100	7,40	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,44	411,50	2,24	9,56	9,17	32,88
5200	7,40	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,33	411,12	2,24	9,75	9,25	33,69
5300	7,34	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,42	407,87	2,22	9,94	9,33	34,53
5400	7,36	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,77	409,12	2,23	10,12	9,42	35,37
5500	7,29	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,69	405,25	2,20	10,31	9,50	36,24
5600	7,30	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,87	405,87	2,21	10,50	9,59	37,12
5700	7,33	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,22	407,12	2,22	10,69	9,67	38,02
5800	7,32	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,18	407,00	2,21	10,87	9,76	38,93
5900	7,19	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	112,16	399,74	2,17	11,06	9,84	39,88
6000	7,11	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	110,83	394,99	2,15	11,25	9,93	40,85
6100	7,13	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,21	396,37	2,16	11,44	10,02	41,84
6200	7,02	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	109,44	389,99	2,12	11,62	10,11	42,86

6300	6,98	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,81	387,74	2,11	11,81	10,19	43,90
6400	6,89	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	107,41	382,74	2,08	12,00	10,28	44,97
6500	6,90	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	107,59	383,37	2,09	12,19	10,37	46,06
6600	6,78	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	105,63	376,36	2,05	12,37	10,47	47,18
6700	6,94	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,25	385,74	2,10	12,56	10,56	48,30
6800	6,85	15,59	0,0729	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	106,71	380,24	2,07	12,75	10,65	49,44
6900	6,80	15,59	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	106,02	377,74	2,06	12,94	10,74	50,61
7000	6,47	15,59	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	100,92	359,49	1,96	13,12	10,83	51,86

Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 37t

Engine Performance		Transmission		Diameter Wheel (M)	Total Weight Vehicle (Kg)	Drag Force (N)	Geometry		Torque Load NM	Trust Force (N)	Acceleration (m/s ²)	Speed (m/s)	Time (s)	Distance (m)
RPM	Torque (N.M)	REDUCTION RATIO	Sprocket Radius (M)				CG to Rear Wheel (m)	CG to Road (m)						
0	0	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	0	0	0	0	0	0
2500	2,36	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	37,83	133,34	0,73	4,56	6,29	14,34
2600	3,06	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	48,97	173,26	0,94	4,74	6,48	15,24
2700	3,66	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	58,65	207,97	1,13	4,93	6,64	16,02
2800	4,67	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	74,83	265,95	1,45	5,11	6,77	16,65
2900	6,45	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	103,33	368,11	2,00	5,29	6,86	17,12
3000	6,53	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	104,62	372,74	2,03	5,47	6,95	17,61
3100	6,61	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	105,84	377,11	2,05	5,66	7,04	18,10
3200	6,77	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,53	386,75	2,10	5,84	7,12	18,60
3300	6,75	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,21	385,60	2,10	6,02	7,21	19,11
3400	6,93	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,04	395,75	2,15	6,20	7,30	19,63
3500	6,99	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,94	398,96	2,17	6,38	7,38	20,16
3600	6,76	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,39	386,24	2,10	6,57	7,47	20,72
3700	6,79	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,82	387,78	2,11	6,75	7,55	21,30
3800	7,19	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,16	410,52	2,23	6,93	7,63	21,86
3900	7,30	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,88	416,69	2,27	7,11	7,72	22,42

4000	7,10	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,69	405,26	2,20	7,30	7,80	23,02
4100	7,29	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,74	416,18	2,26	7,48	7,88	23,61
4200	7,29	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,74	416,18	2,26	7,66	7,96	24,22
4300	7,30	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,96	416,95	2,27	7,84	8,04	24,85
4400	7,20	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,42	411,43	2,24	8,03	8,12	25,49
4500	7,42	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,86	423,76	2,31	8,21	8,20	26,14
4600	7,51	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,36	429,16	2,33	8,39	8,28	26,78
4700	7,50	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,18	428,52	2,33	8,57	8,36	27,45
4800	7,51	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,29	428,90	2,33	8,76	8,43	28,13
4900	7,48	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	119,86	427,36	2,33	8,94	8,51	28,82
5000	7,27	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,42	415,02	2,26	9,12	8,59	29,55
5100	7,40	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,64	422,99	2,30	9,30	8,67	30,28
5200	7,40	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,54	422,61	2,30	9,49	8,75	31,03
5300	7,34	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,60	419,27	2,28	9,67	8,83	31,79
5400	7,36	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,96	420,55	2,29	9,85	8,91	32,57
5500	7,29	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,85	416,57	2,27	10,03	8,99	33,37
5600	7,30	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,03	417,21	2,27	10,22	9,07	34,18
5700	7,33	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,39	418,50	2,28	10,40	9,15	35,01
5800	7,32	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,35	418,36	2,28	10,58	9,23	35,85
5900	7,19	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,27	410,91	2,24	10,76	9,32	36,72
6000	7,11	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,91	406,03	2,21	10,95	9,40	37,62
6100	7,13	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,30	407,44	2,22	11,13	9,48	38,53
6200	7,02	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	112,48	400,89	2,18	11,31	9,56	39,46

6300	6,98	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,83	398,57	2,17	11,49	9,65	40,42
6400	6,89	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	110,40	393,43	2,14	11,68	9,73	41,41
6500	6,90	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	110,58	394,08	2,14	11,86	9,82	42,41
6600	6,78	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,57	386,88	2,10	12,04	9,90	43,45
6700	6,94	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,26	396,52	2,16	12,22	9,99	44,47
6800	6,85	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	109,68	390,86	2,13	12,40	10,08	45,53
6900	6,80	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,96	388,29	2,11	12,59	10,16	46,61
7000	6,47	16,02	0,07	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	103,73	369,53	2,01	12,77	10,25	47,76

Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 38t

Engine Performance		Transmission		Diameter Wheel (M)	Total Weight Vehicle (Kg)	Drag Force (N)	Geometry		Torque Load NM	Trust Force (N)	Acceleration (m/s ²)	Speed (m/s)	Time (s)	Distance (m)
RPM	Torque (N.M)	REDUCTION RATIO	Sprocket Radius (M)				CG to Rear Wheel (m)	CG to Road (m)						
0	0	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	0	0	0	0	0	0
2500	2,36	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	38,85	137	0,75	4,44	5,96	13,23
2600	3,06	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	50,29	178,01	0,97	4,62	6,14	14,06
2700	3,66	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	60,24	213,65	1,16	4,80	6,29	14,78
2800	4,67	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	76,85	273,20	1,49	4,97	6,41	15,36
2900	6,45	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	106,12	378,12	2,06	5,15	6,50	15,80
3000	6,53	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	107,45	382,88	2,08	5,33	6,58	16,25
3100	6,61	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,70	387,37	2,11	5,51	6,67	16,70
3200	6,77	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,46	397,26	2,16	5,68	6,75	17,16
3300	6,75	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,13	396,08	2,15	5,86	6,83	17,64
3400	6,93	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,04	406,51	2,21	6,04	6,91	18,12
3500	6,99	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,96	409,80	2,23	6,22	6,99	18,60
3600	6,76	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,32	396,74	2,16	6,39	7,08	19,12
3700	6,79	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,76	398,32	2,17	6,57	7,16	19,65
3800	7,19	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,28	421,68	2,29	6,75	7,24	20,17
3900	7,30	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,04	428,02	2,33	6,93	7,31	20,69

4000	7,10	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,77	416,27	2,26	7,11	7,39	21,24
4100	7,29	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	119,90	427,49	2,33	7,28	7,47	21,79
4200	7,29	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	119,90	427,49	2,33	7,46	7,54	22,35
4300	7,30	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,12	428,28	2,33	7,64	7,62	22,93
4400	7,20	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,54	422,61	2,30	7,82	7,70	23,53
4500	7,42	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	122,07	435,28	2,37	7,99	7,77	24,12
4600	7,51	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,62	440,82	2,40	8,17	7,85	24,72
4700	7,50	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,43	440,16	2,39	8,35	7,92	25,33
4800	7,51	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,54	440,55	2,40	8,53	7,99	25,96
4900	7,48	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,10	438,97	2,39	8,70	8,07	26,60
5000	7,27	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	119,57	426,30	2,32	8,88	8,14	27,27
5100	7,40	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,85	434,49	2,36	9,06	8,22	27,94
5200	7,40	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,74	434,09	2,36	9,24	8,30	28,63
5300	7,34	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,78	430,66	2,34	9,41	8,37	29,34
5400	7,36	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,15	431,98	2,35	9,59	8,45	30,06
5500	7,29	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,01	427,89	2,33	9,77	8,52	30,80
5600	7,30	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,19	428,55	2,33	9,95	8,60	31,55
5700	7,33	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,56	429,87	2,34	10,12	8,67	32,31
5800	7,32	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,52	429,73	2,34	10,30	8,75	33,08
5900	7,19	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,39	422,08	2,30	10,48	8,83	33,89
6000	7,11	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,99	417,06	2,27	10,66	8,91	34,72
6100	7,13	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,39	418,51	2,28	10,84	8,98	35,55
6200	7,02	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,52	411,78	2,24	11,01	9,06	36,42

6300	6,98	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,85	409,41	2,23	11,19	9,14	37,31
6400	6,89	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,38	404,13	2,20	11,37	9,22	38,22
6500	6,90	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,56	404,79	2,20	11,55	9,30	39,14
6600	6,78	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,50	397,40	2,16	11,72	9,39	40,10
6700	6,94	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,26	407,30	2,22	11,90	9,47	41,04
6800	6,85	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	112,64	401,49	2,18	12,08	9,55	42,02
6900	6,80	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,91	398,85	2,17	12,26	9,63	43,01
7000	6,47	16,46	0,0769	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	106,53	379,58	2,07	12,43	9,72	44,08

Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 39t

Engine Performance		Transmission		Diameter Wheel (M)	Total Weight Vehicle (Kg)	Drag Force (N)	Geometry		Torque Load NM	Trust Force (N)	Acceleration (m/s ²)	Speed (m/s)	Time (s)	Distance (m)
RPM	Torque (N.M)	REDUCTION RATIO	Sprocket Radius (M)				CG to Rear Wheel (m)	CG to Road (m)						
0	0	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	0	0	0	0	0	0
2500	2,36	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	39,87	140,66	0,77	4,33	5,65	12,23
2600	3,06	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	51,62	182,75	0,99	4,50	5,83	13,00
2700	3,66	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	61,82	219,33	1,19	4,67	5,97	13,66
2800	4,67	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	78,87	280,45	1,53	4,85	6,09	14,20
2900	6,45	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	108,92	388,13	2,11	5,02	6,17	14,61
3000	6,53	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	110,28	393,01	2,14	5,19	6,25	15,02
3100	6,61	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,56	397,62	2,16	5,37	6,33	15,44
3200	6,77	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,40	407,78	2,22	5,54	6,41	15,87
3300	6,75	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,06	406,56	2,21	5,71	6,49	16,31
3400	6,93	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,04	417,26	2,27	5,88	6,56	16,75
3500	6,99	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,99	420,65	2,29	6,06	6,64	17,20
3600	6,76	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,25	407,24	2,22	6,23	6,72	17,68
3700	6,79	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,70	408,86	2,22	6,40	6,79	18,17
3800	7,19	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,39	432,84	2,35	6,58	6,87	18,65
3900	7,30	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,20	439,34	2,39	6,75	6,94	19,13

4000	7,10	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	119,84	427,29	2,32	6,92	7,01	19,64
4100	7,29	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,05	438,80	2,39	7,10	7,09	20,15
4200	7,29	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,05	438,80	2,39	7,27	7,16	20,67
4300	7,30	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,28	439,61	2,39	7,44	7,23	21,20
4400	7,20	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,65	433,79	2,36	7,62	7,30	21,76
4500	7,42	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	125,28	446,79	2,43	7,79	7,38	22,30
4600	7,51	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,87	452,48	2,46	7,96	7,45	22,86
4700	7,50	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,68	451,80	2,46	8,13	7,52	23,42
4800	7,51	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,79	452,21	2,46	8,31	7,59	24,00
4900	7,48	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,34	450,58	2,45	8,48	7,66	24,60
5000	7,27	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	122,71	437,58	2,38	8,65	7,73	25,22
5100	7,40	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	125,06	445,98	2,43	8,83	7,80	25,84
5200	7,40	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	124,94	445,57	2,42	9,00	7,87	26,48
5300	7,34	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,96	442,05	2,41	9,17	7,94	27,13
5400	7,36	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	124,34	443,41	2,41	9,35	8,02	27,80
5500	7,29	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,17	439,20	2,39	9,52	8,09	28,48
5600	7,30	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,36	439,88	2,39	9,69	8,16	29,17
5700	7,33	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,73	441,24	2,40	9,87	8,23	29,88
5800	7,32	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,69	441,10	2,40	10,04	8,30	30,60
5900	7,19	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,50	433,24	2,36	10,21	8,38	31,34
6000	7,11	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,07	428,10	2,33	10,38	8,45	32,10
6100	7,13	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,48	429,59	2,34	10,56	8,53	32,88
6200	7,02	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,56	422,68	2,30	10,73	8,60	33,68

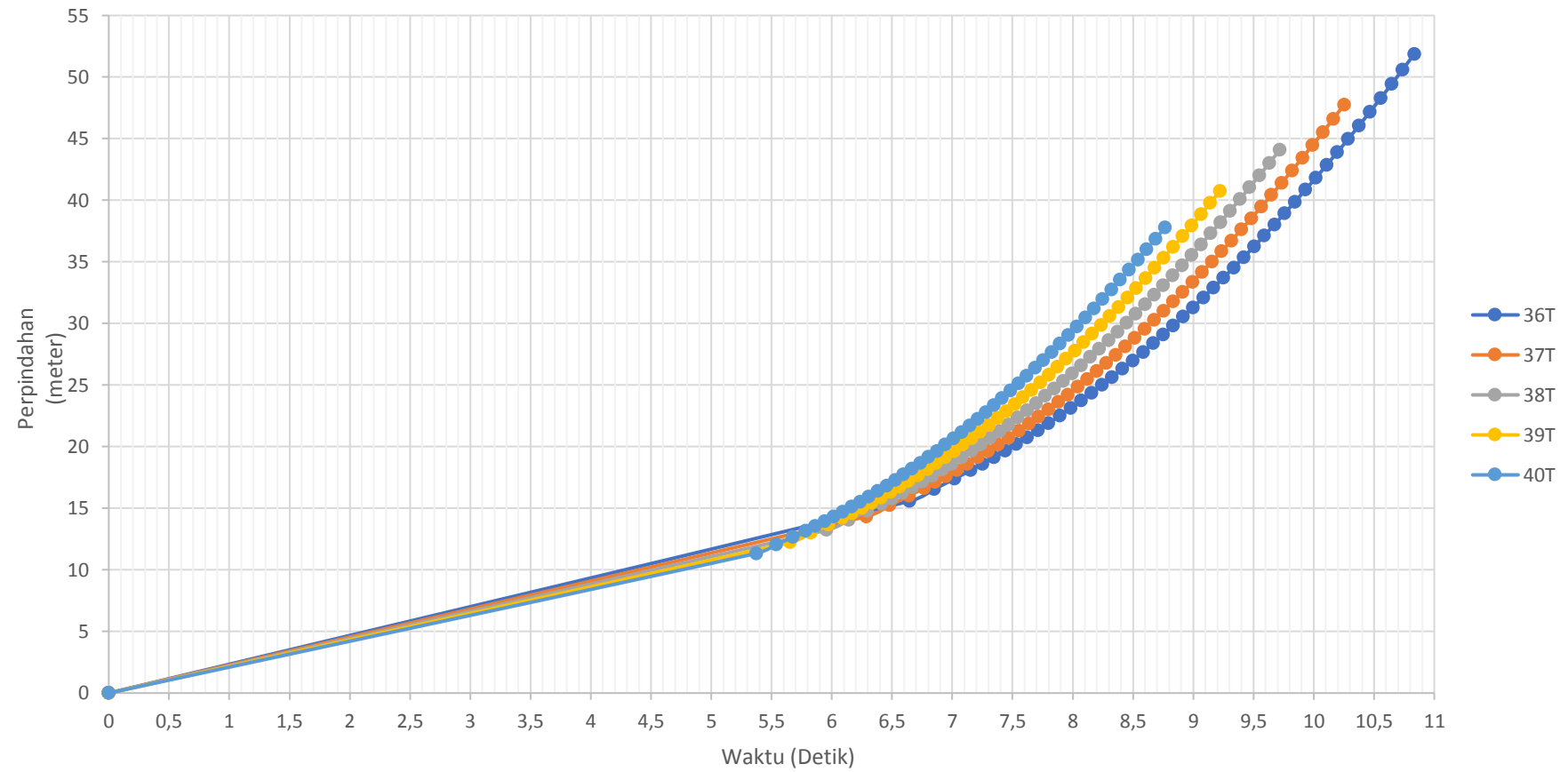
6300	6,98	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,87	420,24	2,29	10,90	8,68	34,50
6400	6,89	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,36	414,82	2,26	11,08	8,75	35,34
6500	6,90	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,55	415,50	2,26	11,25	8,83	36,20
6600	6,78	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,44	407,92	2,22	11,42	8,91	37,08
6700	6,94	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,27	418,07	2,27	11,60	8,99	37,96
6800	6,85	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	115,61	412,11	2,24	11,77	9,06	38,86
6900	6,80	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,85	409,41	2,23	11,94	9,14	39,78
7000	6,47	16,89	0,0789	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	109,33	389,63	2,12	12,11	9,22	40,76

Tabel Perhitungan Akselerasi Sproket 40t

Engine Performance		Transmission		Diameter Wheel (M)	Total Weight Vehicle (Kg)	Drag Force (N)	Geometry		Torque Load NM	Trust Force (N)	Acceleration (m/s ²)	Speed (m/s)	Time (s)	Distance (m)
RPM	Torque (N.M)	REDUCTION RATIO	Sprocket Radius (M)				CG to Rear Wheel (m)	CG to Road (m)						
0	0	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	0	0	0	0	0	0
2500	2,36	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	40,90	144,33	0,79	4,22	5,37	11,33
2600	3,06	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	52,94	187,50	1,02	4,39	5,54	12,04
2700	3,66	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	63,41	225,01	1,22	4,56	5,68	12,66
2800	4,67	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	80,90	287,70	1,57	4,72	5,78	13,16
2900	6,45	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	111,71	398,14	2,17	4,89	5,86	13,53
3000	6,53	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	113,11	403,15	2,19	5,06	5,94	13,92
3100	6,61	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	114,42	407,87	2,22	5,23	6,01	14,31
3200	6,77	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,33	418,29	2,28	5,40	6,09	14,70
3300	6,75	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	116,98	417,04	2,27	5,57	6,16	15,11
3400	6,93	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,05	428,02	2,33	5,74	6,24	15,52
3500	6,99	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,01	431,49	2,35	5,91	6,31	15,94
3600	6,76	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,18	417,74	2,27	6,07	6,38	16,38
3700	6,79	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,64	419,40	2,28	6,24	6,46	16,84
3800	7,19	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	124,50	443,99	2,42	6,41	6,53	17,28
3900	7,30	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,36	450,66	2,45	6,58	6,59	17,73

4000	7,10	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	122,91	438,30	2,38	6,75	6,66	18,20
4100	7,29	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,21	450,11	2,45	6,92	6,73	18,67
4200	7,29	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,21	450,11	2,45	7,09	6,80	19,15
4300	7,30	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,44	450,94	2,45	7,26	6,87	19,65
4400	7,20	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	124,77	444,97	2,42	7,42	6,94	20,16
4500	7,42	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	128,49	458,30	2,49	7,59	7,01	20,67
4600	7,51	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	130,12	464,14	2,53	7,76	7,08	21,18
4700	7,50	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	129,93	463,44	2,52	7,93	7,14	21,70
4800	7,51	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	130,04	463,86	2,52	8,10	7,21	22,24
4900	7,48	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	129,58	462,20	2,51	8,27	7,28	22,79
5000	7,27	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	125,86	448,85	2,44	8,44	7,35	23,37
5100	7,40	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	128,26	457,47	2,49	8,61	7,41	23,94
5200	7,40	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	128,15	457,06	2,49	8,77	7,48	24,53
5300	7,34	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	127,14	453,44	2,47	8,94	7,55	25,14
5400	7,36	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	127,53	454,83	2,47	9,11	7,62	25,76
5500	7,29	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,32	450,52	2,45	9,28	7,69	26,39
5600	7,30	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,52	451,22	2,45	9,45	7,76	27,03
5700	7,33	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,91	452,61	2,46	9,62	7,82	27,69
5800	7,32	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	126,87	452,47	2,46	9,79	7,89	28,35
5900	7,19	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	124,62	444,41	2,42	9,96	7,96	29,04
6000	7,11	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,15	439,13	2,39	10,12	8,03	29,75
6100	7,13	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	123,57	440,66	2,40	10,29	8,10	30,47
6200	7,02	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	121,60	433,58	2,36	10,46	8,17	31,21

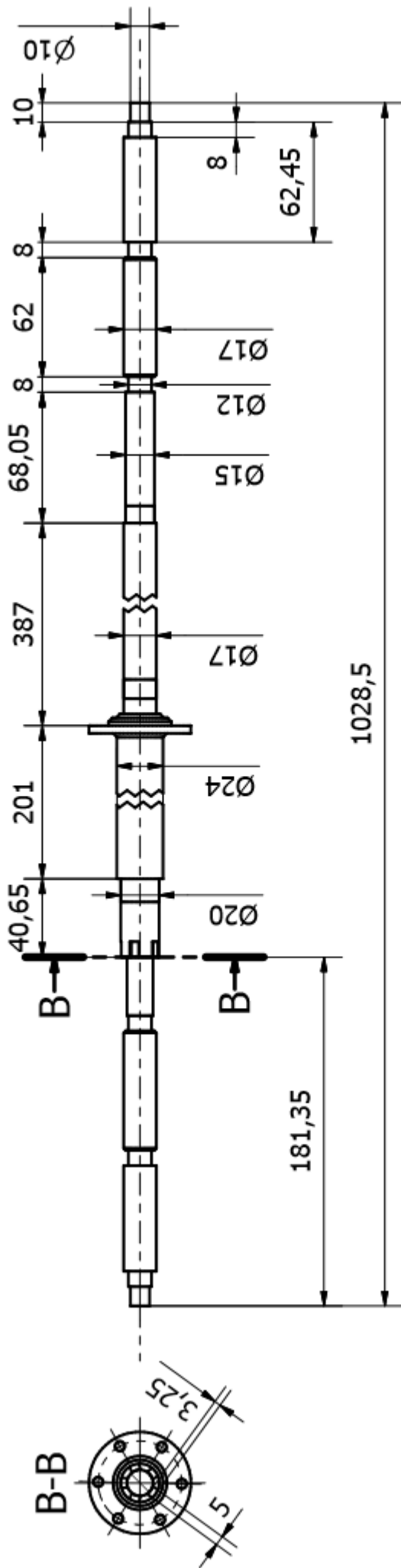
6300	6,98	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,90	431,07	2,35	10,63	8,25	31,97
6400	6,89	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	119,35	425,52	2,32	10,80	8,32	32,75
6500	6,90	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	119,54	426,21	2,32	10,97	8,39	33,54
6600	6,78	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,37	418,43	2,28	11,14	8,47	34,36
6700	6,94	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	120,28	428,85	2,33	11,31	8,54	35,17
6800	6,85	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	118,57	422,74	2,30	11,47	8,61	36,01
6900	6,80	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	117,80	419,96	2,28	11,64	8,69	36,86
7000	6,47	17,32	0,0809	0,558	183,8	2,25	0,6	0,4	112,14	399,68	2,17	11,81	8,76	37,77


Grafik Waktu dan Perpindahan Pada Setiap sproket.

Tabel Beban dinamis menggunakan Sproket 39t

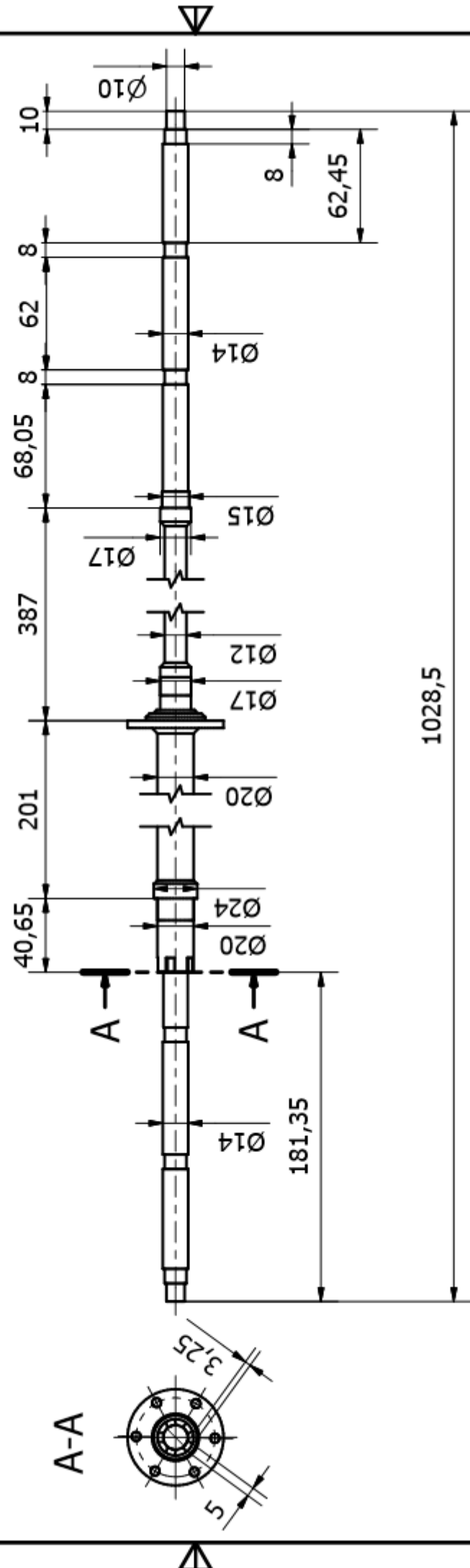
RPM	Torque Load (Nm)	Rear Tire Load (N)	Chain Trust (N)
0	0,00	919,00	0,00
2500	39,87	1.012,78	561,59
2600	51,62	1.040,83	726,98
2700	61,82	1.065,22	870,72
2800	78,87	1.105,97	1.110,89
2900	108,92	1.177,76	1.534,05
3000	110,28	1.181,01	1.553,22
3100	111,56	1.184,08	1.571,32
3200	114,40	1.190,85	1.611,23
3300	114,06	1.190,04	1.606,45
3400	117,04	1.197,17	1.648,51
3500	117,99	1.199,43	1.661,80
3600	114,25	1.190,49	1.609,12
3700	114,70	1.191,57	1.615,49
3800	121,39	1.207,56	1.709,71
3900	123,20	1.211,89	1.735,25
4000	119,84	1.203,86	1.687,90
4100	123,05	1.211,53	1.733,14
4200	123,05	1.211,53	1.733,14
4300	123,28	1.212,07	1.736,32
4400	121,65	1.208,19	1.713,44
4500	125,28	1.216,86	1.764,54
4600	126,87	1.220,65	1.786,89
4700	126,68	1.220,20	1.784,23
4800	126,79	1.220,47	1.785,82
4900	126,34	1.219,39	1.779,45
5000	122,71	1.210,72	1.728,33
5100	125,06	1.216,32	1.761,35
5200	124,94	1.216,05	1.759,75
5300	123,96	1.213,70	1.745,91
5400	124,34	1.214,60	1.751,24
5500	123,17	1.211,80	1.734,73
5600	123,36	1.212,26	1.737,40
5700	123,73	1.213,16	1.742,72
5800	123,69	1.213,07	1.742,18
5900	121,50	1.207,83	1.711,30


6000	120,07	1.204,40	1.691,08
6100	120,48	1.205,39	1.696,93
6200	118,56	1.200,79	1.669,79
6300	117,87	1.199,16	1.660,21
6400	116,36	1.195,55	1.638,92
6500	116,55	1.196,00	1.641,58
6600	114,44	1.190,94	1.611,78
6700	117,27	1.197,72	1.651,69
6800	115,61	1.193,74	1.628,26
6900	114,85	1.191,94	1.617,63
7000	109,33	1.178,75	1.539,92



	Skala : 1:3	Digambar : Fairnando Bagus P	Keterangan
	Satuan : mm	No. Reg : 5315134492	
	Tanggal : 5/1/2018	Dilihat : Dosen Pembimbing	
UNJ	JAYARAYA01-MK2 FDS MOD-01		A4

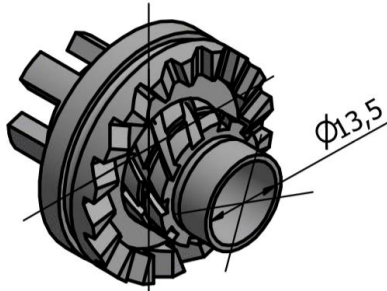




	Skala : 1:3	Digambar : Fairnando Bagus P	Keterangan
	Satuan : mm	No. Reg : 5315134492	
	Tanggal : 5/1/2018	Dilihat : Dosen Pembimbing	
UNJ	JAYARAYA01-MK2 FDS MOD-02		A4

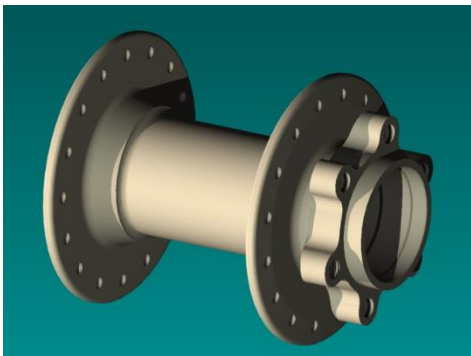


Aftermarket Part



Dog Clutch System

- Memindahkan Torsi dari Titik D ke Roda.
- Inner 13,5 mm
- 5 lock teeth



Entity 32 hole Hub

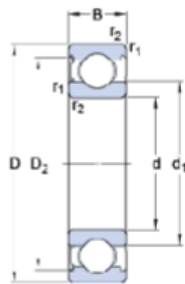
- Wheel Hub. Penerima daya torsi dari Dog clutch.
- Berada pada titik BC dan IJ
- 6001 bearing. Width 70 mm
- Posisi roda wheel hub hanya rotasional saja.



6001-Z

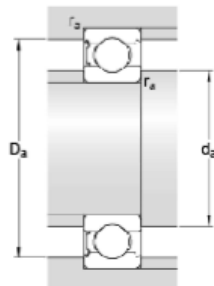
SKF Explorer

Dimensions



d	12	mm
D	28	mm
B	8	mm
d_1	17	mm
D_2	24.72	mm
$r_{1,2}$	min. 0.3	mm

Abutment dimensions



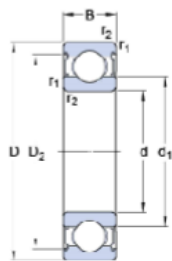
d_a	min. 14	mm
d_a	max. 16.9	mm
D_a	max. 26	mm
r_a	max. 0.3	mm




6002-2Z

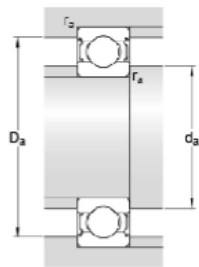
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	15	mm
D	32	mm
B	9	mm
d ₁	20.5	mm
D ₂	28.2	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Abutment dimensions



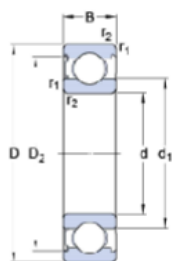
d _a	min. 17	mm
d _a	max. 20.4	mm
D _a	max. 30	mm
r _a	max. 0.3	mm



6003-Z

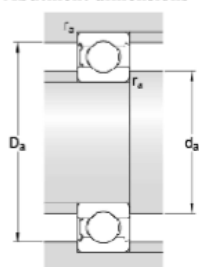
SKF Explorer

Dimensions



d	17	mm
D	35	mm
B	10	mm
d ₁	23	mm
D ₂	31.2	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Abutment dimensions



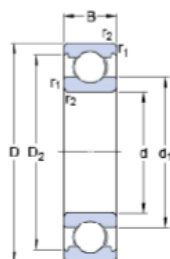
d _a	min. 19	mm
d _a	max. 22.9	mm
D _a	max. 33	mm
r _a	max. 0.3	mm




6004

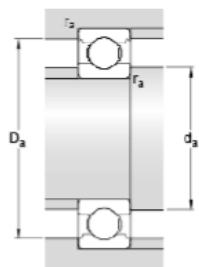
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	20	mm
D	42	mm
B	12	mm
d_1	27.2	mm
D_2	37.19	mm

Abutment dimensions



d_a	min.	23.2	mm
D_a	max.	38.8	mm
r_a	max.	0.6	mm

Menentukan Diameter pada Poros Model 2

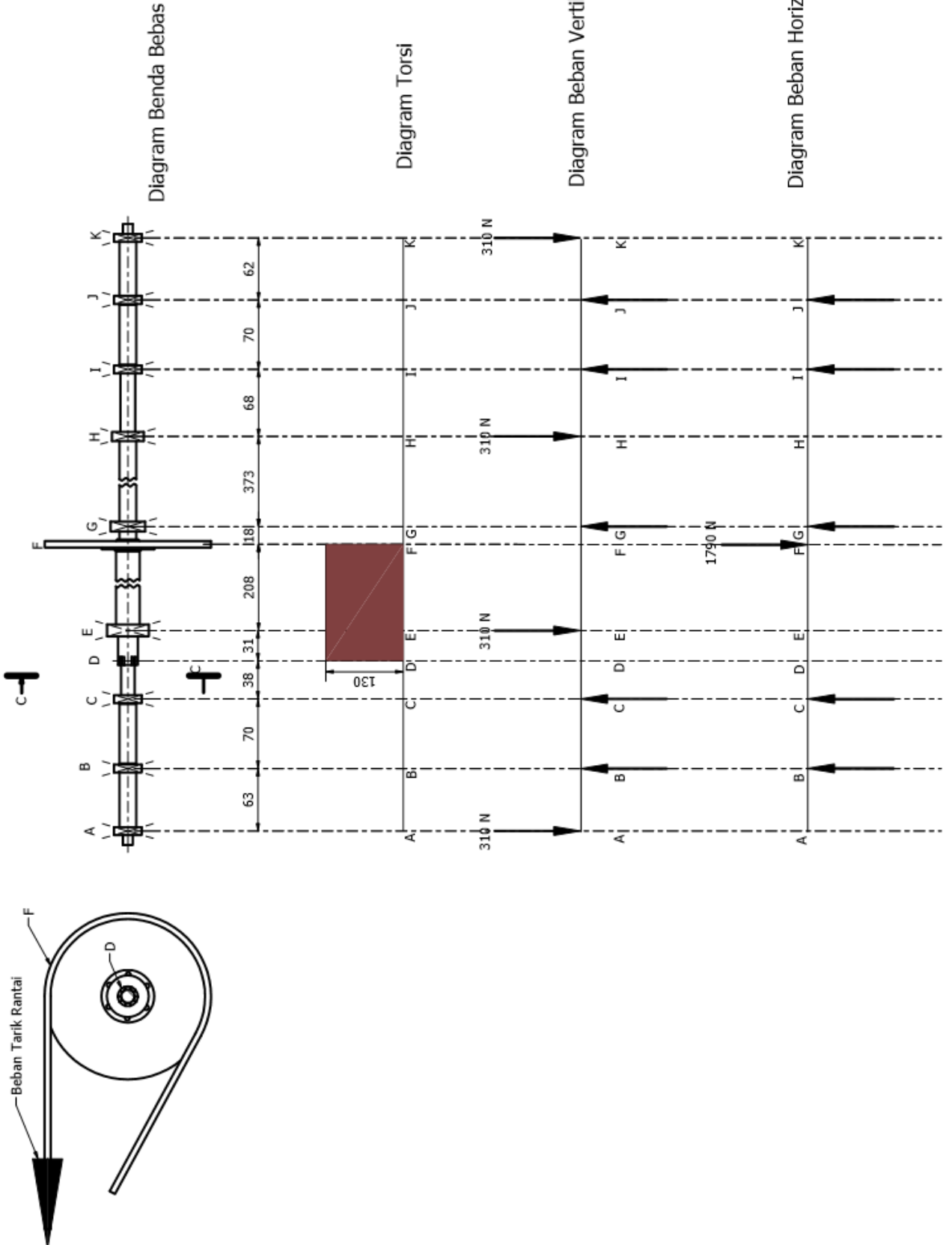
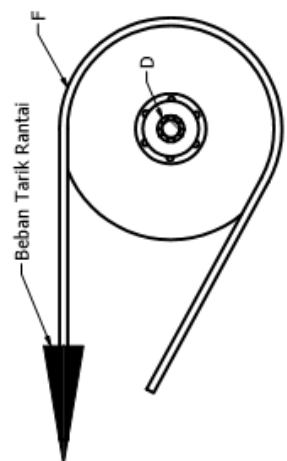


Diagram Benda Bebas

Diagram Torsi

Diagram Beban Vertikal

Diagram Beban Horizontal



Dengan Menggunakan metode Momen Distribusi (Moment Distribution Method)

1. Menentukan Diagram Momen Bending Horizontal

- **Menentukan Fix End Moment (FEM)**

$$M_{ba}^F = 62,95 \text{ mm} \times 310 \text{ N} = 19514,5 \text{ Nmm}$$

$$M_{bc}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{cb}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{cg}^F = - \left(\frac{310 \text{ N} \times (226 \text{ mm})^2 \times 69,05 \text{ mm}}{(295,05 \text{ mm})^2} \right) = -12558,9 \text{ Nmm}$$

$$M_{gc}^F = \left(\frac{310 \text{ N} \times 226 \text{ mm} \times (69,05 \text{ mm})^2}{(295,05 \text{ mm})^2} \right) = 3837,128 \text{ Nmm}$$

$$M_{gi}^F = - \left(\frac{310 \text{ N} \times (67,55 \text{ mm})^2 \times 372,5 \text{ mm}}{(440,05 \text{ mm})^2} \right) = -2721,04 \text{ Nmm}$$

$$M_{ig}^F = \left(\frac{310 \text{ N} \times 67,55 \text{ mm} \times (372,5 \text{ mm})^2}{(440,05 \text{ mm})^2} \right) = 15004,98 \text{ Nmm}$$

$$M_{ij}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{ji}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{jk}^F = -(62,45 \text{ mm} \times 310 \text{ N}) = -19359,5 \text{ Nmm}$$

- **Distribution Factor**

$$DF_{cb} = \frac{K_{cb}}{K_{cb} + K_{cg}} = \frac{\frac{3EI}{70}}{\frac{3EI}{70} + \frac{4EI}{295,05}} = 0,7597$$

$$DF_{cg} = 1 - 0,7597 = 0,2403$$

$$DF_{gc} = \frac{K_{gc}}{K_{gc} + K_{gi}} = \frac{\frac{4EI}{295,05}}{\frac{4EI}{295,05} + \frac{4EI}{440,05}} = 0,5986$$

$$DF_{gi} = 1 - 0,5986 = 0,4014$$

$$DF_{ig} = \frac{K_{ig}}{K_{ig} + K_{ij}} = \frac{\frac{4EI}{440,05}}{\frac{4EI}{440,05} + \frac{3EI}{70}} = 0,175$$

$$DF_{ij} = 1 - 0,175 = 0,825$$

	A	B	C	G	I	J	K					
DF's	-	0	1	0,75969	0,24031	0,59863	0,40137	0,17498	0,82502	1	0	-
FEM's	0	19514,5	0	0	-12559	3837,13	-2721,04	15005	0	0	19360	0
Balance B dan J			-19515								19360	
Carry Over Balance				-9757,3				9679,75				
Carry Over Balance				16953,3	5362,84	-668,12	-447,969	-4319,4	-20365			
Carry Over Balance					-334,06	2681,42	-2159,71	-223,98				
Carry Over Balance				253,781	80,2788	-312,31	-209,401	39,1936	184,791			
Carry Over Balance					-156,15	40,1394	19,5968	-104,7				
Carry Over Balance				118,629	37,5259	-35,76	-23,9766	18,3209	86,3796			
Carry Over Balance					-17,88	18,7629	9,16043	-11,988				
Carry Over Balance				13,5831	4,29674	-16,716	-11,2077	2,09775	9,89053			
Carry Over Balance					-8,3578	2,14837	1,04888	-5,6039				
Carry Over Balance				6,34934	2,00849	-1,914	-1,28329	0,98058	4,62327			
Final Moment	0	19514,5	-19515	7588,38	-7588,4	5544,78	-5544,78	10399,9	-10400	19360	19360	0

2. Menentukan Diagram Momen Bending Vertikal

- **Menentukan Fix End Moment (FEM)**

$$M_{bc}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{cb}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{cg}^F = - \left(\frac{1790 \text{ N} \times (17,75 \text{ mm})^2 \times 277,3 \text{ mm}}{(295,05 \text{ mm})^2} \right) = -1796,42 \text{ Nmm}$$

$$M_{gc}^F = \left(\frac{1790 \text{ N} \times 17,75 \text{ mm} \times (277,3 \text{ mm})^2}{(295,05 \text{ mm})^2} \right) = 28064,67 \text{ Nmm}$$

$$M_{gi}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{ig}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{ij}^F = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{ji}^F = 0 \text{ Nmm}$$

- **Distribution Factor**

$$DF_{cb} = \frac{K_{cb}}{K_{cb} + K_{cg}} = \frac{\frac{3EI}{70}}{\frac{3EI}{70} + \frac{4EI}{295,05}} = 0,7597$$

$$DF_{cg} = 1 - 0,7597 = 0,2403$$

$$DF_{gc} = \frac{K_{gc}}{K_{gc} + K_{gi}} = \frac{\frac{4EI}{295,05}}{\frac{4EI}{295,05} + \frac{4EI}{440,05}} = 0,5986$$

$$DF_{gi} = 1 - 0,5986 = 0,4014$$

$$DF_{ig} = \frac{K_{ig}}{K_{ig} + K_{ij}} = \frac{\frac{4EI}{440,05}}{\frac{4EI}{440,05} + \frac{3EI}{70}} = 0,175$$

$$DF_{ij} = 1 - 0,175 = 0,825$$

	A	B		C		G	I		J		K	
DF's	-	0	1	0,75969	0,24031	0,598626	0,401374	0,17498	0,82502	1	0	-
FEM's	0	0	0	0	-1796,4	28064,67	0	0	0	0	0	0
Balance				1364,72	431,703	-16800,2	-11264,43	0	0			
Carry Over					-8400,1	215,8513	0	-5632,2				
Balance				6381,47	2018,65	-129,214	-86,63707	985,545	4646,67			
Carry Over					-64,607	1009,327	492,77246	-43,319				
Balance				49,0812	15,5259	-899,196	-602,9034	7,58003	35,7385			
Carry Over					-449,6	7,762943	3,7900166	-301,45				
Balance				341,554	108,044	-6,9159	-4,637057	52,7491	248,703			
Carry Over					-3,458	54,02196	26,374552	-2,3185				
Balance				2,62696	0,83099	-48,1274	-32,26907	0,4057	1,91282			
Carry Over					-24,064	0,415494	0,2028522	-16,135				
Balance				18,2809	5,78281	-0,37016	-0,248188	2,82328	13,3113			
Final Moment				8157,73	-8157,7	11467,98	-11467,98	-4946,3	4946,33			

Diagram Momen Bending Horizontal (Nm)

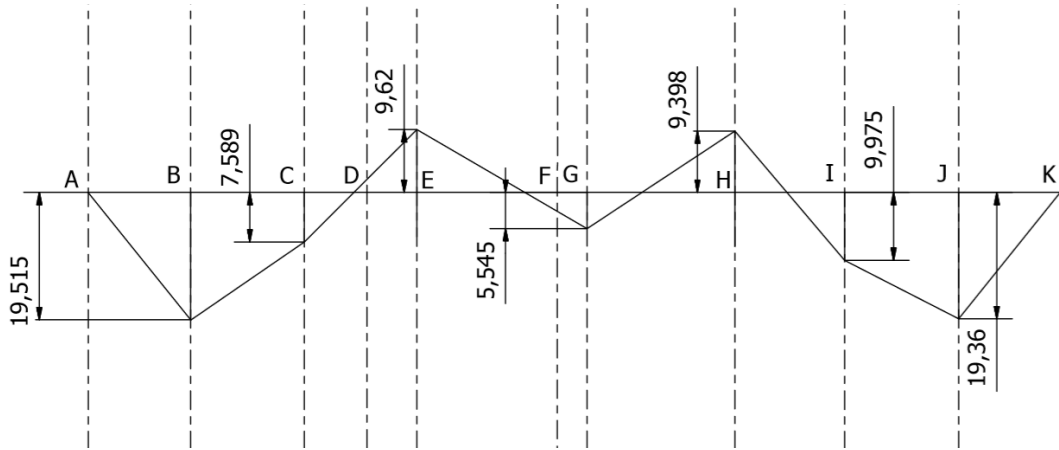


Diagram Momen Bending Vertikal (Nm)

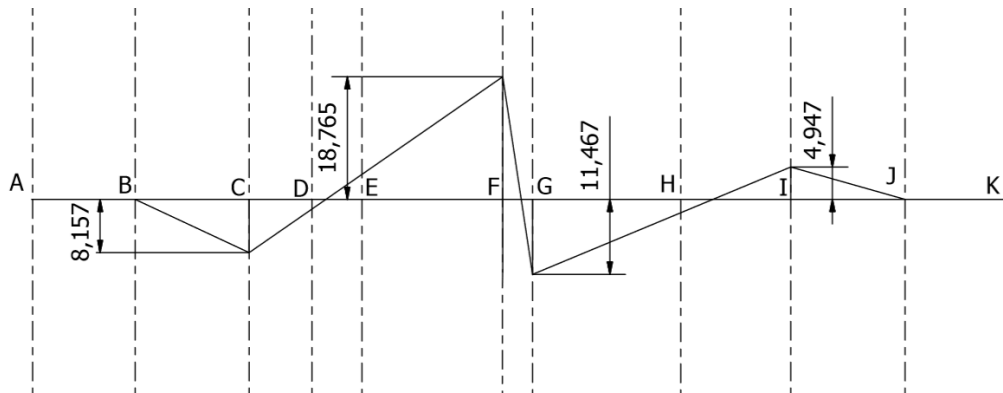
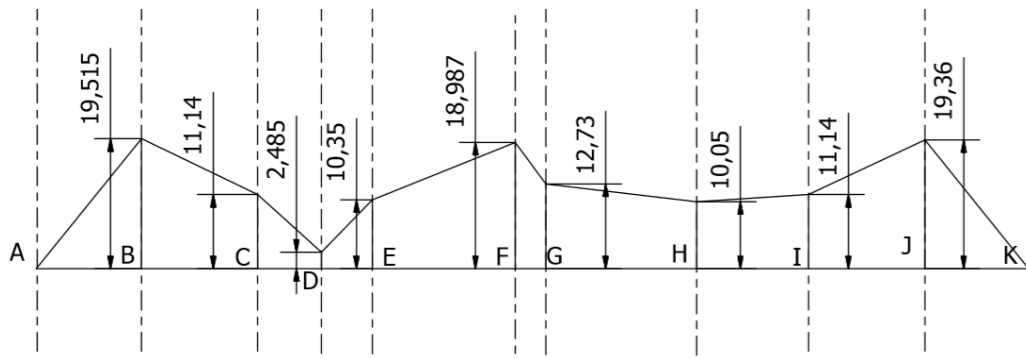


Diagram Resultan Momen Bending (Nm)



Poros Model 2

Diketahui pada diagram diatas didapat resultan momen bending dan momen puntir. Untuk mencari diameter poros yang ideal (model 2) maka, dibutuhkan optimasi sebagai berikut :

1. Bagian AB

$$\text{Momen bending} = 19,515 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

2. Bagian BC

$$\text{Momen bending} = 19,515 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

3. Bagian CD

$$\text{Momen Bending} = 11,14 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

4. Bagian DE

$$\text{Momen bending} = 10,35 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 130 \text{ N m}$$

5. Bagian EF

$$\text{Momen bending} = 18,987 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 130 \text{ N m}$$

6. Bagian FG

$$\text{Momen bending} = 18,987 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

7. Bagian GH

$$\text{Momen bending} = 12,73 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

8. Bagian HI

$$\text{Momen bending} = 11,14 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

9. Bagian IJ

$$\text{Momen bending} = 19,36 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

10. Bagian JK

$$\text{Momen bending} = 19,36 \text{ N m}$$

$$\text{Momen Puntir} = 0 \text{ N m}$$

Tegangan Geser Izin dengan material yang memiliki *Yeild Stregth* 634 Mpa dan Faktor keamanan 2,5 :

$$\sigma_y = 634 \text{ Mpa}$$

$$Sf = 2,5$$

$$\tau_{izin} = \frac{\sigma_y}{2 \times Sf} = \frac{634}{2 \times 2,5} = 126,8 \text{ Mpa}$$

dengan konstanta $K_m = 1,5$ dan $K_t = 1,5$

Optimasi diameter dari 10 bagian poros adalah :

A. Bagian AB

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 19,515)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 10,553 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang AB, segi fungsional kekuatan didapat diameter minimum 10,553 mm. namun pada bagian AB tidak hanya digunakan untuk menahan beban yang diaplikasikan pada poros. terdapat fungsi lain diantaranya untuk menahan bearing 6001 pada *Wheel Hub* yang harus tetap pada tempatnya. Dimana pada spesifikasi *Abutment* bearing 6001 didapat minimal diameter 14 mm. sehingga pada bagian ini diperbesar menjadi **14 mm**.

B. Bagian BC

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 19,515)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 10,553 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang BC, dari segi fungsional kekuatan didapat diameter minimum 10,553 mm. namun pada bagian BC tidak hanya digunakan untuk menahan beban yang diaplikasikan pada poros. terdapat fungsi lain diantaranya sebagai *Bushing* 6001 pada *Wheel Hub*. Dimana pada spesifikasi *Abutment* bearing 6001 didapat minimal diameter **14 mm**.

Fungsi lain *Bushing* adalah sebagai penahan *Inner raceway Bearing* agar didapat *Clearance* antara *ball bearing* yang sesuai dengan jarak *Outer raceway*. Sehingga kinerja bearing lebih optimal.

C. Bagian CD

$$\begin{aligned} d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\ &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 11,14)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\ &= 8,754 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada batang CD, dari segi fungsional kekuatan didapat diameter minimum 8,754 mm. namun pada bagian CD tidak hanya digunakan untuk menahan beban yang diaplikasikan pada poros. terdapat fungsi lain diantaranya bagian *Dog Clutch Seater* dimana komponen *Dog Clutch* yang merupakan part Aftermarket ini memiliki diameter *Shaft* 13,5 mm. sehingga pada bagian ini untuk mencapai diameter yang sesuai dengan *Dog Clutch* harus diperbesar menjadi **13,5 mm**.

D. Bagian DE

$$\begin{aligned} d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\ &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 10,35)^2 + (1,5 \times 130)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\ &= 19,877 \text{ mm} \cong 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada batang DE, terdapat beban momen puntir dan momen bending sekaligus. Dari hasil optimasi didapat diameter ideal 20 mm. pada bagian DE terdapat bearing 6004 pada titik E dimana bearing tersebut memiliki diameter dalam 20 mm. kemudian pada bagian ini,

bearing 6004 tidak memerlukan *abutment* karena pada bagian ini penahan bearing (*abutment*) terdapat pada bagian *Chasis*. Sehingga pada bagian ini diameter tetap **20 mm**.

E. Bagian EF

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 18,987)^2 + (1,5 \times 130)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 19,93 \text{ mm} \cong 20 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang EF, terdapat beban momen puntir dan momen bending sekaligus. Dari hasil optimasi didapat diameter ideal 20 mm. pada bagian EF terdapat bearing 6004 pada titik E dimana bearing tersebut memiliki diameter dalam 20 mm dan tidak membutuhkan *Abutment*. Sehingga pada bagian ini diameter tetap **20 mm**.

F. Bagian FG

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 18,987)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 10,46 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang FG, Dari hasil optimasi didapat diameter ideal 10,46 mm. pada bagian FG terdapat *Sproket Mounting* pada titik F dan bearing 6003 pada titik G dimana bearing tersebut memiliki diameter dalam 17 mm dan tidak membutuhkan *Abutment*. Sesuai *Design Qualification* (spesifikasi) untuk mengurangi kegagalan (defleksi saat proses bubut) dalam proses manufaktur diameter minimum pada poros

adalah 12 mm. Namun, pada bagian ini panjang batang yang dapat diubah diameternya hanya 8 mm. sehingga sulit dilakukan proses pembubutan 12 mm diantara mounting sproket yang memiliki diameter 53 mm dan 17 mm. maka, pada bagian ini diameter diperbesarsesuai dengan menjadi **17 mm**.

G. Bagian GH

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 12,73)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 9,15 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang GH, Dari hasil optimasi didapat diameter ideal 9,15 mm. pada bagian GH terdapat *bearing* 6003 pada titik G dan Bearing 6002 pada titik H dan kedua bearing tersebut tidak harus tetap maka tidak membutuhkan *Abutment*. Sesuai *Design Qualification* (spesifikasi) untuk mengurangi kegagalan (defleksi saat proses bubut) dalam proses manufaktur diameter minimum pada poros adalah 12 mm. maka, pada bagian ini diameter diperbesarsesuai dengan menjadi **12 mm**.

H. Bagian HI

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 11,14)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 8,75 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang HI, Dari hasil optimasi didapat diameter ideal 8,75 mm. pada bagian HI terdapat *Bearing* 6002 pada titik H dan *bearing* 6001 pada titik F dimana bearing 6001 merupakan bearing *Wheel Hub* yang harus tetap sehingga membutuhkan *Abutment*. Dimana pada spesifikasi *Abutment* bearing 6001 didapat minimal diameter 14 mm. sehingga pada bagian ini diperbesar menjadi **14 mm**.

I. Bagian IJ

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 19,36)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 10,52 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang IJ sama dengan batang BC, dimana terdapat fungsi lain sebagai *Bushing* 6001 pada *Wheel Hub*. dengan spesifikasi *Abutment* bearing 6001 didapat minimal diameter **14 mm**.

J. Bagian JK

$$\begin{aligned}
 d &= \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_{izin}} \right) \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times T)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \left(\frac{5,1}{126,8 \text{ Mpa}} \right) \times \sqrt{(1,5 \times 19,36)^2 + (1,5 \times 0)^2} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 10,52 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pada batang JK sama dengan batang AB, segi fungsional kekuatan didapat diameter minimum 10,52 mm. namun pada bagian JK tidak hanya digunakan untuk menahan beban yang diaplikasikan pada poros. terdapat fungsi lain diantaranya untuk menahan bearing 6001 pada *Wheel Hub* yang harus tetap pada tempatnya. Dimana pada

spesifikasi *Abutment* bearing 6001 didapat minimal diameter 14 mm. sehingga pada bagian ini diperbesar menjadi **14 mm**.

Kekakuan Poros model 1 terhadap beban puntir

Sebuah Poros Model 1 terdapat gaya beban puntir sebesar 130 Nm dari titik F ke titik D. yang diaplikasikan panjang FE dari *Mounting Sproket* di titik F ke *Bearing 6004* di titik E adalah 197 mm dengan diameter 24 mm dan panjang ED 36,65 mm dengan diameter 20 mm. Jika material memiliki *Poisson's ratio* 0,33 dan *Young's Modulus* 207 Gpa. Tentukan Sudut defleksi poros dari F ke D ?

Modulus Kekakuan material :

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

$$= \frac{207000 \text{ Mpa}}{2(1 + 0,33)} = 277.820 \text{ Mpa}$$

Momen Inersia penampang lingkaran :

1. Diameter 20 mm

$$I_{circle} = \frac{\pi}{32} \times d^4 = \frac{\pi}{32} \times (20)^4 = 15.714,29 \text{ mm}^4$$

2. Diameter 24 mm

$$I_{circle} = \frac{\pi}{32} \times d^4 = \frac{\pi}{32} \times (24)^4 = 32.585,14 \text{ mm}^4$$

Sudut defleksi Bagian FE :

$$I = \frac{T \times l}{G \times \theta}$$

$$32.585,14 \text{ mm}^4 = \frac{130.000 \text{ Nmm} \times 197 \text{ mm}}{277.820 \text{ Mpa} \times \theta}$$

$$\theta = \frac{130.000 \text{ Nmm} \times 197 \text{ mm}}{277.820 \text{ Mpa} \times 32.585,14 \text{ mm}^4} = 0,002829 \text{ rad}$$

$$deg = Rad \times \frac{180}{\pi} = 0,002829 \text{ rad} \times \frac{180}{\pi} = 0,162 \text{ deg}$$

Sudut defleksi Bagian ED :

$$I = \frac{T \times l}{G \times \theta}$$

$$15.714,29 \text{ mm}^4 = \frac{130.000 \text{ Nmm} \times 36,65 \text{ mm}}{277.820 \text{ Mpa} \times \theta}$$

$$\theta = \frac{130.000 \text{ Nmm} \times 36,65 \text{ mm}}{277.820 \text{ Mpa} \times 15.714,29 \text{ mm}^4} = 0,001091 \text{ rad}$$

$$deg = Rad \times \frac{180}{\pi} = 0,001091 \text{ rad} \times \frac{180}{\pi} = 0,0625 \text{ deg}$$

Sudut defleksi Total pada Poros model 1 akibat beban puntir adalah:

$$\mathbf{0,162 + 0,0625}$$

Sudut defleksi Total = Sudut defleksi FE + Sudut defleksi ED

$$= 0,162 \text{ deg} + 0,0625 \text{ deg} = \mathbf{0,2245 \text{ deg}}$$

Kekakuan Poros model 2 terhadap beban puntir

Sebuah Poros Model 2 terdapat gaya beban puntir sebesar 130 Nm dari titik F ke titik D. yang diaplikasikan panjang FE dari *Mounting Sproket* di titik F ke di titik D adalah 233,65 mm dengan diameter 20 mm. Jika material memiliki *Poisson's ratio* 0,33 dan *Young's Modulus* 207 Gpa. Tentukan Sudut defleksi poros dari F ke D ?

Modulus Kekakuan material :

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

$$= \frac{207000 \text{ Mpa}}{2(1 + 0,33)} = 277.820 \text{ Mpa}$$

Momen Inersia penampang lingkaran :

1. Diameter 20 mm

$$I_{circle} = \frac{\pi}{32} \times d^4 = \frac{\pi}{32} \times (20)^4 = 15.714,29 \text{ mm}^4$$

Sudut defleksi Bagian FD :

$$I = \frac{T \times l}{G \times \theta}$$

$$15.714,29 \text{ mm}^4 = \frac{130.000 \text{ Nmm} \times 197 \text{ mm}}{277.820 \text{ Mpa} \times \theta}$$

$$\theta = \frac{130.000 \text{ Nmm} \times 233,65 \text{ mm}}{277.820 \text{ Mpa} \times 15.714,29 \text{ mm}^4} = 0,006957 \text{ rad}$$

$$\text{deg} = \text{Rad} \times \frac{180}{\pi} = 0,006957 \text{ rad} \times \frac{180}{\pi} = \mathbf{0,3984 \text{ deg}}$$

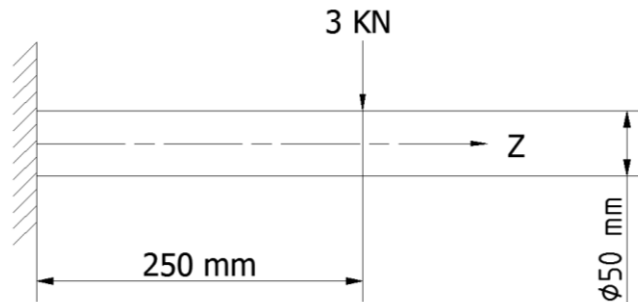
VALIDASI PROGRAM (BENCHMARK)

ANSYS MECHANICAL

Validasi program dilakukan untuk mengecek program yang digunakan untuk menganalisa struktur Poros. Dalam hal ini dilakukan analisa pada beam cantilever sederhana yang diberi beban tekan pada salah satu ujung beam searah dengan sumbu vertikal.

Contoh Masalah 1 :

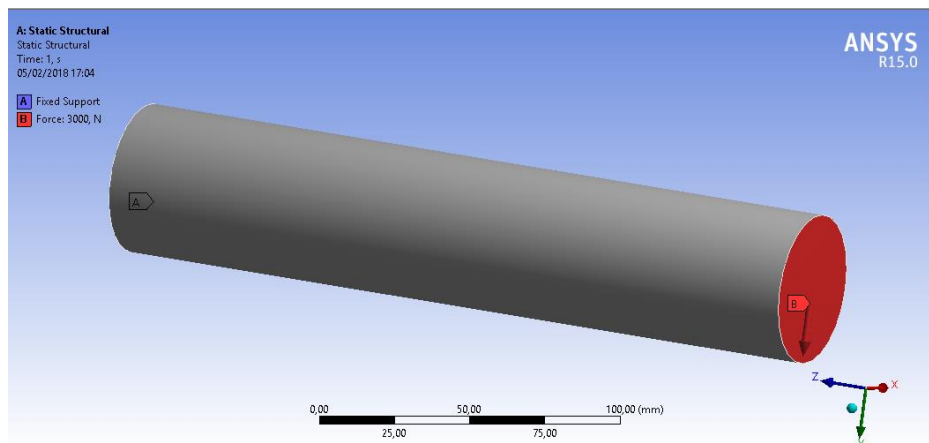
Sebuah Poros diberi gaya sebesar 3KN pada ujung poros searah dengan sumbu vertikal. panjang Poros 250 mm dan diameter 50 mm. Tentukan tegangan maksimum ?



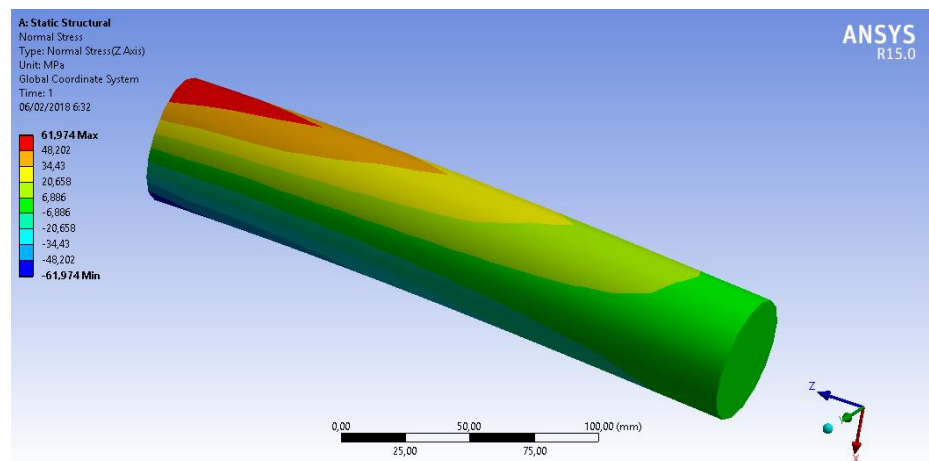
Tegangan arah sumbu Z

$$\begin{aligned}\sigma_z = \sigma_{bA} &= \pm \frac{M_b \times Y_t}{I_x} = \frac{F \times L}{\frac{\pi}{32} \times D^3} \\ &= \frac{3000 \text{ N} \times 250 \text{ mm}}{\frac{\pi}{32} \times (50)^3} = 61,14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ &= 61,14 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Permodelan pada Ansys



Input Model 3 dimensi dan kondisi Batas



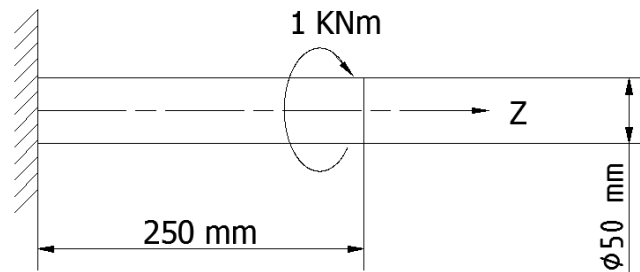
Hasil analisis tegangan normal sumbu Z akibat Momen Bending.

Pada hasil perhitungan manual didapat hasil 61,14 Mpa. sedangkan hasil pada ansys 61,974 Mpa. Maka didapat error :

$$Error = \left| \left(\frac{61,14}{61,974} - 1 \right) \times 100 \right| = 1,35 \%$$

Contoh Masalah 2 :

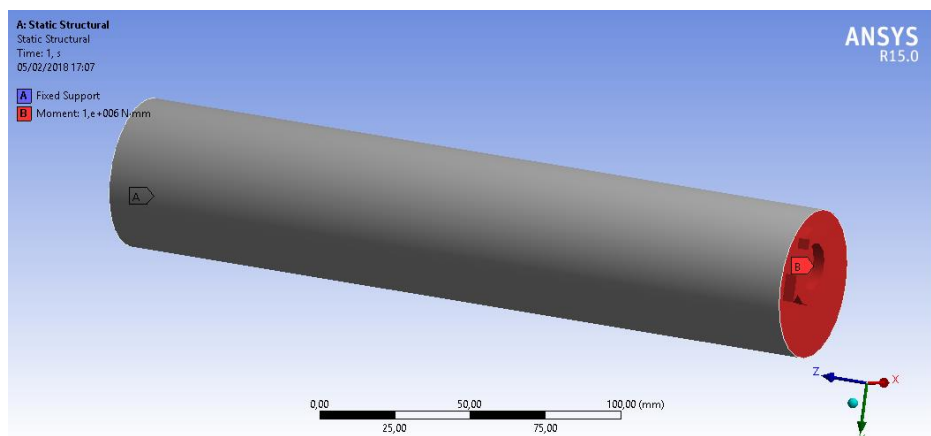
Sebuah Poros diberi gaya puntir sebesar 1 KNm pada ujung poros searah dengan sumbu horizontal (z). panjang Poros 250 mm dan diameter 50 mm. Tentukan tegangan geser puntir ?



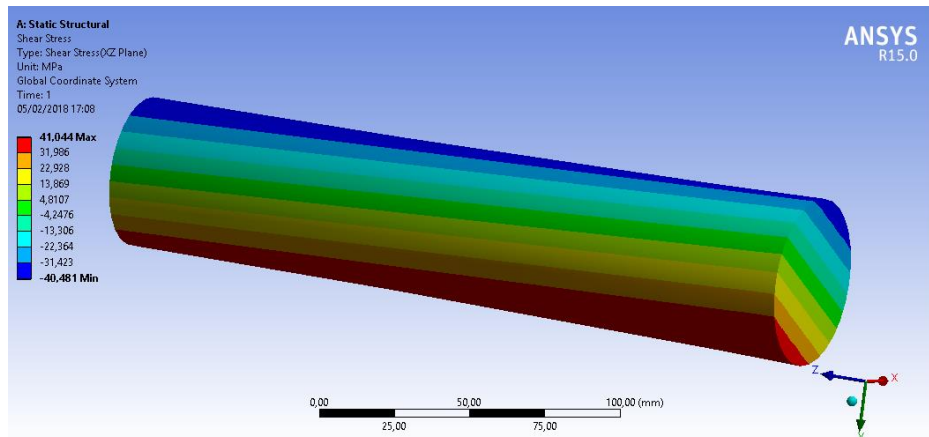
Tegangan Puntir Penampang Lingkaran

$$\begin{aligned} \tau_{xz} = \tau_p &= \frac{M_p \times Y_t}{I_p} = \frac{T}{\frac{\pi}{16} \times D^3} \\ &= \frac{1000N \times 1000 \text{ mm}}{\frac{\pi}{16} \times (50)^3} = 40,76 \frac{N}{\text{mm}^2} \\ &= 40,76 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Permodelan pada Ansys



Input Model 3 dimensi dan kondisi Batas



Hasil analisis tegangan geser XZ akibat Torsi atau Puntir.

Pada hasil perhitungan manual didapat hasil 40,76 Mpa. sedangkan hasil pada ansys 41,044 Mpa. Maka didapat error :

$$Error = \left| \left(\frac{40,76}{41,044} - 1 \right) \times 100 \right| = \mathbf{0,69\%}$$

RIWAYAT HIDUP



Fairnando Bagus Pangestu dilahirkan di Jakarta, pada tanggal 8 Agustus 1995. Putra sulung dari 3 bersaudara pasangan Bapak Budi Sambodo dan Ibu Parti. Bertempat tinggal di Perum. Babelan Indah Jl. Balinda 14 Kaveling, Bekasi.

Menempuh pendidikan di SD Islam Terpadu Al-Husna Bekasi Utara, SMP Harapan Baru Bekasi Utara, SMA Mutiara 17 Agustus Bekasi Utara, dan Universitas Negeri Jakarta (UNJ) pada Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik (FT).

Pengalaman di organisasi diantaranya yaitu Anggota Koperasi Mahasiswa 2013/2017. Chasis Division Batavia Team UNJ 2013-2014, Manager Batavia Gasoline UNJ 2015-2016, General Manager Batavia Team UNJ 2016-2017. Pada awal tahun 2014 sampai 2017 setiap tahunnya penulis selalu mengikuti ajang Shell eco marathon asia di Filipina dan Singapura dan Kontes Mobil Hemat Energi di Surabaya, Malang dan Yogyakarta mewakili Universitas Negeri Jakarta. Khususnya Jurusan Teknik Mesin dan berhasil meraih Juara 1 Proto Gasoline Nasional pada KMHE 2014, Juara 3 SEM Asia 2015, Juara 3 Proto Ethanol KMHE 2015, Juara 1 Proto Listrik KMHE 2016 Dan Juara 2 Proto Gasoline KMHE 2016. Serta telah Berhasil menyelesaikan Pengembangan Transmisi Dog Clutch 1 pada tahun 2014, High Compression Anti Knock Engine (H-Cake) pada tahun 2014, Unit Mobil "PROTOTYPE SL01-MK1" Batavia Team UNJ pada tahun 2015, Frame Proto > 5 Kg pada tahun 2016, Transmisi Sementara "JAYARAYA01-MK2" pada tahun 2016 dan Transmisi Dog Clutch 2 pada tahun 2017.