



LAPORAN TUGAS AKHIR (*Desain*) - TM141585

ANALISA KEKUATAN CHASSIS MOBIL LISTRIK "BRAJA WAHANA" PROFIL HOLLOW DENGAN VARIASI KETEBALAN

RIZALDY HAKIM ASH SHIDDIEQY
NRP 2111 100 096

Dosen Pembimbing,
ALIEF WIKARTA, S.T., M.Sc., Phd.

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



FINAL PROJECT PROPOSAL (*Design*) - TM141585

STRENGTH ANALYSIS OF BRAJA WAHANA'S CHASSIS HOLLOW PROFILE USING VARIATION OF THICKNESS

RIZALDY HAKIM ASH SHIDDIEQY
NRP 2111 100 096

Dosen Pembimbing,
ALIEF WIKARTA, S.T., M.Sc., Phd.

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

**ANALISA KEKUATAN CHASSIS MOBIL LISTRIK
"BRAJA WAHANA" PROFIL HOLLOW DENGAN
VARIASI KETEBALAN**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Rizaldy Hakim Ash Shiddieqy
Nrp. 2111 100 096

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Ph.D (Pembimbing)
NIP. 198202102006041002
 2. Dr. Eng. Sutikno, ST, MT (Penguji I)
NIP. 197407032000031001
 3. Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc. (Penguji II)
NIP. 197805102001121001
 4. Wahyu Wijanarko, ST, M.Sc. (Penguji III)
NIP. 198202092012121001
- 

SURABAYA
Juli , 2015

ANALISA KEKUATAN CHASSIS MOBIL LISTRIK “BRAJA WAHANA” CHASSIS HOLLOW DENGAN VARIASI KETEBALAN

Nama Mahasiswa : Rizaldy Hakim Ash Shiddieqy
NRP : 2111100096
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Alief Wikarta, S.T, M.Sc, Ph.D

ABSTRAK

Pengembangan Molina (Mobil Listrik Nasional) melibatkan beberapa perguruan tinggi nasional, salah satunya ITS. Dalam proses pengembangan Molina oleh ITS, dengan nama Braja Wahana, diawali dengan proses perancangan dan penelitian. Proses perancangan dan penelitian Braja Wahana, terdapat beberapa parameter penting, antara lain daya motor listrik, transmisi daya dari motor listrik ke roda, stabilitas kendaraan, center of gravity, dan reliability mobil listrik. Mobil harus dalam kondisi stabil ketika akselerasi, deselerasi, maupun saat belok. Kestabilan kendaraan berhubungan dengan kekuatan dari chassis yang dapat disimulasikan dengan parameter tegangan Von-Mises, safety factor, dan deformasi. Selain analisa tersebut, nantinya juga didapatkan blue print chassis dari Braja Wahana.

Dalam tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan beberapa tahapan yang dimulai dengan melakukan analisa-analisa dengan sumber literatur buku jurnal, dan penelitian sebelum-sebelumnya. Tahap selanjutnya pengumpulan data-data teknis untuk perhitungan beban dan penentuan koordinat pembebanan yang selanjutnya dilanjutkan pada tahap simulasi. Geometri desain dari software CAD di masukkan ke software simulasi. Selanjutnya dilakukan meshing untuk

memecah geometri menjadi bentuk-bentuk kecil, kemudian penentuan Constraint atau boundary condition sebagai titik tumpu dari chassis. Tahap selanjutnya dimasukkan pembebanan pada kokoordinat-kokoordinat yang sudah dihitung.

Kemudian didapatkan hasil simulasi berupa tegangan Von-Mises, safety factor dan deformasi. Pada simulasi chassis dengan ketebalan 1.2 mm didapat nilai tegangan Von-Mises dan deformasi maksimum serta nilai safety factor terkecil pada pembebanan vertikal sebesar 58.95 MPa, 0.69 mm dan 5.85, pembebanan akibat belok sebesar 206.47 MPa, 1.61 mm dan 1.67, pembebanan akibat akselerasi sebesar 112.32 MPa, 1.4 mm dan 3.07 dan pembebanan akibat pengereman 143.68 MPa, 2.3 mm dan 2.40. Sedangkan chassis dengan ketebalan 1 mm didapat nilai tegangan Von-Mises dan deformasi maksimum serta nilai safety factor terkecil pada pembebanan vertikal sebesar 147.34 MPa, 1.06 mm dan 2.34, pembebanan akibat belok sebesar 503.48 MPa, 0.69 mm, dan 0.68, pembebanan akibat akselerasi sebesar 273.68 MPa, 1.94 mm, dan 1.26 dan pembebanan akibat pengereman 283.24 MPa, 4.01 mm, dan 1.21. Chassis dengan ketebalan 1 mm memiliki tegangan Von-Mises maksimum diatas batas yieldnya dan nilai safety factor dibawah safety factor yang diizinkan Oleh karena itu, chassis dengan ketebalan 1 mm tidak aman untuk digunakan.

Kata Kunci : kekuatan, Braja Wahana, pembebanan, simulasi

STRENGTH ANALYSIS OF BRAJA WAHANA'S CHASSIS HOLLOW PROFILE USING VARIATION OF THICKNESS

Student Name : Rizaldy Hakim Ash Shiddieqy
NRP : 2111100096
Department : Mechanical Engineering, FTI-ITS
Lecturer : Alief Wikarta, S.T, M.Sc, Ph.D

ABSTRACT

The development of Molina as a National Electric Vehicle has been involving several state universities, including ITS. The process of Molina's development by ITS, named as Braja Wahana, starts with designing process and researches. There are several important parameters that affect the car performance on the road. Some of them are power electric motors, power transmission from the electric motor to the wheels, vehicle stability, center of gravity, and reliability of electric cars. Vehicle stability is the most important part when a car drove up the street. Vehicle stability is the most important part a car drove up the street. The car must be in stable condition when accelerates, decelerates or changing direction. Vehicle stability can know with the results of simulation. The results of simulation are Von-Mises stress, safety factor, and deformation.

In this thesis, the research procedure performed with several stages begins with analysis sourced from journal literature, and recent researches. The next stage is

collecting technical data for the calculation of loads and determination of cokoordinates of the next loading resumed in the simulation phase. Geometry design of CAD software incorporated into the simulation software. Furthermore, meshing is applied to divide the geometry into small forms, then the determination of constraint or boundary condition as the support of the chassis. The next stage is to enter the loads on the cokoordinates that have been calculated.

Von Mises, deformation, and Safety factor are the result of this simulation. In the simulated chassis with a thickness of 1.2 mm, Von Mises and total deformation maximum stress obtained, with the smallest safety factor value in the vertical loading of 58.95 MPa, 0.69 mm and 5.85, loading due to turn of 206.47 MPa, 1.61 mm and 1.67, loading due to acceleration of 112.32 MPa, 1.4 mm and 3.07 and loading due to braking 143.68 MPa, 2.3 mm and 2.40. While the chassis with a thickness of 1 mm obtained a maximum value of Von-Mises stress and the value of safety factor at the smallest vertical loading of 147.34 MPa, 1.06 mm and 2.34, loading due to turn of 503.48 MPa, 2.53 mm and 0.68, loading due to acceleration of 273.68 MPa, 1.94 mm and 1.26 and loading due to braking 283.24 MPa, 1.22 mm and 1.21. Chassis with a thickness of 1 mm with a maximum Von Mises stress and the smallest safety factor value only occurs in certain areas only. Therefore, a chassis with a thickness of 1 mm is not safe to use.

Keywords: strength, Braja Wahana, loading, simulation

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah Subhanahu Wa Ta'ala yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga Tugas Akhir yang saya kerjakan dapat saya selesaikan dengan baik.

Laporan Tugas Akhir ini saya susun sesuai dengan bidang studi saya Mekanika Benda Padat (Desain) dengan judul Analisa Kekuatan Chassis Mobil Listrik “Braja Wahana” Profil Hollow Dengan Variasi Ketebalan. Saya juga tidak lupa mengucapkan terima kasih kepada.

1. Ir. Bambang Pramujati, M.Eng, Sc, PhD., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin FTI ITS
2. Alief Wikarta, S.T., M.Sc., PhD., selaku dosen pembimbing Tugas Akhir
3. Dr. Eng. Sutikno, S.T, M.T, selaku dosen wali dan dosen penguji 1 Seminar dan Sidang Tugas Akhir
4. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc., selaku dosen penguji 2 Seminar dan Sidang Tugas Akhir
5. Wahyu Wijanarko, S.T, M.Sc, selaku dosen penguji 3 Seminar dan Sidang Tugas Akhir
6. Arif Wahjudi, S.T, M.T, Ph.D, selaku Kasie Proposal dan Tugas Akhir
7. Bapak Witantyo dan Bapak Alief selaku dosen pembimbing ITS Team Sapuangan.
8. Kedua orang tua penulis yang senantiasa memberikan motivasi dan memberi dukungan penuh selama umur hidup penulis.
9. Nayu Nur Annisa Sholikhin, S.Kg dan keluarga yang senantiasa memberi dukungan
10. Keluarga besar Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin yang telah memberikan kesempatan untuk berkiprah, belajar, dan berkembang, terutama pengurus Divisi Organisasi Bersinergi 2012/2013, 2013/2014, dan 2014/2015.

11. ITS Team Sapuangin 2013-2015 yang telah memberikan pengalaman yang tak terlupakan dan menemani penulis selama menjadi mahasiswa tingkat akhir.
12. Segenap Sarekat Merah Rakyat Mesin (SMRM) yang telah memberikan dukungan, motivasi dan pembelajaran selama kuliah di Teknik Mesin ITS.
13. Warga Laboratorium Desain dan Mekanika Benda Padat yang telah membantu dan memberikan dukungan selama pengerjaan Tugas Akhir ini
14. Semua pihak yang telah membantu atas terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu mata kuliah wajib yang harus ditempuh oleh mahasiswa Teknik Mesin FTI-ITS agar memenuhi syarat kelulusan. Kami menyadari laporan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu saya mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan laporan Tugas Akhir saya. Semoga laporan Tugas Akhir yang saya buat dapat bermanfaat.

Surabaya, Juli 2015
Penyusun

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 Latar Belakang.....	1
I.2 Rumusan Masalah.....	2
I.3 Tujuan	3
I.4 Manfaat	3
I.5 Batasan Masalah	3
I.6 Sistematika Laporan.....	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
II.1 Mobil Listrik.....	5
II.2 Tipe <i>Chassis</i>	5
II.2.1 <i>Ladder Chassis</i>	6
II.2.2 <i>Tubular Chassis Frame</i>	6
II.2.3 <i>Monocoque</i>	7
II.3 Material <i>Chassis</i>	7
II.3.1 Besi Hollow.....	8
II.3.2 Besi CNP (Kanal C)	8
II.3.3 Material Properties	9
II.4 Dinamika Kendaraan	9
II.4.1 <i>Center Of Gravity</i>	9
II.4.2 Gaya Dorong	11
II.4.3 Gaya Sentrifugal (F_c), Momen Guling (M_g) dan Momen Pitching (M_p).....	11
II.5 Pembebanan Pada <i>Chassis</i>	12
II.5.1 Pembebanan Vertikal.....	12
II.5.2 Pembebanan Lateral atau Belok	14
II.5.3 Pembebanan Akibat Pengereman	16
II.6 Faktor Dinamis	18
II.7 Teori Kegagalan.....	19

II.8 Tegangan & Deformasi Yang Diizinkan Pada Chassis Kendaraan	21
II.9 Pengujian Dinamis Pada City Car Indonesia	21
BAB III METODE PENELITIAN	23
III.1 Diagram Alir	23
III.2 Data Teknis Mobil Listrik	24
III.2.1 Baterai	24
III.2.2 Motor	25
III.2.3 Drivetrain	25
III.3 Perhitungan Kokoordinat Pembebanan	26
III.4 Beban Vertikal	35
III.5 Beban Akibat Belok	36
III.6 Beban Akibat Akselerasi	37
III.7 Beban Akibat Pengereman	40
III.8 Simulasi	41
III.8.1 <i>Meshing</i>	42
III.8.2 <i>Boundary Condition</i>	42
III.8.3 Simulasi	43
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	45
IV.1 Penempatan Beban-Beban Kendaraan	45
IV.2 <i>Meshing</i>	46
IV.3 Beban Vertikal	47
IV.3.1 <i>Constraint</i>	48
IV.3.2 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm	48
IV.3.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm	52
IV.3.4 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm	55
IV.4 Beban Akibat Belok	55
IV.4.1 Beban	55
IV.4.2 <i>Constraint</i>	57
IV.4.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm	58
IV.4.4 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm	61
IV.4.5 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm	64
IV.5 Beban Akibat Akselerasi	64
IV.5.1 Beban	64
IV.5.2 <i>Constraint</i>	66

IV.5.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm.....	67
IV.5.4 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm.....	70
IV.5.5 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm	73
IV.6 Beban Akibat Pengereman	73
IV.6.1 Beban	73
IV.6.2 <i>Constraint</i>	75
IV.6.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm.....	75
IV.6.4 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm.....	79
IV.6.5 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm	82
IV.7 Analisa, Diskusi Dan Pembahasan.....	82
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	85
V.1 Kesimpulan.....	85
V.2 Saran.....	86
DAFTAR PUSTAKA.....	xix
LAMPIRAN	xixxi
BIOGRAFI PENULIS.....	xxiii

\Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Material properties alloy steel</i> ASTM A570 Grade 50	9
Tabel 2.2 Faktor Dinamis Pengali Beban dan Faktor Keselamatan Beban Vertikal (K_v)	18
Tabel 2.3 Faktor Dinamis Pengali Beban dan Faktor Keselamatan untuk Akselerasi dan Pengereman (K_d).....	18
Tabel 2.4 Hasil pengujian beberapa kendaraan <i>city car</i>	22
Tabel 3.1 Kokoordinat Pembebanan Bagian-Bagian Kendaraan	34
Tabel 3.2 Pembebanan Vertikal	35
Tabel 3.3 Beban Akibat Belok	37
Tabel 3.4 Hasil pengujian mobil <i>city car</i> yang ada di Indonesia	38
Tabel 3.5 Pembebanan Akibat Akselerasi.....	39
Tabel 3.6 Pembebanan Akibat Pengereman.....	41
Tabel 4.1 Tabel Massa dan Kokoordinat Masing-Masing Beban	46
Tabel 4.2 Hasil Simulasi Seluruh Pembebanan.....	82

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Mobil listrik Jerman, 1904	5
Gambar 2.2 Ladder <i>Chassis</i>	6
Gambar 2.3 Tubular <i>Chassis Frame</i>	6
Gambar 2.4 Monocoque	7
Gambar 2.5 Semi- <i>monocoque</i>	7
Gambar 2.6 <i>Chassis</i> mobil Mercedes tahun 190	8
Gambar 2.7 <i>Chassis</i> dari truk <i>heavy duty</i>	9
Gambar 2.8 Penimbangan untuk mencari titik berat	10
Gambar 2.9 Gaya Dorong (Sutantra, 2001).....	11
Gambar 2.10 a) Gaya Sentrifugal b) Momen Guling dan c) Momen Pitching	11
Gambar 2.11 <i>Baseline model</i> -pembebanan vertikal tampak isometris	13
Gambar 2.12 Distribusi beban vertikal tampak samping	13
Gambar 2.13 <i>Baseline model</i> -beban lateral tampak isometris	14
Gambar 2.14 Distribusi beban lateral tampak atas	15
Gambar 2.15 <i>Baseline model</i> -pembebanan akibat pengereman	16
Gambar 2.16 Distribusi beban akibat pengereman tampak atas.....	17
Gambar 2.17 Tegangan normal tarik pada silinder	19
Gambar 2.18 Tegangan normal tekan pada silinder	19
Gambar 2.19 Tensor tegangan.....	20
Gambar 3.1 Diagram alir tugas akhir (a) dan	23
Gambar 3.2 Foto Baterai	24
Gambar 3.3 Desain Motor	25
Gambar 3.4 Sistem <i>Drivetrain</i>	25
Gambar 3.5 <i>Center of Gravity Chassis</i>	26
Gambar 3.6 Titik Pembebanan Motor pada <i>Chassis</i> pada sumbu X	26

Gambar 3.7 Titik Pembebanan Motor pada <i>Chassis</i> pada sumbu Y dan Z.....	27
Gambar 3.8 Titik Pembebanan Baterai pada <i>Chassis</i> pada sumbu Y dan Z.....	27
Gambar 3.9 Titik Pembebanan Baterai pada Bagian Kanan <i>Chassis</i>	28
Gambar 3.10 Titik Pembebanan Baterai pada Bagian Kiri <i>Chassis</i>	28
Gambar 3.11 Titik Pembebanan Penumpang Depan.....	29
Gambar 3.12 Titik Pembebanan Penumpang Depan Kanan	29
Gambar 3.13 Titik Pembebanan Penumpang Depan Kiri	30
Gambar 3.14 Titik Pembebanan Penumpang Belakang	30
Gambar 3.15 Titik Pembebanan Penumpang Belakang Kanan.....	31
Gambar 3.16 Titik Pembebanan Penumpang Belakang Tengah	31
Gambar 3.17 Titik Pembebanan Penumpang Belakang Kiri.....	32
Gambar 3.18 Titik Pembebanan Drivetrain pada <i>Chassis</i> pada sumbu Y dan Z	32
Gambar 3.19 Titik Pembebanan Drivetrain pada <i>Chassis</i> pada sumbu X	33
Gambar 3.20 Titik Pembebanan Bagasi pada <i>Chassis</i> pada sumbu Y dan Z.....	33
Gambar 3.21 Titik Pembebanan Bagasi pada <i>Chassis</i> pada sumbu X.....	34
Gambar 3.22 Penempatan beban vertical	35
Gambar 3.23 Analisa gaya saat belok	36
Gambar 3.24 Analisa gaya saat akselerasi	38
Gambar 3.25 Analisa gaya saat pengereman.....	40
Gambar 3.26 <i>Meshing</i> pada <i>Software Static Structural</i>	42
Gambar 4.1 Penempatan Beban Pada <i>Chassis</i>	45
Gambar 4.2 Proses <i>Meshing</i>	46
Gambar 4.3 Pembebanan Vertikal.....	47
Gambar 4.4 <i>Constraint</i> Beban Vertikal.....	48

Gambar 4.5 Tegangan Akibat Pembebanan Vertikal	48
Gambar 4.6 Detail Hasil Simulasi Tegangan Pembebanan Vertikal	49
Gambar 4.7 <i>Safety factor</i> dari Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1.2 mm	49
Gambar 4.8 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Pembebanan Vertikal	50
Gambar 4.9 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat pembebanan vertikal	51
Gambar 4.10 Tegangan Akibat Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1 mm	52
Gambar 4.11 Detail Hasil Simulasi Tegangan Pembebanan Vertikal	52
Gambar 4.12 <i>Safety factor</i> dari Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1 mm	53
Gambar 4.13 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Pembebanan Vertikal	53
Gambar 4.14 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat pembebanan vertikal	54
Gambar 4.15 Arah Pembebanan Motor Akibat Belok	56
Gambar 4.16 Pembebanan Akibat Belok	56
Gambar 4.17 <i>Constraint</i> Beban Akibat Belok	57
Gambar 4.18 Tegangan Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1.2 mm	58
Gambar 4.19 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Beban Belok	58
Gambar 4.20 <i>Safety factor</i> Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1.2 mm	59

Gambar 4.21 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Akibat Beban Belok	59
Gambar 4.22 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X,.....	60
Gambar 4.23 Tegangan Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1 mm.....	61
Gambar 4.24 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Beban Belok	61
Gambar 4.25 <i>Safety factor</i> Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1 mm.....	62
Gambar 4.26 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Akibat Beban Belok	62
Gambar 4.27 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X,.....	63
Gambar 4.28 Arah Pembebanan Motor Akibat Akselerasi	65
Gambar 4.29 Beban Akibat Akselerasi	65
Gambar 4.30 <i>Constraint</i> Beban Akibat Akselerasi	66
Gambar 4.31 Tegangan Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1.2 mm.....	67
Gambar 4.32 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Akselerasi....	67
Gambar 4.33 <i>Safety factor</i> Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1.2 mm.....	68
Gambar 4.34 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Akibat Akselerasi	68
Gambar 4.35 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X,.....	69
Gambar 4.36 Tegangan Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1 mm.....	70
Gambar 4.37 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Akselerasi....	70
Gambar 4.38 <i>Safety factor</i> Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1 mm.....	71

Gambar 4.39 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Akibat Akselerasi	71
Gambar 4.40 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X,	72
Gambar 4.41 Arah Pembebanan Motor Akibat Pengereman	74
Gambar 4.42 Beban Akibat Pengereman	74
Gambar 4.43 <i>Constraint</i> Beban Akibat Pengereman	75
Gambar 4.44 Tegangan Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1.2 mm.	75
Gambar 4.45 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Pengereman.	76
Gambar 4.46 <i>Safety factor</i> Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1.2 mm.	76
Gambar 4.47 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Akibat Pengereman	77
Gambar 4.48 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X,	78
Gambar 4.49 Tegangan Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1 mm.	79
Gambar 4.50 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Pengereman.	79
Gambar 4.51 <i>Safety factor</i> Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1 mm.	80
Gambar 4.52 Detail Hasil Simulasi <i>Safety factor</i> Akibat Pengereman	80
Gambar 4.53 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X,	81

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Pengembangan Molina (Mobil Listrik Nasional) melibatkan beberapa perguruan tinggi nasional, salah satunya ITS. Dalam dua tahun terakhir ITS telah mampu membuat dua mobil listrik, yaitu EZZY ITS 1 dan 2. Pada tahun 2014-2015 ITS kembali dipercayai untuk merancang kembali mobil listrik sebagai penyempurnaan dari EZZY ITS, Braja Wahana, dengan dukungan LPDP (Lembaga Pengelola Dana Pendidikan).

Dalam proses pengembangan Braja Wahana, diawali dengan proses perancangan dan penelitian. Proses perancangan dan penelitian Braja Wahana, terdapat beberapa parameter penting mobil listrik yang berpengaruh pada performa di jalan. Beberapa diantaranya adalah daya motor listrik, transmisi daya dari motor listrik ke roda, stabilitas kendaraan, *center of gravity*, dan *reliability* mobil listrik. Stabilitas kendaraan merupakan bagian terpenting ketika mobil melaju di jalan. Mobil harus dalam kondisi stabil ketika akselerasi, deselerasi, maupun saat belok.

Menurut **I Nyoman Sutantra (2009)**^[1] dalam bukunya menjelaskan *chassis* adalah komponen kendaraan yang fungsi utamanya adalah sebagai rangka penguat konstruksi bodi kendaraan agar mampu menahan beban kendaraan dan beban impact saat terjadi tabrakan sehingga dapat melindungi penumpang. *Chassis* merupakan bagian terpenting dalam stabilitas dari sebuah kendaraan, karena semua komponen yang berkaitan dengan kestabilan menempel pada *chassis*. Beberapa diantaranya adalah suspensi, roda, *steering system*, *braking system*, dan tempat meletakkan baterai serta motor listriknya. Di tahun berikutnya, **Gan Yu Han (2010)**^[2], menerangkan bahwa dalam perancangan sebuah *chassis* mobil listrik sangat penting untuk mewakili pembebanan saat simulasi. Baterai lithium-ion, motor DC, dan kontroler perlu dipertimbangkan dari segi dimensi.

Mohd Hanif Mat dan Radzi Ab Ghani (2012)^[3], melakukan penelitian untuk mendapatkan efisiensi kendaraan yang tinggi. *Chassis* harus dirancang seringan mungkin dan mengurangi gaya gesek. Namun, *chassis* yang ringan juga harus mampu menahan beban engine, driver, akselerasi, pengereman dan belok. Pada tahun 2014, dua orang mahasiswa teknik mesin, **M. Fadlil Adhim**^[4] dan **Gustieaufar Dhaffi S.**^[5] (2014) juga melakukan simulasi performa *chassis* dengan menggunakan metode elemen hingga. Simulasi tersebut menunjukkan nilai kekakuan dan *safety factor* dari *chassis* yang diuji.

Dalam tugas akhir perancangan *chassis* mobil listrik, Braja Wahana, ini dilakukan dengan simulasi dengan *Software Static Structural* yang diharapkan memiliki *chassis* yang ringan namun kuat. Braja Wahana yang nantinya diharapkan mampu diproduksi massal, serta harus memiliki *reliability* tinggi dalam segala kondisi. Di sisi lain, semakin ringan *chassis* yang digunakan, jarak tempuh mobil semakin jauh. Hasil rancangan *chassis* nantinya berupa *blue print* mobil Braja Wahana.

I.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Berapa nilai tegangan Von Mises, *safety factor* dan deformasi dari *chassis* Braja Wahana profile hollow dengan variasi ketebalan 1.2 mm dan 1 mm ketika menerima pembebanan vertikal, belok, akselerasi, dan pengereman.
2. Bagaimana kekuatan *chassis* dalam menerima pembebanan vertikal, belok, akselerasi, dan pengereman menggunakan *Software Static Structural*.
3. Belum adanya *blue-print chassis* mobil listrik “Braja Wahana”

I.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mencari nilai tegangan Von Mises, *safety factor* dan deformasi dari *chassis* Braja Wahana profil hollow dengan variasi ketebalan 1.2 mm dan 1 mm ketika menerima pembebanan vertikal, belok, akselerasi, dan pengereman.
2. Mengevaluasi *chassis* dalam menerima pembebanan vertikal, akselerasi, pengereman, dan beban belok menggunakan *Software Static Structural*.
3. Mendapatkan *blue-print chassis* mobil listrik “Braja Wahana”.

I.4 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Penelitian pada tugas akhir ini dapat dijadikan referensi (*blue print*) untuk produksi massal mobil listrik demi kemajuan teknologi otomotif Indonesia.
2. Mahasiswa memahami konsep pengembangan dan perancangan kendaraan.
3. Memberikan rekomendasi desain *chassis* mobil listrik selanjutnya agar tidak mengalami *over design*.

I.5 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Spesifikasi mobil Braja Wahana
 - a. *Trackwidth* depan dan belakang : 152 cm
 - b. *Wheelbase* : 245 cm
2. Dalam penelitian ini massa *chassis*, motor, baterai, penumpang, *drivetrain* dan *unsprung mass* adalah massa yang diperhitungkan. Massa yang lain diabaikan karena dianggap kecil dan untuk menyederhanakan perhitungan
3. Massa bagian-bagian kendaraan yang terlibat dalam perhitungan :

- a. *Chassis* : 300 kg
 - b. Motor : 100 kg
 - c. Baterai : 120 kg
 - d. Penumpang : 4 x 125 kg
 - e. *Drivetrain* : 50 kg
 - f. Bagasi : 200 kg
 - g. *Un-sprung masses* : 4 x 50 kg
4. Tumpuan masing-masing dianggap tidak mempunyai reaksi momen dan hanya mempunyai reaksi F_x , F_y , dan F_z .
 5. Material yang digunakan adalah profil hollow bahan *alloy steel* ASTM A570 Grade 50 dengan ketebalan 1.2 mm dan 1 mm .

I.6 Sistematika Laporan

Dalam penyusunan tugas akhir ini, sistematika penulisan adalah sebagai berikut :

- | | |
|---------|--|
| BAB I | Pendahuluan
Berisikan latar belakang, rumusan masalah, tujuan penulisan, batasan masalah, serta sistematika penulisan. |
| BAB II | Dasar Teori
Berisikan teori-teori pendukung yang digunakan dalam menyusun tugas akhir ini. |
| BAB III | Metodologi Penelitian
Berisi prosedur pelaksanaan pengujian dan pengambilan data serta prosedur analisa. |
| BAB IV | Analisa dan Pembahasan
Berisikan simulasi dan hasil simulasi, serta pembahasan dari hasil analisa struktur <i>chassis</i> mobil listrik “Braja Wahana”. |
| BAB V | Kesimpulan dan Saran
Berisikan kesimpulan dari seluruh analisa dan evaluasi yang dilakukan serta berisi saran untuk pengembangan lanjutan penelitian. |

BAB II DASAR TEORI

II.1 Mobil Listrik

Mobil listrik merupakan mobil yang digerakkan menggunakan motor listrik dengan penyimpanan energinya pada baterai atau tempat penyimpanan energi lainnya. Mobil listrik populer pada pertengahan abad ke-19 dan awal abad ke-20, seperti pada Gambar 2.1. Hal ini disebabkan karena mobil listrik menawarkan kenyamanan dan pengoperasian yang mudah yang tidak dapat dicapai oleh kendaraan-kendaraan bermesin bensin saat itu.^[6]



Gambar 2.1 Mobil listrik Jerman, 1904 ^[6]

Seiring dengan perkembangan zaman, negara-negara di dunia mulai mengembangkan mobil listrik. Perspektif mobil listrik sangat cerah dalam bidang penelitian dan bisnis. Mobil listrik tidak memiliki emisi gas buang seperti mobil *internal combustion*, kebisingan mobil sangat rendah, namun harga dan perawatan mobil yang relatif mahal. Hal tersebut yang ingin dipecahkan oleh negara-negara di dunia, termasuk Indonesia.

II.2 Tipe Chassis

Pada kendaraan ada beberapa bagian yang berperan penting dalam stabilitas dan kenyamanan kendaraan, salah satunya *vehicle stability*. *Vehicle stability* meliputi *suspension*, *steering system*, *braking system*, dan *chassis*. *Chassis* memiliki

peran penting karena semua komponen yang berkaitan dengan kestabilan menempel pada *chassis*. *Chassis* yang baik harus mempunyai kekakuan yang baik juga untuk menumpu seluruh bagian dari mobil dan penumpang disemua kondisi.

Berikut merupakan beberapa jenis *chassis* pada umumnya :

II.2.1 *Ladder Chassis*

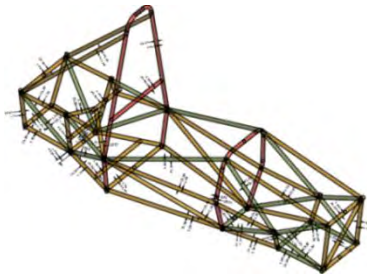
Ladder chassis, Gambar 2.2, merupakan salah satu jenis *chassis* yang memiliki model seperti anak tangga. Pada model ini *chassis* terpisah dengan bodi. Karakter *chassis* ini dapat mereduksi getaran saat kendaraan melaju.



Gambar 2.2 *Ladder Chassis* ^[7]

II.2.2 *Tubular Chassis Frame*

Tubular chassis frame, Gambar 2.3, merupakan jenis *chassis* yang terbuat dari material yang berbentuk tubular. *Chassis* ini biasa digunakan pada Formula SAE. Seluruh bagian *chassis*nya terbuat dari pipa.



Gambar 2.3 *Tubular Chassis Frame*

II.2.3 *Monocoque*

Monocoque, Gambar 2.4 merupakan jenis *chassis* yang *chassis* dan bodinya menyatu. Pemakaian *chassis* ini biasanya diperuntukkan untuk kebutuhan yang ringan. Jenis *chassis* ini lebih ringan dari jenis *chassis* lainnya, selain itu mobil juga lebih rigid.



Gambar 2.4 Monocoque ^[8]

Selain itu, ada jenis lain yaitu *semi-monocoque*, Gambar 2.5. Jenis ini *chassis* dan body terpisah, namun body menyesuaikan bentuk *chassis* yang telah jadi. Biasanya terbuat dari plat yang dibentuk sesuai dengan bentuk bodi yang diinginkan.



Gambar 2.5 Semi-monocoque ^[7]

II.3 Material *Chassis*

Kendaraan masa kini, umumnya menggunakan *chassis* dengan material berbentuk besi hollow atau besin CNP (kanal C). Kedua bentuk ini dipilih karena memiliki berat yang lebih ringan

namun *safety factor* dari kendaraan sendiri masih dalam jangkauan aman. Manufacturing menggunakan kedua material ini juga cenderung lebih mudah.

Kekuatan merupakan sifat mekanik dari suatu material. Kekuatan adalah kemampuan suatu material untuk menerima tegangan tanpa menyebabkan material menjadi patah. Pada kendaraan material bisa kehilangan fungsinya karena mengalami beban saat jalan. Hilangnya fungsi tersebut karena ada dua sebab, yaitu beban ekstrim atau kelelahan material.

II.3.1 Besi Hollow

Besi hollow merupakan material dengan berbentuk pipa dengan luas penampang segi empat. Besi hollow biasa digunakan pada konstruksi, seperti pada Gambar 2.6. Beberapa tahun ini, ada beberapa produsen mobil yang menggunakan besi hollow untuk material.



Gambar 2.6 Chassis mobil Mercedes tahun 1901 ^[9]

II.3.2 Besi CNP (Kanal C)

Besi CNP atau biasa dikenal dengan besi kanal C merupakan besi yang memiliki bentuk luas penampang seperti huruf C. Besi CNP ini biasa digunakan untuk material *chassis* dari truck, seperti pada Gambar 2.7.



Gambar 2.7 Chassis dari truk heavy duty ^[10]

II.3.3 Material Properties

Material yang digunakan adalah *alloy steel* ASTM A570 Grade 50, material yang biasa digunakan untuk struktur-struktur otomotif. Berikut *material properties alloy steel* ASTM A570 Grade 50.

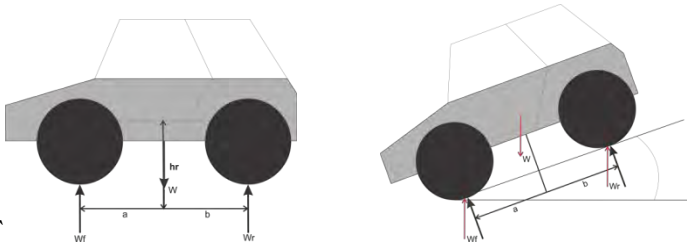
Tabel 2.1 Material properties Alloy Steel ASTM A570 Grade 50 ^[11]

Properties		Conditions	
		T (°C)	Treatment
Density ($\times 1000$ kg/m ³)	7.7-8.03	25	
Poisson's Ratio	0.27-0.30	25	
Elastic Modulus (GPa)	190-210	25	
Tensile Strength (Mpa)	450		
Yield Strength (Mpa)	345	25	
Elongation (%)	10-12		
Reduction in Area (%)			

II.4 Dinamika Kendaraan

II.4.1 Center Of Gravity

Titik berat kendaraan bisa didapatkan dengan melakukan perhitungan gaya reaksi yang terjadi pada roda depan atau belakang. Gaya reaksi dari roda depan (W_f) dan roda belakang (W_r) jika dijumlah akan sama dengan berat total dari kendaraan (W), seperti pada Gambar 2.8. ^[1]



Gambar 2.8 Penimbangan untuk mencari titik berat

Untuk mengukur jarak sumbu roda depan dengan pusat titik berat dapat ditentukan dengan menggunakan prinsip mekanika teknik. Sumbu roda sebagai pusat momen, maka akan didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$a = \frac{(a+b)W_r}{W_f + W_r} \quad (2.1)$$

$$b = \frac{(a+b)W_f}{W_f + W_r} \quad (2.2)$$

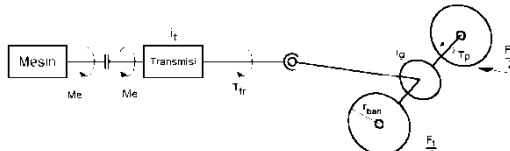
Untuk mengukur jarak vertikal antara sumbu roda dengan pusat titik berat dengan sumbu roda depan sebagai pusat momen dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$h_r = \frac{[a \cdot W - (a+b) \cdot W_r \theta]}{W \tan(\theta_d)} \quad (2.3)$$

Posisi titik berat mempengaruhi kestabilan kendaraan. Perubahan posisi titik berat akan dilakukan jika kendaraan mengalami skid atau guling. Jika kendaraan mengalami skid pada roda belakang, titik berat perlu digeser ke arah kiri atau kedepan. Jika kendaraan mengalami skid pada roda depan, titik berat perlu digeser ke arah kanan atau belakang. Selain itu, jika kendaraan mengalami guling, ketinggian titik berat harus diubah.

II.4.2 Gaya Dorong

Gaya dorong yang dihasilkan oleh putaran mesin pada kendaraan bermotor digambarkan pada Gambar 2.9 dan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

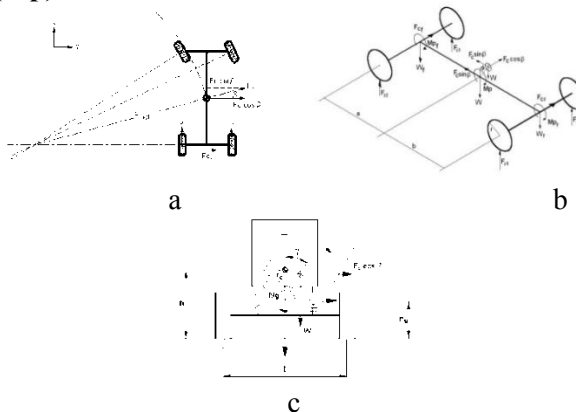


Gambar 2.9 Gaya Dorong ^[1]

$$\bullet \quad F_t = \frac{T_p}{r} = \frac{i_t \cdot i_g \cdot Me}{r} \cdot \eta_t \quad (2.4)$$

dimana η_t pada kendaraan bermesin melintang memiliki nilai sebesar 0,91 - 0,95 ($\approx 0,92$). Sedangkan untuk kondisi berbelok maksimum adalah F_t dimana salah satu roda hampir terangkat (sehingga tidak mengalami gaya dorong pada roda 1).

II.4.3 Gaya Sentrifugal (Fc), Momen Guling (Mg) dan Momen Pitching (Mp)



Gambar 2.10 a) Gaya Sentrifugal b) Momen Guling dan c) Momen Pitching ^[1]

$$\bullet \quad F_c = m \frac{V^2}{R_{ack}} \quad (2.5)$$

$$\bullet \quad Mg = F_c \cdot \cos \beta \cdot r_c \cdot \cos \gamma + W \cdot r_c \cdot \sin \gamma \quad (2.6)$$

$$\bullet \quad Mp = F_c \cdot \sin \beta \cdot r_c \cdot \cos \varphi + W \cdot r_c \cdot \sin \varphi \quad (2.7)$$

Jika $\gamma \approx 0$, $\varphi \approx 0$ dan $r_c \approx 1/3 h$ (pendekatan), maka

$$\bullet \quad Mg = F_c \cdot \cos \beta \cdot r_c = F_c \cdot \cos \beta \cdot \frac{1}{3} h$$

$$\bullet \quad Mp = F_c \cdot \sin \beta \cdot r_c = F_c \cdot \sin \beta \cdot \frac{1}{3} h$$

perpindahan gaya normal dari belakang ke depan akibat momen pitching

$$\bullet \quad \Delta F_{zL} = \frac{Mp}{l} + \frac{F_c \cdot \sin \Phi \cdot h}{l} \quad (2.8)$$

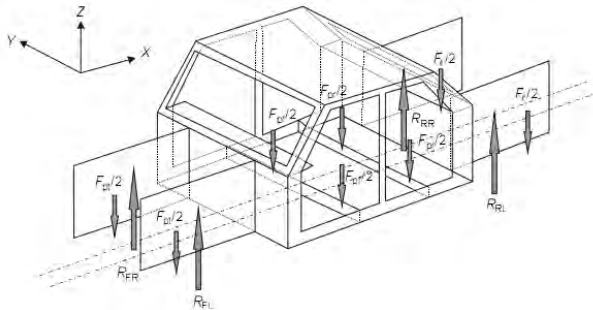
II.5 Pembebanan Pada Chassis

Pada pengujian kekuatan dan kekakuan *chassis* sebuah kendaraan dapat dilakukan dengan dua metode. Metode yang pertama adalah eksperimen dan metode kedua adalah simulasi. Dalam metode simulasi, *chassis* dikenakan pembebanan statik maupun dinamik yang mewakili beban sebenarnya.

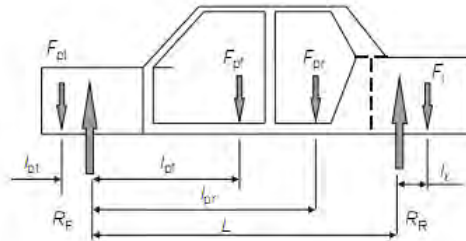
Menurut buku *Automotive Engineering* oleh *David A. Crolla, 2009* ^[12] pembebanan pada *chassis* sebuah mobil dibagi menjadi 3, yaitu pembebanan vertikal, lateral atau belok, dan pengereman..

II.5.1 Pembebanan Vertikal

Pembebanan vertikal ditunjukkan seperti pada Gambar 2.11 berikut :



Gambar 2.11 Baseline model-pembebanan vertikal tampak isometris^[12]



Gambar 2.12 Distribusi beban vertikal tampak samping^[12]

- Dimana :
- F_{pt} = Gaya yang diakibatkan oleh *powertrain*
 - F_{pf} = Gaya yang diakibatkan oleh penumpang depan
 - F_{pr} = Gaya yang diakibatkan oleh penumpang belakang
 - F_l = Gaya yang diakibatkan barang yang ada pada bagasi
 - R_f = Gaya reaksi oleh roda bagian depan
 - R_r = Gaya reaksi oleh roda bagian belakang

Pada Gambar 2.12, ditunjukkan distribusi beban vertikal pada mobil dengan wheelbase (L) dan jarak setiap beban terhadap roda depan. Dari gambar tersebut dapat diturunkan menjadi persamaan sebagai berikut :

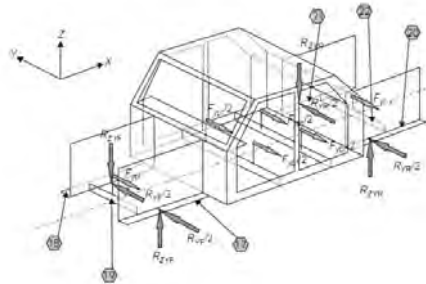
$$R_f = \frac{F_{pt}(L+l_{pt})+F_{pf}(L-l_{pf})+F_{pr}(L-l_{pr})-F_l l_l}{L} \quad (2.9)$$

atau

$$R_r = \frac{F_{pf}l_{pf}+F_{pr}l_{pr}+F_l(L+l_l)-F_{pt}l_{pt}}{L} \quad (2.10)$$

II.5.2 Pembebanan Lateral atau Belok

Ketika mobil berbelok akan timbul gaya lateral yang disebabkan oleh gaya sentrifugal. Gaya inersia dari mobil akan memberikan aksi di-*center of gravity* dari mobil yang arahnya keluar dari pusat radius beloknya. Gaya inersia ini seimbang dengan gaya lateral yang timbul pada roda yang menyentuh tanah pada titik tertentu yang kemudian diteruskan pada *chassis* setelah melewati suspensi. Ditunjukkan pada Gambar 2.13, berikut merupakan keadaan mobil ketika melaju lurus kemudian belok ke kanan :



Gambar 2.13 Baseline model-beban lateral tampak isometris^[12]

Dimana : F_{ypt} = Gaya yang diakibatkan oleh *powertrain* kearah sumbu y

F_{ypf} = Gaya yang diakibatkan oleh penumpang depan kearah sumbu y

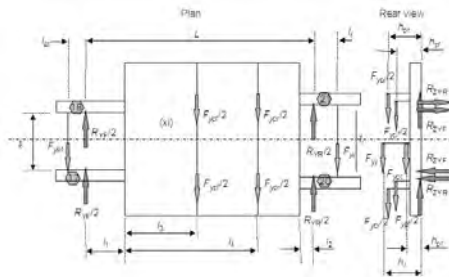
F_{ypr} = Gaya yang diakibatkan oleh penumpang belakang kearah sumbu y

F_{yl} = Gaya yang diakibatkan barang yang ada pada bagasi kearah sumbu y

R_{zyf} = Gaya reaksi oleh roda bagian depan ke arah sumbu y

R_{zyr} = Gaya reaksi oleh roda bagian belakang ke arah sumbu y

Gaya inersia *powertrain*, penumpang, barang yang ada dibagasi mengarah ke arah kiri dari mobil. Gaya penyeimbang dari samping dapat dilihat pada Gambar 2.14 sebagai R_{yf} dan R_{yr} pada poros depan dan belakang.



Gambar 2.14 Distribusi beban lateral tampak atas^[12]

Dapat dilihat pada Gambar 2.14, terdapat gaya-gaya yang menimbulkan momen rolling pada mobil. Persamaannya dapat diturunkan sebagai berikut :

$$M_R = F_{ypt}h_{pt} + F_{ypr}h_{pr} + F_{yf}h_{fl} + F_{yr}h_{rl} \quad (2.11)$$

Kemudian untuk kesetimbangan dari gaya reaksi vertikal dapat diturunkan persamaan sebagai berikut :

$$M_R = R_{ZYF}t_f + R_{ZYR}t_r \quad (2.12)$$

Nilai R_{zyf} dan R_{zyr} tidak diketahui, pada umumnya diberikan rasio antara kedua nilai tersebut. Pada umumnya nilai kekakuan pada bagian depan lebih besar dari kekakuan pada bagian belakang (diasumsikan kekakuan *body uniform*), oleh karena itu momen pada mobil bagian depan pada umumnya

dilambangkan dengan nM , dengan nilai n antara 0,5-0,7, seperti pada persamaan berikut :

Pada bagian depan

$$R_{ZYF} = nM_R/t_f \quad (2.13)$$

Pada bagian belakang

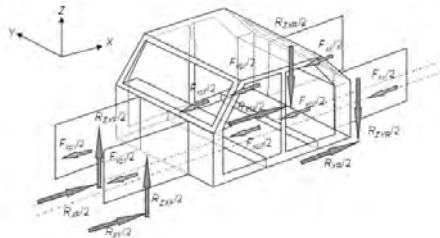
$$R_{ZYR} = (1 - n)M_R/t_r \quad (2.14)$$

Dari gambar 2.13 dapat diturunkan juga persamaan sebagai berikut :

$$R_{YR} = \left\{ \frac{F_{ypr}(l_1+l_3)+F_{ypr}(l_1+l_4)+F_{ypl}(L+l_l)}{L} \right\} \quad (2.15)$$

II.5.3 Pembebanan Akibat Pengereman

Ketika mobil mengalami pengereman, maka akan terjadi gaya-gaya seperti yang pada Gambar 2.15 berikut :



Gambar 2.15 Baseline model-pembebanan akibat pengereman^[12]

Dimana : F_{xpt} = Gaya yang diakibatkan oleh *powertrain* kearah sumbu x

F_{xpf} = Gaya yang diakibatkan oleh penumpang depan kearah sumbu x

F_{xpr} = Gaya yang diakibatkan oleh penumpang belakang kearah sumbu x

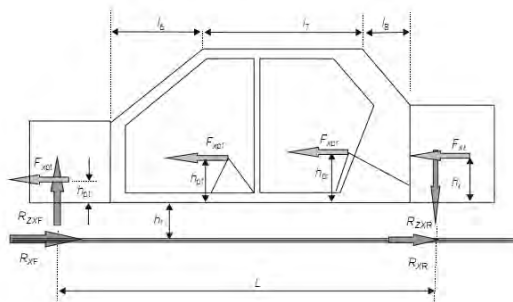
F_{xl} = Gaya yang diakibatkan barang yang ada pada bagasi kearah sumbu x

R_{ZXF} = Gaya reaksi oleh roda bagian depan ke arah sumbu x

R_{ZXR} = Gaya reaksi oleh roda bagian belakang ke arah sumbu x

Pada kondisi proporsional, pengereman pada kedua roda depan selalu antar 50-80% dari keseluruhan pengereman pada mobil. Ketika pengereman berlangsung terdapat gaya vertikal tambahan (R_{ZXF}) pada roda depan. Hal tersebut dapat diturunkan dengan persamaan sebagai berikut :

$$n = \frac{R_{XF}}{R_{XF} + R_{XR}} \quad (2.16)$$



Gambar 2.16 Distribusi beban akibat pengereman tampak atas^[12]

Pada Gambar 2.16, gaya R_{XF} dan R_{XR} merupakan gaya yang terjadi pada titik kontak roda dengan tanah dengan h_f merupakan jarak antara dasar *chassis* dengan titik gayanya. Dari gambar tersebut dapat diturunkan menjadi persamaan berikut :

$$R_{ZXF} = R_{ZXR}$$

$$R_{ZXF} = \left\{ \frac{F_{xpt}(h_{pt} + h_f) + F_{xpf}(h_{pf} + h_f) + F_{xpr}(h_{pr} + h_f) + F_{xl}(h_l + h_f)}{L} \right\} \quad (2.17)$$

II.6 Faktor Dinamis

Dalam pembebanan dinamis harus dianggap sebagai kendaraan yang melintasi permukaan jalan yang tidak rata, misalnya kendaraan melewati lubang pada jalan. Walaupun pada kenyataannya dampak yang dihasilkan dapat diredam oleh suspensi, namun dalam pembebanan kondisi statis menyebabkan peningkatan. Pengalaman diperoleh oleh produsen kendaraan menunjukkan bahwa beban statis harus ditingkatkan oleh faktor 2,5 sampai 3,0 untuk kendaraan komersial dan untuk kendaraan *Off-road* atau *cross-country* dapat dirancang dengan faktor dari 4. Pada saat mobil mengalami gaya lateral (kondisi belok), nilai *dynamic factor* yang disarankan adalah $K=1,75$. Beberapa nilai untuk faktor beban dinamis dan faktor keamanan tambahan dari penelitian yang berbeda tercantum pada tabel 2.2 dan tabel 2.3. [13]

Tabel 2.2 Faktor Dinamis Pengali Beban dan Faktor Keselamatan Beban Vertikal (K_v) [13]

	<i>Commonly used Erz (1957)</i>		<i>Pawlowski (1969)</i>
Dynamic factor	3	2	2.5
Additional safety factor	1.5		1.4–1.6 (away from stress concentrations) 1.5–2.0 (engine and suspension mountings)

Tabel 2.3 Faktor Dinamis Pengali Beban dan Faktor Keselamatan untuk Akselerasi dan Pengereman (K_d) [13]

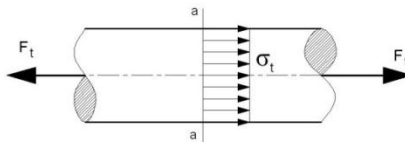
	<i>Pawlowski (1969)</i>	<i>Cranfield tests (Tidbury 1966)</i>	<i>Garrett (1953)</i>
Cars	1.1 g	1.84 g	1.75 g
Trucks	0.75 g		

II.7 Teori Kegagalan

Tegangan normal terjadi apabila dua gaya (F_t atau F_c) yang besarnya sama dan berlawanan arah bekerja tegak lurus pada potongan suatu benda.^[14]

Kondisi tarik (*tension*) :

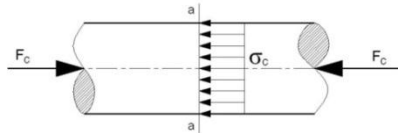
$$\sigma_t = \frac{F_t}{A(a-a)} \quad (2.18)$$



Gambar 2.17 Tegangan normal tarik pada silinder^[14]

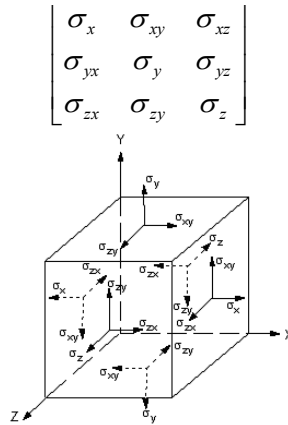
Kondisi tekan (*compression*) :

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A(a-a)} \quad (2.19)$$



Gambar 2.18 Tegangan normal tekan pada silinder^[14]

Tegangan dilihat pada sebuah titik apabila diperbesar berupa bentuk kubus yang memiliki dimensi dx , dy dan dz seperti pada Gambar 2.19. Dengan mengambil suatu sumbu referensi *orthogonal* (*Cartesian*) maka kubus tersebut akan memiliki 9 komponen sebagai berikut :



Gambar 2.19 Tensor tegangan^[14]

Dimana memiliki Tegangan Prinsipil yang didapat dari persamaan :

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0 \quad (2.20)$$

sehingga diperoleh σ_1 , σ_2 dan σ_3 dimana,

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2$$

$$I_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - \sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 - \sigma_y \cdot \tau_{xz}^2 - \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2$$

Sedangkan tegangan equivalennya didapat dari persamaan :

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{1/2} \quad (2.21)$$

atau

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (2.22)$$

Persamaan di atas merupakan *Maximum Distortion Energy Failure Theory (DET)* atau yang juga dikenal dengan istilah *Von Mises*.

II.8 Tegangan & Deformasi Yang Diizinkan Pada Chassis Kendaraan

Tegangan yang diizinkan merupakan tegangan yang berada dibawah tegangan yieldnya. Dalam kondisi realnya tegangan yang diizinkan didapatkan dengan adanya factor pembagi yaitu *safety factor*, nilai *safety factor* untuk *chassis* mobil sehari-hari adalah 1.5.^[15]

Deformasi yang diizinkan memiliki indeks defleksi yang didapat dari perbandingan defleksi dengan panjang batang.

$$f = \frac{\text{defleksi}}{\text{panjang batang}} = \frac{\delta}{L} \quad (2.23)$$

Untuk *chassis* kendaraan (mobil), nilai f yang diizinkan adalah 1/240 atau 0.0042L.^[15]

II.9 Pengujian Dinamis Pada City Car Indonesia

Sebelum mobil dapat dilepas dipasarkan, mobil akan mengalami beberapa pengujian. Pada umumnya pengujian dilakukan dalam 2 tahap, pertama pengujian statis dan kedua pengujian dinamis. Pengujian dinamis dapat dilakukan setelah mobil dinyatakan lolos dalam pengujian statis.

Pengujian dinamis yang paling umum dilakukan adalah uji pengereman. Ketika dilakukan uji pengereman, dapat diambil beberapa data dari mobil tersebut, antara lain waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan tertentu, waktu dan jarak untuk berhenti dari kecepatan tertentu, dan kecepatan maksimum dari mobil tersebut.

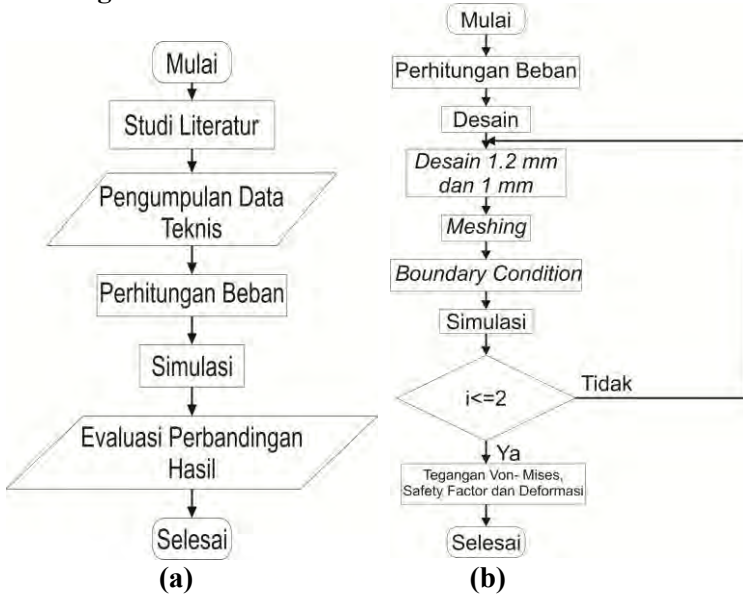
Berikut hasil tes pengujian beberapa *city car* yang ada di Indonesia :

Tabel 2.4 Hasil pengujian beberapa kendaraan *city car* ^[16]

No.	Kecepatan (km/jam)	Waktu yang ditempuh (sekon)	Keterangan
<i>Mitsubishi Mirage</i>			
1.	0 – 100	15	-
2.	0 – 113,7	20	Jarak yang ditempuh 402 m
3.	60 – 80	3,5	-
4.	80 – 100	5	-
5.	60 – 0	1,8	Jarak yang ditempuh 15,3 m
<i>Suzuki Splash</i>			
1.	0 – 100	14,3	-
2.	0 – 104	19,4	Jarak yang ditempuh 402 m
3.	60 – 80	3,3	-
4.	80 – 100	5,2	-
5.	60 – 0	2,5	Jarak yang ditempuh 26,6 m
<i>Nissan March</i>			
1.	0 – 100	10,9	-
<i>Suzuki Ertiga GX</i>			
1.	60 – 100	3,7	-
<i>Suzuki Swift</i>			
1.	0 – 100	13	-
2.	60 – 0	3,2	Jarak yang ditempuh 15,8 m
<i>Honda Brio</i>			
1.	0 – 100	14,8	-
2.	0 – 109	19,8	Jarak yang ditempuh 402 m
3.	60 – 80	5,2	-
4.	60 – 0	2,2	Jarak yang ditempuh 15,6 m

BAB III METODE PENELITIAN

III.1 Diagram Alir



Gambar 3.1 Diagram alir tugas akhir (a) dan diagram alir simulasi (b)

Seperti dijelaskan pada Gambar 3.1, dalam tugas akhir ini didahului dengan studi literatur pada berbagai sumber dan pengumpulan data teknis mobil Braja Wahana. Selanjutnya adalah perhitungan beban yang meliputi beban vertikal, belok, akselerasi dan pengereman. Langkah selanjutnya adalah proses simulasi yang dijelaskan pada diagram alir simulasi (b). Simulasi diawali dengan perhitungan beban, kemudian *meshing* atau pemecahan model 3d *chassis* menjadi elemen hingga. Setelah *meshing*, dilanjutkan dengan penentuan letak-letak *boundary condition* pada model 3d *chassis*. Pengujian ini diakhiri dengan

memperoleh data hasil simulasi dan mengevaluasi perbandingan hasil.

Berdasarkan tujuan tugas akhir ini, diharapkan penelitian ini mampu mengevaluasi performa dan efektifitas dari *chassis* Braja Wahana. Ada 4 pembebanan pada tugas akhir ini :

1. Beban vertikal
2. Beban akibat belok
3. Beban akibat akselerasi
4. Beban akibat pengereman

Dengan memberikan 4 pembebanan tersebut diharapkan mampu mendapatkan sebuah evaluasi tentang kekuatan dari *chassis* ini.

III.2 Data Teknis Mobil Listrik

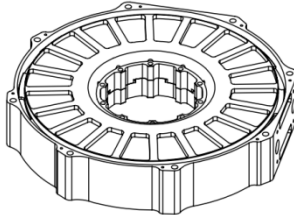
III.2.1 Baterai



Gambar 3.2 Foto Baterai

Baterai yang digunakan merupakan baterai *lithium-ion rechargeable cell* dengan tipe GBS-LFP60Ah. Voltase yang mampu dihasilkan oleh baterai sebesar 3.2 V dengan berat cell 2 kg. Dalam Braja Wahana, baterai ini akan disusun secara seri 96 seri dan 2 paralel, sehingga total baterai adalah 96x2 kg.

III.2.2 Motor



Gambar 3.3 Desain Motor

Motor yang digunakan adalah motor hasil bagian dari riset mobil listrik ITS yang mencontoh desain dari motor merk Jepang yaitu YASA. Motor ini menggunakan housing dari aluminium tipe 7075. Dibagian tengah motor terdapat rotor yang terdiri dari beberapa magnet yang ditata melingkar pada bagian housingnya.

III.2.3 Drivetrain



Gambar 3.4 Sistem *Drivetrain*

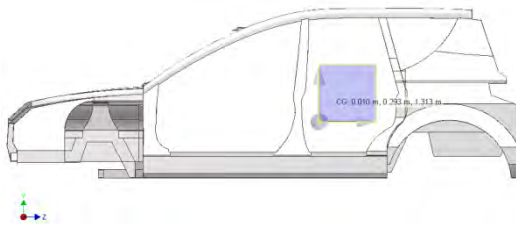
Braja Wahana menggunakan sistem penggerak depan. Sistem drivetrain berada disebelah dari motor. Di dalam sistem ini dilakukan tiga (3) kali reduksi putaran untuk memperoleh torsi yang mampu mendapatkan percepatan mobil 3 m/s^2 .

III.3 Perhitungan Kokoordinat Pembebanan

Penempatan-penempatan bagian tertentu diatas sesuai dengan fabrikasi yang telah dibuat Titik-titik pembebanan diletakkan sesuai dengan *Center of Gravity* (CG) pada tempat-tempat yang telah disiapkan pada *chassis*. Penentuan CG pada simulasi menggunakan software 3D Cad.

Dalam simulasi dilakukan 2 kali masing-masing pembebanan dengan variasi ketebalan *chassis* 1.2 mm dan 1 mm.

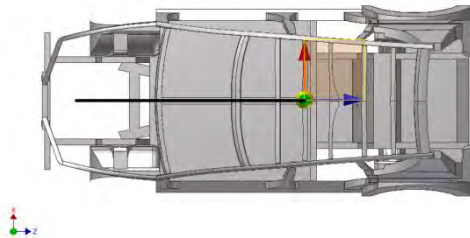
III.3.1 Chassis



Gambar 3.5 Center of Gravity Chassis

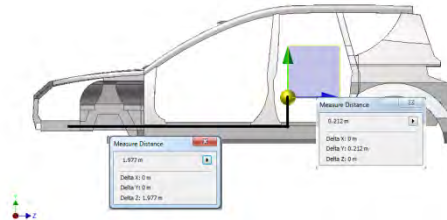
Titik *center of gravity* (CG) dari *chassis* didapat dari software 3D Cad. CG dari *chassis* menjadi acuan penentuan kokoordinat *part* yang lain. Kokoordinat CG dari *chassis* adalah $(X,Y,Z)=(0.010,0.293,1.313)$ seperti pada gambar 3.5.

III.3.2 Motor



Gambar 3.6 Titik Pembebanan Motor pada Chassis pada sumbu X

CG *chassis* menjadi acuan untuk menentukan koordinat titik pembebanan dari motor. Sehingga titik $X=0$, seperti pada gambar 3.6.

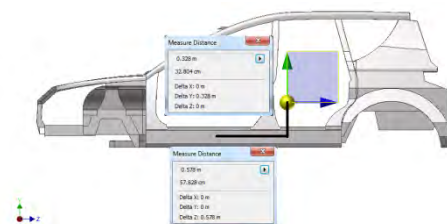


Gambar 3.7 Titik Pembebanan Motor pada Chassis pada sumbu Y dan Z

Nilai koordinat $Y=-0.212$ m dan $Z=1.977$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan koordinat dari titik $(0,0,0)$. Jadi koordinat pembebanan motor pada *chassis* adalah titik $(0.010,-0.081,-0.664)$ m.

III.3.3 Baterai

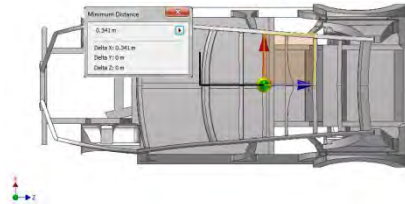
Dalam penempatan pembebanan terdapat 2 koordinat untuk mendapatkan hasil yang lebih detail.



Gambar 3.8 Titik Pembebanan Baterai pada Chassis pada sumbu Y dan Z

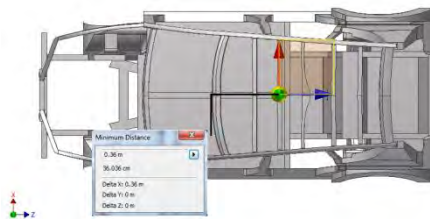
CG *chassis* menjadi acuan untuk menentukan koordinat titik pembebanan dari baterai. Nilai koordinat Y dan Z untuk 2

posisi penempatan pembebanan berniali sama, karena jika ditinjau dari sumbu X keduanya segaris. Nilai koordinat $Y=-0.328$ m dan $Z=-0.578$ m.



Gambar 3.9 Titik Pembebanan Baterai pada Bagian Kanan Chassis pada sumbu X

Nilai kokoordinat $X=0.341$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan kokoordinat dari titik $(0,0,0)$. Jadi kokoordinat pembebanan baterai kanan pada *chassis* adalah dititik $(0.351,-0.035,0.735)$ m.

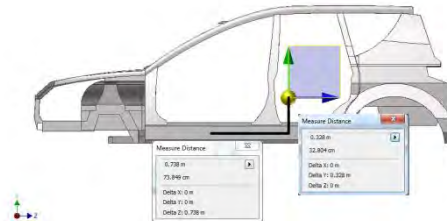


Gambar 3.10 Titik Pembebanan Baterai pada Bagian Kiri Chassis pada sumbu X

Nilai kokoordinat $X=0.36$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan kokoordinat dari titik $(0,0,0)$. Jadi kokoordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah dititik $(-0.35,-0.035,0.735)$ m.

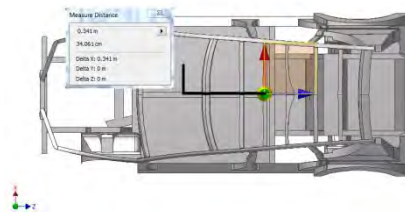
III.3.4 Penumpang

Dalam simulasi ini diasumsikan mobil terisi 5 penumpang, 2 didepan dan 3 dibelakang. Dalam penempatan pembebanan juga terdapat 5 kooordinat masing-masing penumpang untuk mendapatkan hasil yang lebih detail.



Gambar 3.11 Titik Pembebanan Penumpang Depan pada *Chassis* pada sumbu Y dan Z

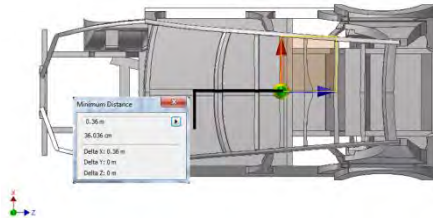
CG *chassis* menjadi acuan untuk menentukan koordinat titik pembebanan dari penumpang depan. Nilai koordinat Y dan Z 2 penumpang depan untuk penempatan pembebanan bernilai sama, karena jika ditinjau dari sumbu X keduanya segaris. Nilai koordinat $Y = -0.328$ m dan $Z = -0.738$ m.



Gambar 3.12 Titik Pembebanan Penumpang Depan Kanan pada *Chassis* pada sumbu X

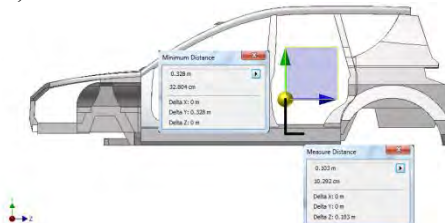
Nilai koordinat penumpang depan kanan adalah $X = 0.341$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan kooordinat dari titik (0,0,0). Jadi

kokoordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah dititik $(0.351,-0.035,0.575)$ m.



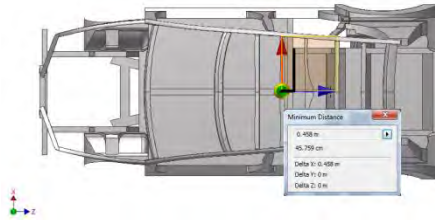
Gambar 3.13 Titik Pembebanan Penumpang Depan Kiri pada *Chassis* pada sumbu X

Nilai koordinat penumpang depan kanan adalah $X=-0.36$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan kokoordinat dari titik $(0,0,0)$. Jadi kokoordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah dititik $(-0.350,-0.035,0.575)$ m.



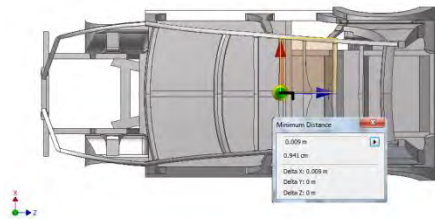
Gambar 3.14 Titik Pembebanan Penumpang Belakang pada *Chassis* pada sumbu Y dan Z

Nilai koordinat Y dan Z 3 penumpang belakang untuk penempatan pembebanan bernilai sama, karena jika ditinjau dari sumbu X keduanya segaris. Nilai koordinat $Y=-0.328$ m dan $Z=0.103$ m.



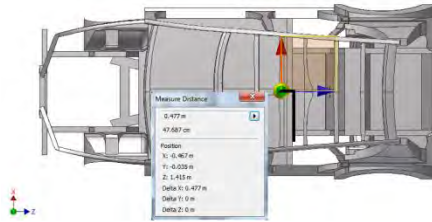
Gambar 3.15 Titik Pembebanan Penumpang Belakang Kanan pada *Chassis* pada sumbu X

Nilai koordinat penumpang belakang kanan adalah $X=0.458$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan kokoordinat dari titik $(0,0,0)$. Jadi kokoordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah dititik $(0.468,-0.035,1.416)$ m.



Gambar 3.16 Titik Pembebanan Penumpang Belakang Tengah pada *Chassis* pada sumbu X

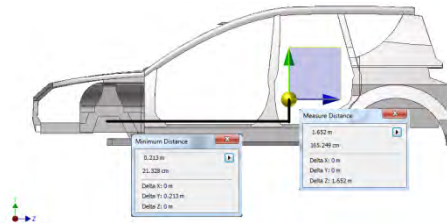
Nilai koordinat penumpang belakang tengah adalah $X=-0.009$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan kokoordinat dari titik $(0,0,0)$. Jadi kokoordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah dititik $(0.001,-0.035,1.416)$ m.



Gambar 3.17 Titik Pembebanan Penumpang Belakang Kiri pada *Chassis* pada sumbu X

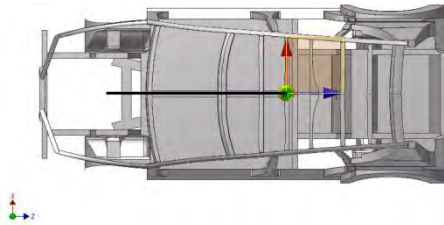
Nilai koordinat penumpang belakang kiri adalah $X = -0.467$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan koordinat dari titik (0,0,0). Jadi koordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah titik (-0.467, -0.035, 1.416) m.

III.3.5 Drivetrain



Gambar 3.18 Titik Pembebanan Drivetrain pada *Chassis* pada sumbu Y dan Z

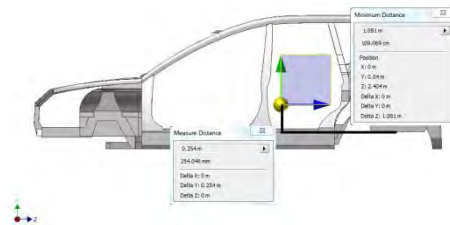
CG *chassis* menjadi acuan untuk menentukan koordinat titik pembebanan dari drivetrain. Nilai koordinat $Y = -0.213$ dan $Z = -1.652$.



Gambar 3.19 Titik Pembebanan Drivetrain pada *Chassis* pada sumbu X

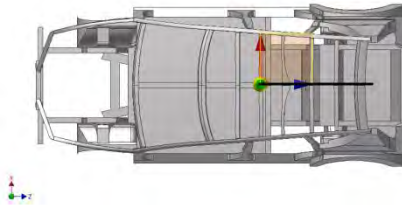
Nilai koordinat drivetrain adalah $X=0$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan koordinat dari titik $(0,0,0)$. Jadi koordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah titik $(0.01, 0.08, -0.339)$ m.

III.3.6 Bagasi



Gambar 3.20 Titik Pembebanan Bagasi pada *Chassis* pada sumbu Y dan Z

CG *chassis* menjadi acuan untuk menentukan koordinat titik pembebanan dari bagasi. Nilai koordinat $Y=-0.254$ dan $Z=1.091$, seperti pada gambar 3.20.



Gambar 3.21 Titik Pembebanan Bagasi pada *Chassis* pada sumbu X

Nilai koordinat drivetrain adalah $X=0$ m. Nilai semua titik harus dijumlahkan dengan nilai CG dari *chassis* untuk mendapatkan kokoordinat dari titik (0,0,0). Jadi kokoordinat pembebanan baterai kiri pada *chassis* adalah dititik (0.01,0.039,2.404) m.

Tabel 3.1 Kokoordinat Pembebanan Bagian-Bagian Kendaraan

Bagian Kendaraan		X (m)	Y (m)	Z (m)
<i>Chassis</i>		0.010	0.293	1.313
Motor		0.010	-0.081	-0.664
Baterai	Kanan	0.351	-0.035	0.735
	Kiri	-0.350	-0.035	0.735
Penumpang	Depan Kanan	0.351	-0.035	0.575
	Depan Kiri	-0.350	-0.035	0.575
	Belakang Kanan	0.468	-0.035	1.416
	Belakang Tengah	0.001	-0.035	1.416
	Belakang Kiri	-0.467	-0.035	1.416
<i>Drivetrain</i>		0.010	0.080	-0.339
Bagasi		0.010	0.039	2.404

III.4 Beban Vertikal

Beban vertikal dipengaruhi oleh massa-massa dari bagian mobil yang termasuk sprung mass, yaitu :

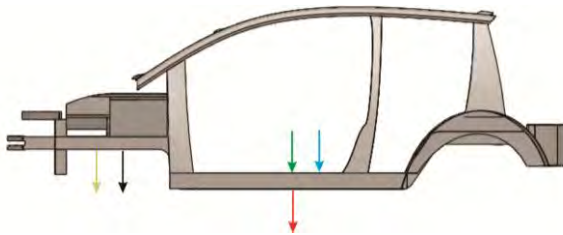
Tabel 3.2 Pembebanan Vertikal

Bagian Mobil		Massa (kg)	Beban Vertikal (N)
<i>Chassis</i>		300	2943
Motor		100	981
Baterai	Kanan	60	588.6
	Kiri	60	588.6
Penumpang	Depan Kanan	100	981
	Depan Kiri	100	981
	Belakang Kanan	100	981
	Belakang Tengah	100	981
	Belakang Kiri	100	981
<i>Drivetrain</i>		50	490.5
Bagasi		200	1962

Dengan asumsi nilai gravitasi adalah 9.81 m/s^2

$$W_{sprung} = m_{sprung}g \quad (3.1)$$

Beban-beban vertikal ini akan mempunyai titik tangkapnya masing-masing yang terdistribusi pada setiap mounting.



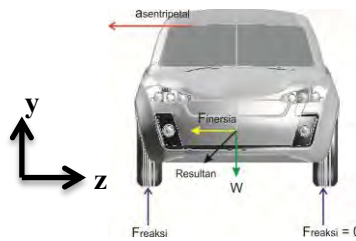
Gambar 3.22 Penempatan beban vertikal

Keterangan :

- Warna merah : berat *chassis*
- Warna biru : berat baterai
- Warna hijau : berat penumpang
- Warna hitam : berat motor
- Warna cokelat : berat *drivetrain*

III.5 Beban Akibat Belok

Analisa dinamika kendaraan



Gambar 3.23 Analisa gaya saat belok

Pada Gambar 3.23, Braja Wahana ditargetkan mampu belok dengan radius 4,5 meter, rata-rata nilai radius belok *city car* yang ada di Indonesia, dengan kecepatan 30 km/jam.

a. Beban Inersia

Beban inersia yang diakibatkan oleh motor, baterai, penumpang, drivetrain dan *un-sprung masses* depan. *Un-sprung masses* yang dimaksud disini adalah sistem suspense bagian depan yang meliputi ban, *velg*, *uprights*, *disc brake*, *caliper*, *wishbone*, dan *shock absorber* pada bagian depan.

$$F_{Inersia} = \sum m_{total} a_{sentripetal} \quad (3.2)$$

$$F_{Inersia} = m_{total} \frac{v^2}{R}$$

b. Beban reaksi pada tumpuan *wishbone* pada bagian dalam arah belok

Gaya reaksi yang dimaksud adalah gaya yang terjadi pada tumpuan *wishbone* di *chassis* bagian dalam arah belok. Gaya ini ditimbulkan dari gaya-gaya reaksi pada ban ketika belok. Gaya reaksi tersebut selanjutnya akan dipindahkan gayanya pada tumpuan di *chassis*.

c. Beban Vertikal

Beban vertikal yang dimaksud sama dengan beban pada pembahasan III.4.

Tabel 3.3 Beban Akibat Belok

Bagian Mobil		Massa (kg)	Beban Vertikal (N)	Beban Inersia (N)
<i>Chassis</i>		300	5150.25	4625.93
Motor		100	1716.75	1541.98
Baterai	Kanan	60	1030.05	925.19
	Kiri	60	1030.05	925.19
Penumpang	Depan Kanan	100	1716.75	1541.98
	Depan Kiri	100	1716.75	1541.98
	Belakang Kanan	100	1716.75	1541.98
	Belakang Tengah	100	1716.75	1541.98
	Belakang Kiri	100	1716.75	1541.98
Drivetrain		50	858.375	770.99
Bagasi		200	3433.5	3083.95
Unsprung Mass Depan Kiri		50	-	770.99
Unsprung Mass Belakang Kiri		50	-	770.99

III.6 Beban Akibat Akselerasi

Dari data pengujian beberapa *city car* yang ada di Indonesia, dasar teori II.8, dijadikan sebagai parameter dalam pengujian pembebanan dalam tugas akhir ini. Maka didapatkan percepatan atau perlambatannya dari persamaan berikut :

$$V_t = V_0 + at \quad (3.3)$$

$$V_t^2 = V_0^2 + 2as \quad (3.4)$$

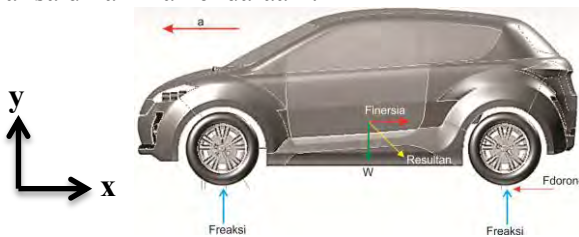
Dimana : V_t = kecepatan pada waktu tertentu
 a = percepatan
 V_0 = kecepatan awal
 t = waktu yang ditempuh
 s = jarak yang ditempuh

Hasil pengujian dapat ditabelkan sebagai berikut

Tabel 3.4 Hasil pengujian mobil *city car* yang ada di Indonesia

No.	Jenis Mobil	Percepatan (m/s^2) (0-100 km/jam)	Pengereman (m/s^2) (60-0 km/jam)
1.	Mitsubishi Mirage	1,85	-9,077
2.	Suzuki Splash	1,94	-6,67
3.	Nissan March	2,55	-
4.	Suzuki Swift	2,14	-5,21
5.	Honda Brio	1,88	-7,58

Analisa dinamika kendaraan :



Gambar 3.24 Analisa gaya saat akselerasi

Pada Gambar 3.24, Braja Wahana ditargetkan mampu menempuh kecepatan yang sama dengan *city car* yang ada di Indonesia. Dengan mengasumsikan akselerasi konstan dan yang

dimasukkan dalam perhitungan adalah percepatan yang paling tinggi, yaitu $1,85 \text{ m/s}^2$ maka semua gaya-gaya pada Gambar 3.24 dapat dihitung.

a. Beban Inersia

Beban inersia yang diakibatkan oleh motor, baterai, penumpang, drivetrain dan *un-sprung masses* depan. *Un-sprung masses* yang dimaksud disini adalah sistem suspensi bagian depan yang meliputi ban, *velg*, *uprights*, *disc brake*, *caliper*, *wishbone*, dan *shock absorber* pada bagian depan.

$$F_{Inersia} = m_{total} a K_d \quad (3.5)$$

b. Beban Vertikal

Beban vertikal yang dimaksud sama dengan beban pada pembahasan III.2.1.

c. Gaya dorong (dari sistem suspensi belakang)

Dari gambar 3.24 dapat didapatkan nilai dengan persamaan sebagai berikut :

$$\sum F_{Dorong} = m_{sprung\ mass} a K_d \quad (3.6)$$

Gaya dorong tersebut selanjutnya akan dipindahkan gayanya pada tumpuan *chassis* bagian belakang.

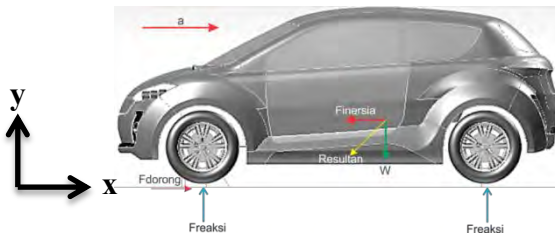
Tabel 3.5 Pembebanan Akibat Akselerasi

Bagian Mobil		Massa (kg)	Beban Vertikal (N)	Beban Inersia (N)
<i>Chassis</i>		300	5415.12	900.00
Motor		100	1805.04	300.00
Baterai	Kanan	60	1083.024	180.00
	Kiri	60	1083.024	180.00
Penumpang	Depan Kanan	100	1805.04	300.00
	Depan Kiri	100	1805.04	300.00
	Belakang Kanan	100	1805.04	300.00
	Belakang Tengah	100	1805.04	300.00

	Belakang Kiri	100	1805.04	300.00
Drivetrain		50	902.52	150.00
Bagasi		200	3610.08	600.00
Unsprung Mass Depan Kiri		50	-	150.00
Unsprung Mass Depan Kanan		50	-	150.00

III.7 Beban Akibat Pengereman

Analisa dinamika kendaraan :



Gambar 3.25 Analisa gaya saat pengereman

Pada Gambar 3.25, Braja Wahana diasumsikan mampu menempuh kecepatan yang sama dengan *city car* yang ada di Indonesia. Dengan mengasumsikan akselerasi konstan dan perlambatan konstan maka semua gaya-gaya pada Gambar 3.25 dapat dihitung.

a. Beban Inersia

Beban inersia diakibatkan oleh motor, baterai, penumpang, drivetrain dan *un-sprung masses* belakang. *Un-sprung masses* yang dimaksud disini adalah sistem suspensi bagian depan yang meliputi ban, *velg*, *uprights*, *disc brake*, *caliper*, *wishbone*, dan *shock absorber* pada bagian belakang.

$$F_{Inersia} = m_{sprung} a \quad K_d \quad (3.7)$$

c. Beban Vertikal

Beban vertikal yang dimaksud sama dengan beban pada pembahasan III.2.1.

d. Gaya dorong (dari sistem suspensi depan)

Dari gambar 3.25 dapat didapatkan nilai dengan persamaan sebagai berikut :

$$\sum F_{Horizontal} = m_{sprung} a K_d \quad (3.8)$$

Gaya dorong tersebut selanjutnya akan dipindahkan gayanya pada tumpuan *chassis* bagian depan.

Tabel 3.6 Pembebanan Akibat Pengereman

Bagian Mobil		Massa (kg)	Beban Vertikal (N)	Beban Inersia (N)
<i>Chassis</i>		300	5415.12	2880.00
Motor		100	1805.04	960.00
Baterai	Kanan	60	1083.024	576.00
	Kiri	60	1083.024	576.00
Penumpang	Depan Kanan	100	1805.04	960.00
	Depan Kiri	100	1805.04	960.00
	Belakang Kanan	100	1805.04	960.00
	Belakang Tengah	100	1805.04	960.00
	Belakang Kiri	100	1805.04	960.00
Drivetrain		50	902.52	480.00
Bagasi		200	3610.08	1920.00
Unsprung Mass Belakang Kiri		50	-	480.00
Unsprung Mass Belakang Kanan		50	-	480.00

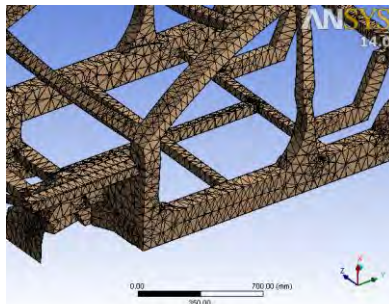
III.8 Simulasi

Pada proses simulasi pada umumnya dibagi dalam 3 tahap, yaitu : *pre processor*, *processor* dan *post processor*. *Preprocessor* merupakan tahap dimana data diinput, mulai dari *boundary condition* atau *domain* lainnya. Pada tahap yang sama juga dilakukan juga proses meshing. Tahap selanjutnya adalah

processor, tahap ini dilakukan proses penghitungan data-data input dengan persamaan yang ada dengan *iterative*. Perhitungan dilakukan hingga mencapai hasil error terkecil atau nilainya konvergen. Tahap yang terakhir adalah *post processor*, dimana hasil perhitungan diimplementasikan ke dalam gambar atau grafik dengan pola warna tertentu.

III.8.1 Meshing

Meshing dilakukan pada *Software Static Structural* yang bertujuan untuk mengubah model 3d *chassis* menjadi elemen-elemen kecil yang terbatas jumlahnya (*finite element*). Elemen-elemen tersebut mempunyai beberapa node. Untuk elemen jenis tetrahedron, jumlah node-nya adalah 4 dan masing masing memiliki 3 *dof*. Elemen-elemen ini nantinya akan mempunyai model matematis yang akan diolah ketika proses simulasi. Adapun contoh *meshing* tetrahedron seperti Gambar 3.26 berikut :



Gambar 3.26 Meshing pada Software Static Structural

III.8.2 Boundary Condition

Boundary condition merupakan kondisi-kondisi batas atau kontrol perhitungan yang dimasukkan sebelum dilakukan peletakan beban pada proses simulasi. *Boundary condition* diinput diawal untuk menjadi batas atau kontrol pada perhitungan selanjutnya. Setelah dilakukan proses penentuan boundary

condition, peletakan beban pada kokoordinat-kokoordinat yang sudah ditentukan dimasukkan.

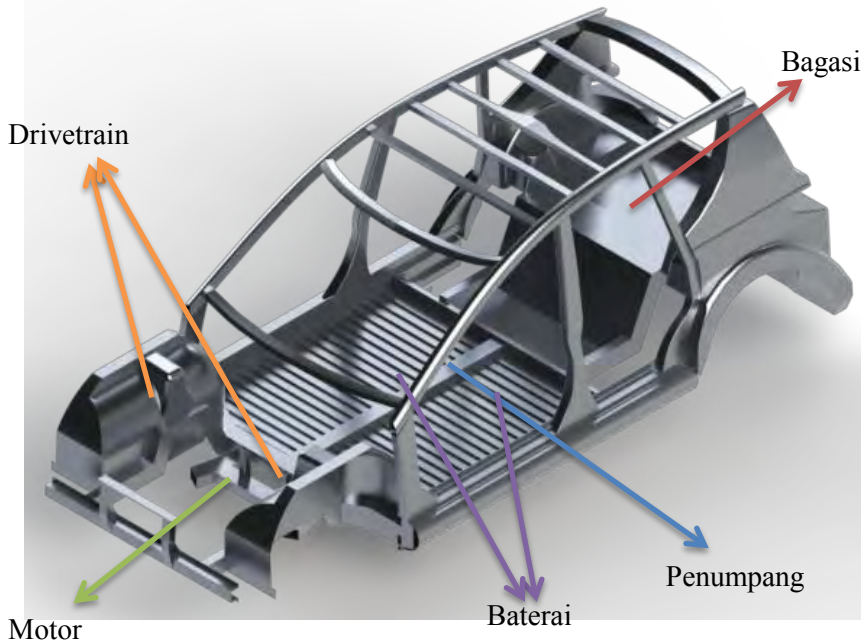
III.8.3 Simulasi

Simulasi pembebanan akan dilakukan pada *Software Static Structural* dengan 4 pembebanan sperti yang sudah dijelaskan, vertikal, akibat belok, akibat akselerasi, dan akibat pengereman. Sebelum dilakukan running atau mulai perhitungan simulasi, dilakukan penentuan hasil yang diinginkan, dalam hal ini adalah nilai equivalent stress Von-Mises dan nilai *safety factor*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

IV.1 Penempatan Beban-Beban Kendaraan



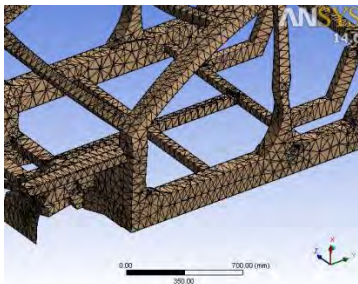
Gambar 4.1 Penempatan Beban Pada *Chassis*

Penempatan-penempatan bagian tertentu diatas sesuai dengan fabrikasi yang telah dibuat. Titik-titik pembebanan diletakkan sesuai dengan *Center of Gravity* (CG) pada tempat-tempat yang telah disiapkan pada *chassis*, kokoordinat sesuai dengan Bab III.

Tabel 4.1 Tabel Massa dan Kokoordinat Masing-Masing Beban

Bagian Mobil		Massa (kg)	Kokoordinat		
			X (m)	Y (m)	Z (m)
Chassis		300	0.010	0.293	1.313
Motor		100	0.010	-0.075	1.575
Baterai	Kanan	60	-0.035	0.735	1.313
	Kiri	60	-0.035	0.735	1.313
Penumpang	Depan Kanan	100	-0.035	0.575	1.313
	Depan Kiri	100	-0.035	0.575	1.313
	Belakang Kanan	100	-0.035	1.416	1.313
	Belakang Tengah	100	-0.035	1.416	1.313
	Belakang Kiri	100	-0.035	1.416	1.313
Drivetrain		50	0.010	0.080	-0.339
Bagasi		200	0.010	0.039	2.404

IV.2 Meshing

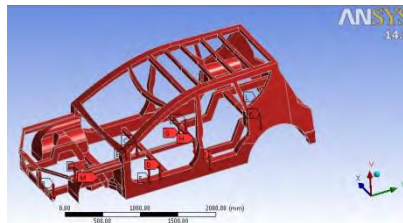


Gambar 4.2 Proses Meshing

Sebelum dilakukan proses simulasi, geometry harus melewati proses meshing terlebih dahulu. Meshing merupakan pemecahan geometri menjadi bagian-bagian kecil. Dalam proses meshing mobil Braja Wahana ini menggunakan bentuk tetrahedron, dengan ketebalan 1.2 mm menghasilkan jumlah element sebanyak 47738 dan nodes sebanyak 93903, sedangkan untuk ketebalan 1 mm menghasilkan jumlah element sebanyak 60985 dan nodes sebanyak 121025.

IV.3 Beban Vertikal

Dalam simulasi, masing-masing beban didefinisikan satu persatu, karena adanya perbedaan dalam kokoordinat dan beban. Perbedaan dalam kokoordinat dan beban berpengaruh dalam hasil simulasi pembebanan vertikal. Pembebanan vertikal dilakukan kearah X (+) atau sumbu V pada software, seperti gambar 4.3. Berikut pembebanan yang dimasukkan dalam simulasi :



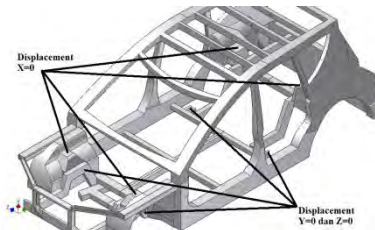
Gambar 4.3 Pembebanan Vertikal

Keterangan :

- A = *Chassis*
- B = Motor
- C = Baterai Kanan
- D = Baterai Kiri
- E = Penumpang Depan Kanan
- F = Penumpang Depan Kiri
- G = Penumpang Belakang Kanan
- H = Penumpang Belakang Tengah
- I = Penumpang Belakang Kiri
- J = Drivetrain

K = Bagasi

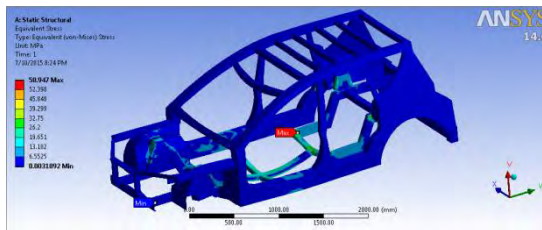
IV.3.1 Constraint



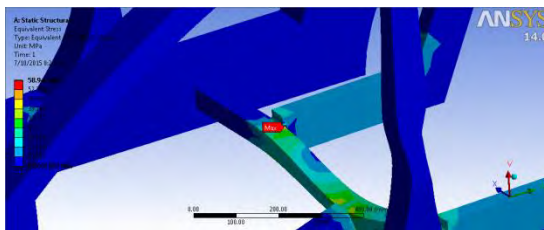
Gambar 4.4 Constraint Beban Vertikal

Selain beban, pada proses simulasi constrain juga harus diberikan pada *chassis* dalam pembebanan vertikal. Displacement: $Y=0$ merupakan titik tumpuan suspensi, sedangkan displacement : $X=0$ dan $Z=0$ adalah titik tumpuan arm depan dan belakang.

IV.3.2 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm



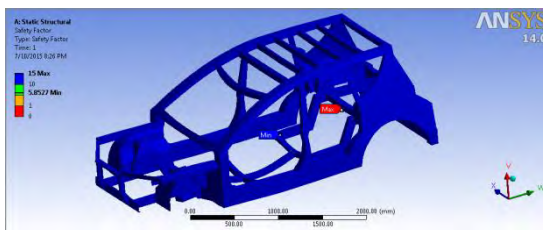
Gambar 4.5 Tegangan Akibat Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1.2 mm



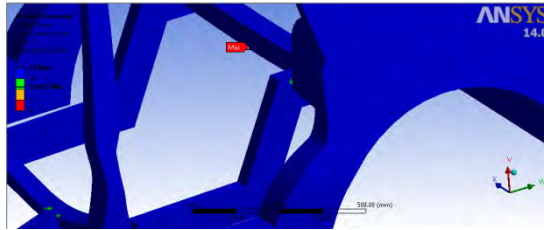
Gambar 4.6 Detail Hasil Simulasi Tegangan Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.5 merupakan hasil simulasi pembebanan vertikal dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan 1.2 mm. Sedangkan gambar 4.6 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 58.95 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang yang menerima beban lebih tinggi. Hal ini diakibatkan pada *chassis* bagian tersebut lebih banyak menumpu beban, khususnya 3 penumpang belakang dan lebih dekat dengan motor dan bagasi. Bagian *chassis* ini menerima beban dominan dari 3 penumpang dibagian belakang.



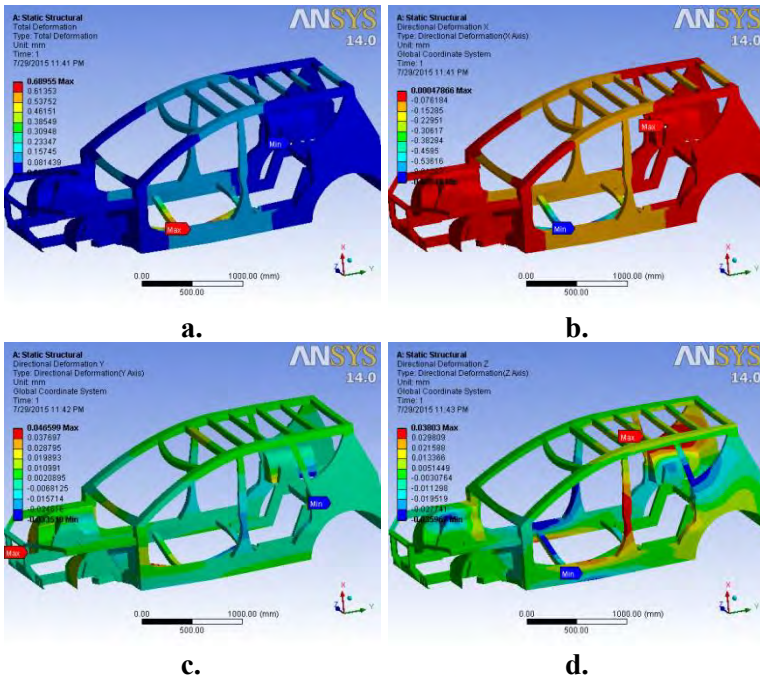
Gambar 4.7 Safety factor dari Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1.2 mm



Gambar 4.8 Detail Hasil Simulasi *Safety factor* Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.7 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan vertikal dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan 1.2 mm. Sedangkan gambar 4.8 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan vertikal tersebut adalah 5.85 dengan posisi *chassis* bagian belakang, seperti gambar 4.8.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang memiliki nilai *safety factor* paling kecil adalah bagian *chassis* belakang yang menerima beban lebih besar. Sama halnya dengan titik dimana nilai tegangan terbesar terjadi. Hal ini terjadi karena nilai *safety factor* berbanding terbalik dengan nilai tegangan. Dengan nilai *yield strength* yang tetap tetapi nilai tegangan semakin besar diberikan maka *safety factor* dari konstruksi atau material tersebut akan semakin kecil. Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa nilai *safety factor* sangat tinggi yaitu lebih dari 1.5, jadi *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm dalam menerima pembebanan vertikal masih aman.

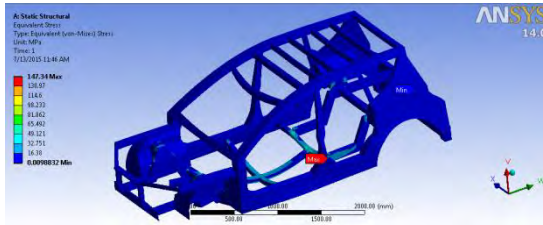


Gambar 4.9 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat pembebanan vertikal

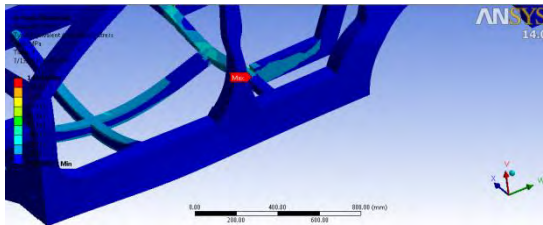
Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1.2 mm nilai total deformasi sebesar 0.69 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.0005 mm, 0.047 mm, dan 0.038 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi yang

diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan vertikal.

IV.3.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm



Gambar 4.10 Tegangan Akibat Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1 mm

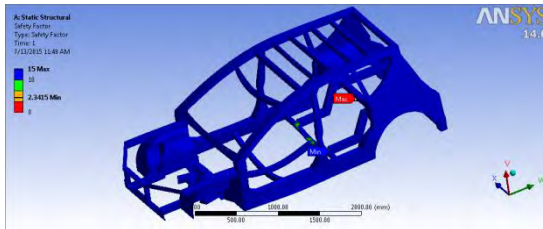


Gambar 4.11 Detail Hasil Simulasi Tegangan Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1 mm

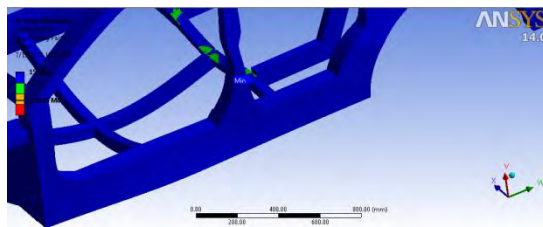
Gambar 4.10 merupakan hasil simulasi pembebanan vertikal dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan 1 mm. Sedangkan gambar 4.11 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 147.34 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang yang menerima beban lebih tinggi. Daerah yang menerima tegangan maksimum cukup besar. Hal ini diakibatkan pada *chassis* bagian tersebut lebih banyak menerima beban dan

ketebalan yang dikurangi menjadi 1 mm, khususnya 3 penumpang belakang dan lebih dekat dengan motor dan bagasi. Bagian *chassis* ini menerima beban dominan dari 3 penumpang dibagian belakang.



Gambar 4.12 *Safety factor* dari Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1 mm

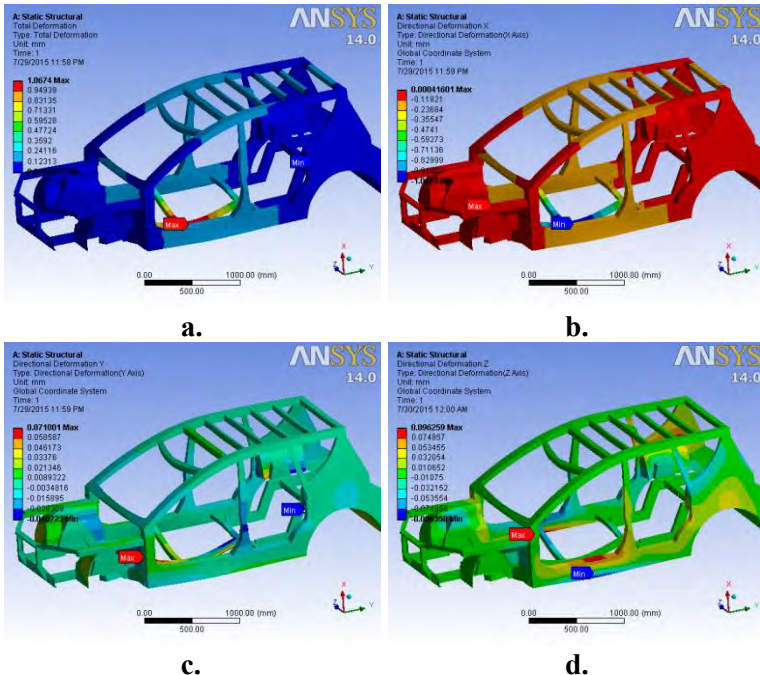


Gambar 4.13 Detail Hasil Simulasi *Safety factor* Pembebanan Vertikal dengan Ketebalan 1 mm

Gambar 4.12 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan vertikal dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan *chassis* 1 mm. Sedangkan gambar 4.13 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan vertikal tersebut adalah 2.34 dengan posisi *chassis* bagian belakang.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang memiliki nilai *safety factor* paling kecil adalah bagian *chassis* belakang yang menerima beban lebih besar. Sama halnya dengan titik dimana nilai tegangan terbesar terjadi. Hal ini terjadi karena nilai *safety factor* berbanding terbalik dengan nilai tegangan.

Dengan nilai *yield strength* yang tetap tetapi nilai tegangan semakin besar diberikan maka *safety factor* dari konstruksi atau material tersebut akan semakin kecil. Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa nilai *safety factor* sangat tinggi yaitu lebih dari 1.5, jadi *chassis* dengan ketebalan 1 mm dalam menerima pembebanan vertikal masih aman.



Gambar 4.14 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat pembebanan vertikal

Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat

pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1 mm nilai total deformasi sebesar 1.06 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.0005 mm, 0.071 mm, dan 0.0962 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi yang diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan vertikal.

IV.3.4 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm

Perbandingan antara tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebesar 63.951 MPa, sedangkan tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebesar 147.34 MPa. Dengan nilai *yield strength* dari *alloy steel* sebesar 345 MPa, nilai *safety factor* yang diterima, dengan ketebalan *chassis* 1.2 mm nilai *safety factor chassis* sebesar 5.39, sedangkan dengan ketebalan *chassis* 1 mm nilai *safety factor chassis* sebesar 2.34. Berdasarkan hasil simulasi dengan menurunkan ketebalan 0.2 mm sangat berpengaruh terhadap kemampuan *chassis* menerima pembebanan vertikal, dapat dilihat dari selisih nilai *safety factor* yang cukup jauh. Parameter yang kedua adalah nilai deformasi, deformasi dari chassis dengan ketebalan 1.2 mm dan 1 mm masih dibawah dari deformasi yang diizinkan. Oleh karena itu, *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm dan 1 mm masih aman untuk menerima pembebanan vertikal.

IV.4 Beban Akibat Belok

IV.4.1 Beban

Dalam simulasi, masing-masing beban didefinisikan satu persatu, seperti pada gambar 4.1, karena adanya perbedaan dalam kokoordinat dan beban. Perbedaan dalam kokoordinat dan beban berpengaruh dalam hasil simulasi pembebanan akibat belok.

Dalam pembebanan akibat belok diasumsikan kendaraan berbelok ke ararah kiri dengan kecepatan 30 km/jam atau 8.33 m/s dengan radaius 4.5 m. Dalam pembebanan vertikal juga

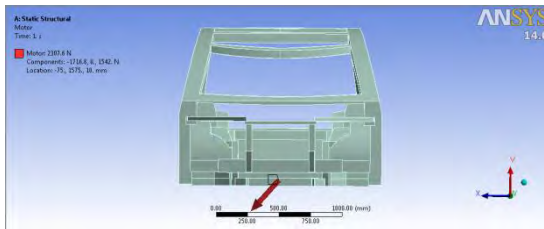
ditambahkan factor pengali yaitu faktor dinamis dengan nilai 1.75. Dalam beban vertikal arah pembebanan ke sumbu X (-), sedangkan untuk beban inersia arah pembebanannya ke sumbu Z(+). Berikut contoh perhitungan pembebanan akibat belok dengan part motor :

Perhitungan beban vertikal :

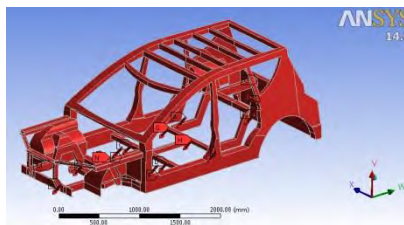
$$\begin{aligned} \text{Beban Vertikal} &= m \times g \times 1.75 \\ &= 100 \times 9.81 \times 1.75 \\ &= 1716.75 \text{ N} \end{aligned}$$

Perhitungan beban inersia :

$$\begin{aligned} \text{Beban Inersia} &= m \frac{v^2}{R} \\ &= 100 \frac{8.33^2}{4.5} \\ &= 4265.93 \text{ N} \end{aligned}$$



Gambar 4.15 Arah Pembebanan Motor Akibat Belok



Gambar 4.16 Pembebanan Akibat Belok

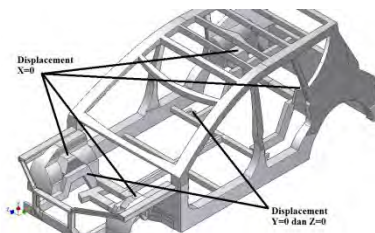
Keterangan :

A = Chassis

B = Motor

- C = Baterai Kanan
- D = Baterai Kiri
- E = Penumpang Depan Kanan
- F = Penumpang Depan Kiri
- G = Penumpang Belakang Kanan
- H = Penumpang Belakang Tengah
- I = Penumpang Belakang Kiri
- J = Drivetrain
- K = Bagasi
- L = Unsprung Depan Kiri
- M = Unsprung Belakang Kiri

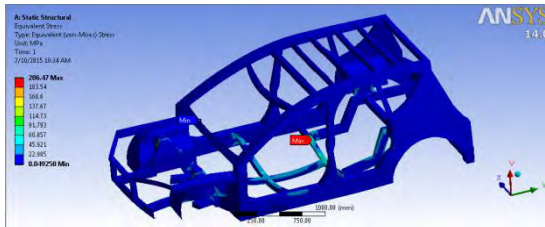
IV.4.2 *Constraint*



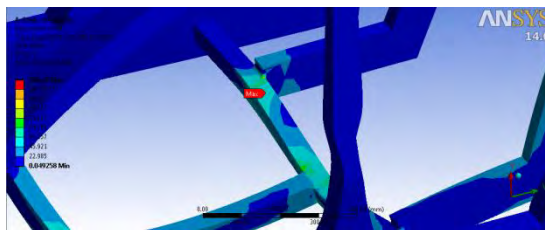
Gambar 4.17 *Constraint* Beban Akibat Belok

Selain beban, pada proses simulasi constrain juga harus diberikan pada *chassis* dalam pembebanan akibat belok. Displacement: $Y=0$ merupakan titik tumpuan suspense bagian kanan, sedangkan displacement : $X=0$ dan $Z=0$ adalah titik tumpuan arm depan dan belakang.

IV.4.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm



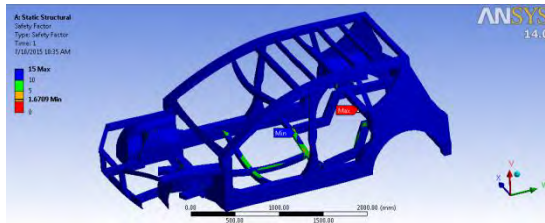
Gambar 4.18 Tegangan Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1.2 mm



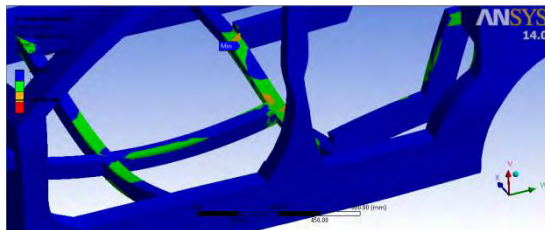
Gambar 4.19 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.18 merupakan hasil simulasi pembebanan akibat beban belok dari mobil listrik Braja Wahana. Sedangkan gambar 4.19 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 206.47 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang kanan yang menerima beban lebih tinggi. Mobil diasumsikan belok ke arah kiri. Hasil simulasi terjadi demikian dikarenakan, ketika dalam kondisi belok, resultan gaya bagian-bagian mobil akan searah dengan percepatan sentripetalnya, sehingga *chassis* bagian belakang kanan menerima tegangan maksimal.



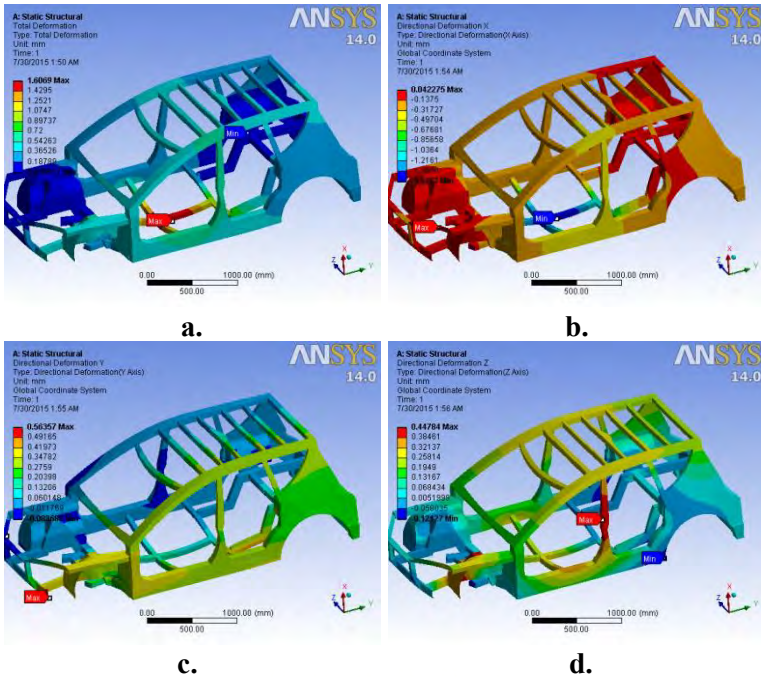
Gambar 4.20 *Safety factor* Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1.2 mm



Gambar 4.21 Detail Hasil Simulasi *Safety factor* Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.20 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan vertikal dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan *chassis* 1.2 mm. Sedangkan gambar 4.21 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan vertikal tersebut adalah 1.67 dengan posisi *chassis* bagian belakang, seperti gambar 4.20.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa daerah yang memiliki nilai *safety factor* kecil cukup sempit. Nilai *safety factor* juga masih lebih besar dari 1.5, sehingga *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm dalam menerima beban akibat belok masih aman.

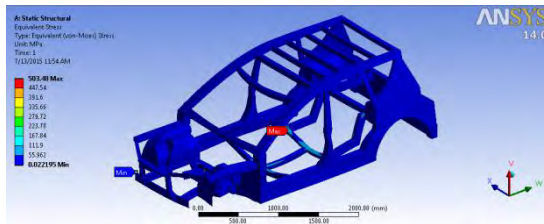


Gambar 4.22 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat dari pembebanan akibat belok

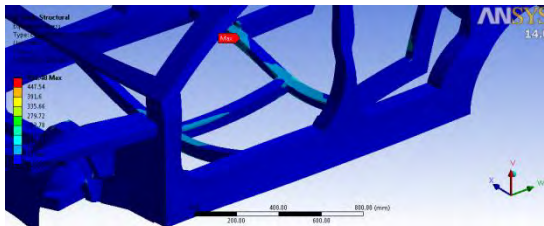
Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1.2 mm nilai total deformasi sebesar 1.61 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.0423 mm, 0.564 mm, dan 0.448 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi yang

diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan akibat belok.

IV.4.4 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm



Gambar 4.23 Tegangan Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1 mm

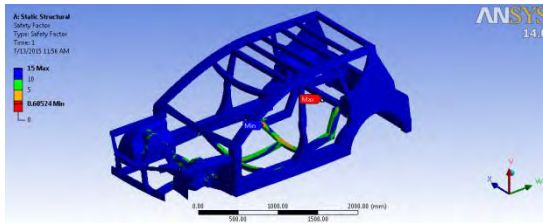


Gambar 4.24 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1 mm

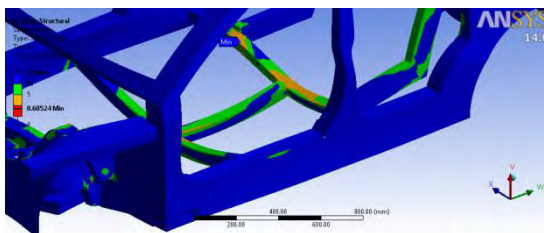
Gambar 4.20 merupakan hasil simulasi beban akibat belok dari mobil listrik Braja Wahana. Sedangkan gambar 4.21 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 503.48 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang kanan yang menerima beban lebih tinggi. Mobil diasumsikan belok ke arah kiri. Hasil simulasi terjadi demikian dikarenakan,

ketika dalam kondisi belok, resultan gaya bagian-bagian mobil akan searah dengan percepatan sentripetalnya, sehingga *chassis* bagian belakang kanan menerima tegangan maksimal.



Gambar 4.25 *Safety factor* Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1 mm

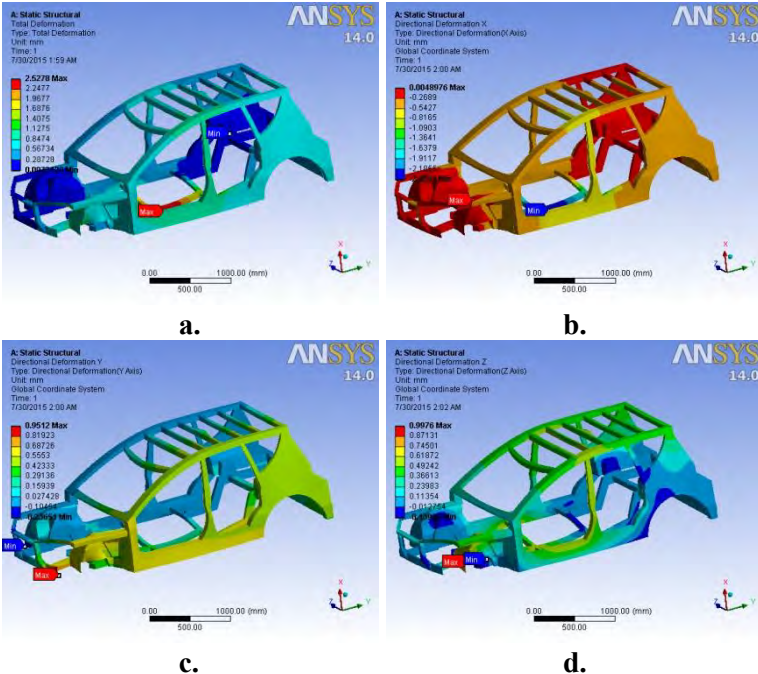


Gambar 4.26 Detail Hasil Simulasi *Safety factor* Akibat Beban Belok dengan Ketebalan 1 mm

Gambar 4.22 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan akibat belok dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan *chassis* 1 mm. Sedangkan gambar 4.23 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan vertikal tersebut adalah 0.68 dengan posisi *chassis* bagian belakang.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa daerah yang memiliki nilai *safety factor* kecil cukup lebar, seperti gambar 4.23. Sama halnya dengan titik dimana nilai tegangan terbesar terjadi. Hal ini terjadi karena nilai *safety factor* berbanding terbalik dengan nilai tegangan. Dengan nilai *yield strength* yang tetap tetapi nilai tegangan semakin besar diberikan

maka *safety factor* dari konstruksi atau material tersebut akan semakin kecil. Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa nilai *safety factor chassis* dengan ketebalan cukup tinggi yaitu lebih dari 1.5, namun untuk *chassis* dengan ketebalan 1 mm nilai *safety factor*-nya kurang dari 1. Jadi *chassis* dengan ketebalan 1 mm dalam menerima beban akibat belok tidak aman.



Gambar 4.27 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat dari pembebanan akibat belok

Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis

kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1 mm nilai total deformasi sebesar 2.53 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.0049 mm, 0.95 mm, dan 0.9976 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi yang diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan akibat belok.

IV.4.5 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm

Perbandingan antara tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebesar 228.33 MPa, sedangkan tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebesar 558.59 MPa. Dengan nilai *yield streghths* dari *alloy steel* sebesar 345 MPa, Nilai *safety factor* yang diterima, dengan ketebalan *chassis* 1.2 mm sebesar 1.511, sedangkan dengan ketebalan *chassis* 1 mm nilai *safety factor chassis* sebesar 0.62. Berdasarkan hasil simulasi, *chassis* dengan ketebalan 1 mm menerima tegangan yang jauh lebih tinggi dari *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm. Jika dilihat dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm memiliki tegangan maksimum yang sangat besar dibandingkan dengan *yield streghth*-nya dan *safety factor* yang tidak memenuhi. Parameter yang kedua adalah nilai deformasi, deformasi dari chassis dengan ketebalan 1.2 mm dan 1 mm masih dibawah dari deformasi yang diizinkan. Berdasarkan pembahasan, *chassis* dengan ketebalan 1 mm tidak aman untuk menerima beban akibat belok.

IV.5 Beban Akibat Akselerasi

IV.5.1 Beban

Dalam simulasi, masing-masing beban didefinisikan satu persatu, seperti pada gambar 4.1, karena adanya perbedaan dalam kokoordinat, seperti pada tabel 4.1, dan beban. Perbedaan dalam kokoordinat dan beban berpengaruh dalam hasil simulasi

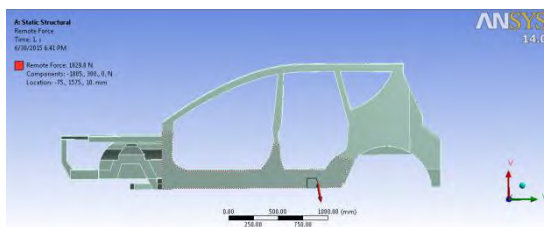
pembebanan vertikal. Mobil diasumsikan melakukan melaju kearah sumbu Y (-) atau W, seperti pada gambar 4.28. Dalam beban vertikal arah pembebanan ke sumbu X (-), sedangkan untuk beban inersia arah pembebanannya ke sumbu Y(+). Berikut contoh perhitungan pembebanan akibat belok dengan part motor :

Perhitungan beban vertikal :

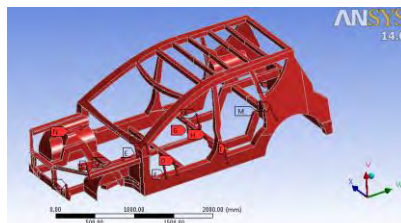
$$\begin{aligned} \text{Beban Vertikal} &= m \times g \times 1.84 \\ &= 100 \times 9.81 \times 1.84 \\ &= 1805.04 \text{ N} \end{aligned}$$

Perhitungan beban inersia :

$$\begin{aligned} \text{Beban Inersia} &= m \times a \\ &= 100 \times 3 \\ &= 300 \text{ N} \end{aligned}$$



Gambar 4.28 Arah Pembebanan Motor Akibat Akselerasi



Gambar 4.29 Beban Akibat Akselerasi

Keterangan :

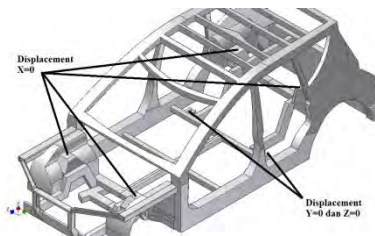
A = Chassis

B = Motor

C = Baterai Kanan

- D = Baterai Kiri
- E = Penumpang Depan Kanan
- F = Penumpang Depan Kiri
- G = Penumpang Belakang Kanan
- H = Penumpang Belakang Tengah
- I = Penumpang Belakang Kiri
- J = Drivetrain
- K = Bagasi
- L = Unsprung Depan Kanan
- M = Unsprung Depan Kiri

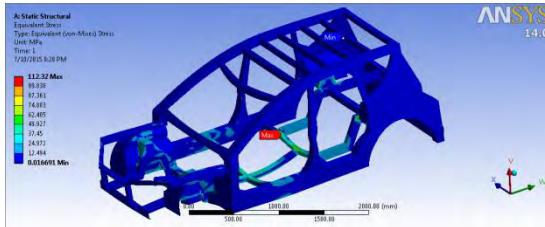
IV.5.2 Constraint



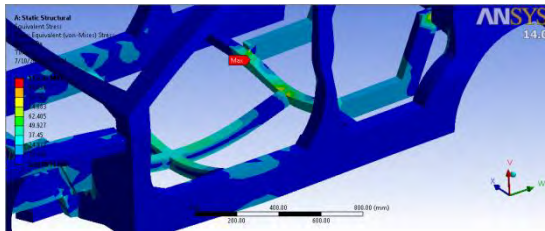
Gambar 4.30 Constraint Beban Akibat Akselerasi

Selain beban, pada proses simulasi constrain juga harus diberikan pada *chassis* dalam pembebanan akibat akselerasi. Displacement : $Y=0$ merupakan titik tumpuan suspense bagian belakang, sedangkan displacement : $X=0$ dan $Z=0$ adalah titik tumpuan arm belakang.

IV.5.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm



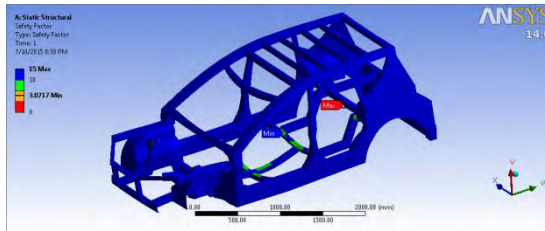
Gambar 4.31 Tegangan Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1.2 mm



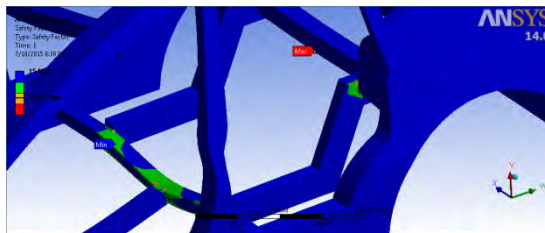
Gambar 4.32 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.31 merupakan hasil simulasi pembebanan akibat akselerasi dari mobil listrik Braja Wahana. Sedangkan gambar 4.32 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 112.7 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang yang menerima beban lebih tinggi. Hal ini disebabkan ketika kendaraan mengalami akselerasi, resultan gaya dari masing-masing bagian mobil tertumpu diroda belakang, sehingga *chassis* yang menjadi tumpuan roda belakang menerima beban lebih besar dari yang depan.



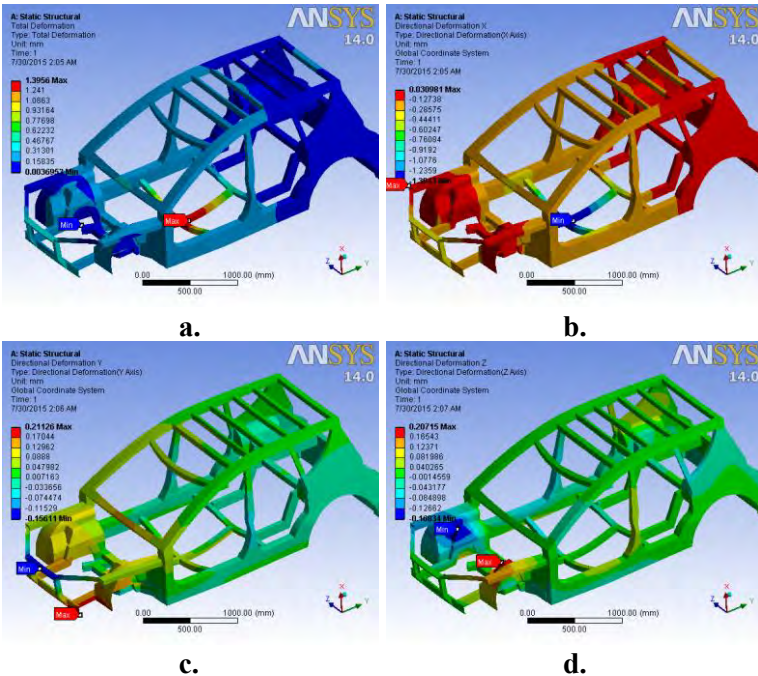
Gambar 4.33 *Safety factor* Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1.2 mm



Gambar 4.34 Detail Hasil Simulasi *Safety factor* Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.33 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan akibat akselerasi dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan *chassis* 1.2 mm. Sedangkan gambar 4.34 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan akibat akselerasi tersebut adalah 2.90 dengan posisi *chassis* bagian belakang.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa daerah yang memiliki nilai *safety factor* kecil cukup sempit. Nilai *safety factor* juga masih jauh lebih besar dari 1.5, sehingga *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm dalam menerima beban akibat akselerasi masih aman.

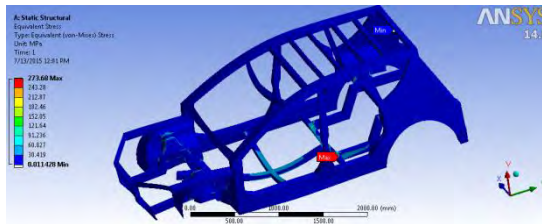


Gambar 4.35 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat dari pembebanan akibat akselerasi

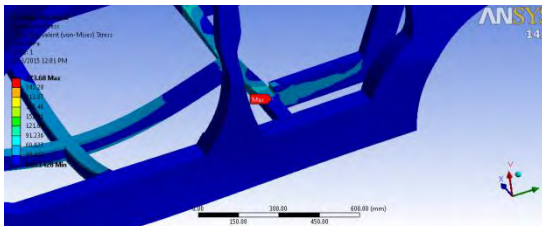
Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1.2 mm nilai total deformasi sebesar 1.4 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.031 mm, 0.211 mm, dan 0.207 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi yang

diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan akibat akselerasi.

IV.5.4 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm



Gambar 4.36 Tegangan Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1 mm

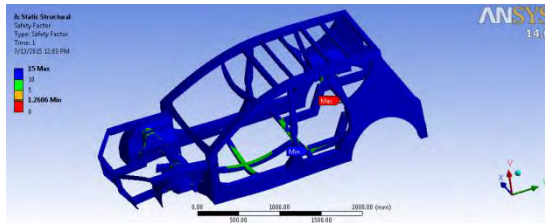


Gambar 4.37 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1 mm

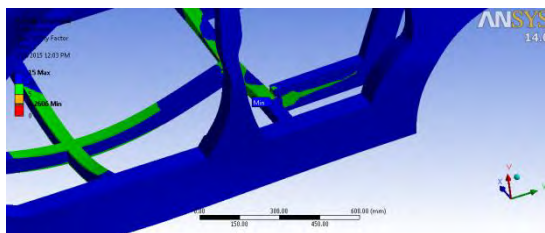
Gambar 4.36 merupakan hasil simulasi pembebanan akibat akselerasi dari mobil listrik Braja Wahana. Sedangkan gambar 4.37 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 273.68 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang yang menerima beban lebih tinggi. Hal ini disebabkan ketika kendaraan mengalami akselerasi, resultan gaya dari masing-

masing bagian mobil tertumpu diroda belakang, sehingga *chassis* yang menjadi tumpuan roda belakang menerima beban lebih besar dari yang depan.



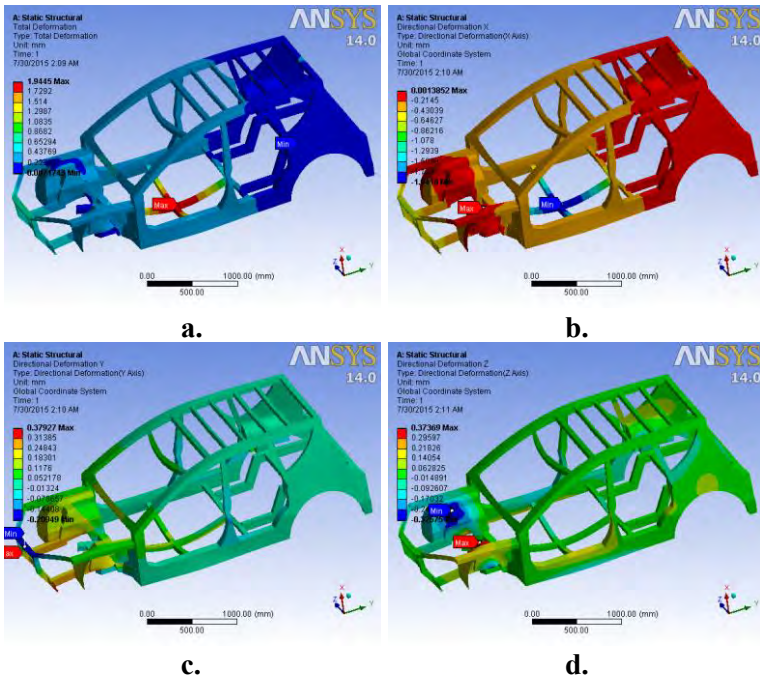
Gambar 4.38 Safety factor Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1 mm



Gambar 4.39 Detail Hasil Simulasi Safety factor Akibat Akselerasi dengan Ketebalan 1 mm

Gambar 4.38 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan akibat akselerasi dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan *chassis* 1 mm. Sedangkan gambar 4.39 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan akibat akselerasi tersebut adalah 1.26 dengan posisi *chassis* bagian belakang.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa daerah yang memiliki nilai *safety factor* kecil cukup lebar, seperti gambar 4.39. Nilai *safety factor* berbanding terbalik dengan nilai tegangan. Dengan nilai *yield strength* yang tetap tetapi nilai tegangan semakin besar diberikan maka *safety factor* dari konstruksi atau material tersebut akan semakin kecil.



Gambar 4.40 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat dari pembebanan akibat akselerasi

Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1 mm nilai total deformasi sebesar 1.94 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.0014 mm, 0.379 mm, dan 0.3737 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi

yang diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan akibat akselerasi.

IV.5.5 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm

Perbandingan antara tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebesar 112.7 MPa, sedangkan tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebesar 243.56 MPa. Dengan nilai *yield strength* dari *alloy steel* sebesar 345 MPa, Nilai *safety factor* yang diterima, dengan ketebalan *chassis* 1.2 mm sebesar 2.90, sedangkan dengan ketebalan *chassis* 1 mm nilai *safety factor chassis* sebesar 1.26. Berdasarkan hasil simulasi dengan menurunkan ketebalan 0.2 mm sangat berpengaruh terhadap tegangan dan *safety factor* dari *chassis*. Jika dilihat dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm memiliki tegangan maksimum yang lebih kecil dibandingkan dengan *yield strength*-nya namun nilai *safety factor* yang cukup kecil, yaitu kurang dari 1.5. Parameter yang kedua adalah nilai deformasi, deformasi dari chassis dengan ketebalan 1.2 mm dan 1 mm masih dibawah dari deformasi yang diizinkan. Berdasarkan pembahasan, *chassis* dengan ketebalan 1 mm tidak aman untuk menerima beban akibat akselerasi.

IV.6 Beban Akibat Pengereman

IV.6.1 Beban

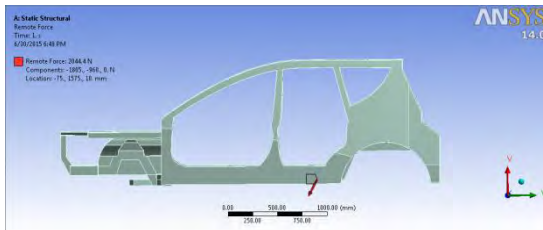
Dalam simulasi, masing-masing beban didefinisikan satu persatu, seperti pada gambar 4.1, karena adanya perbedaan dalam koordinat, seperti pada tabel 4.1, dan beban. Perbedaan dalam koordinat dan beban berpengaruh dalam hasil simulasi pembebanan vertikal. Mobil diasumsikan melakukan perlambatan ke arah sumbu Y (+) atau W, seperti pada gambar 4.41. Dalam beban vertikal arah pembebanan ke sumbu X (-), sedangkan untuk beban inersia arah pembebanannya ke sumbu Y (+). Berikut contoh perhitungan pembebanan akibat pengereman dengan part motor :

Perhitungan beban vertikal :

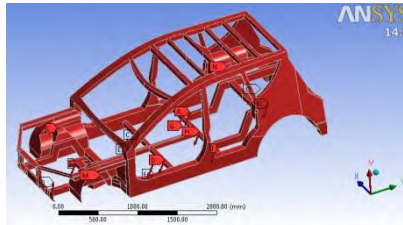
$$\begin{aligned} \text{Beban Vertikal} &= m \times g \times 1.84 \\ &= 100 \times 9.81 \times 1.84 \\ &= 1805.04 \text{ N} \end{aligned}$$

Perhitungan beban inersia :

$$\begin{aligned} \text{Beban Inersia} &= m \times (-a) \\ &= 100 \times 9.6 \\ &= 960 \text{ N} \end{aligned}$$



Gambar 4.41 Arah Pembebanan Motor Akibat Pengereman



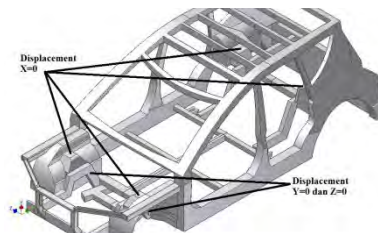
Gambar 4.42 Beban Akibat Pengereman

Keterangan :

- A = Chassis
- B = Motor
- C = Baterai Kanan
- D = Baterai Kiri
- E = Penumpang Depan Kanan
- F = Penumpang Depan Kiri
- G = Penumpang Belakang Kanan
- H = Penumpang Belakang Tengah
- I = Penumpang Belakang Kiri

- J = Drivetrain
- K = Bagasi
- L = Unsprung Belakang Kanan
- M = Unsprung Belakang Kiri

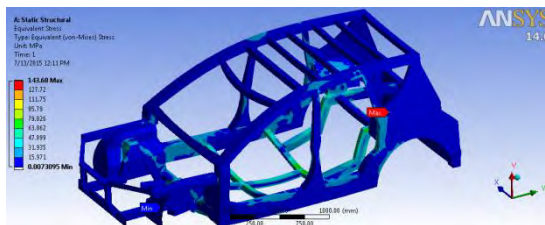
IV.6.2 Constraint



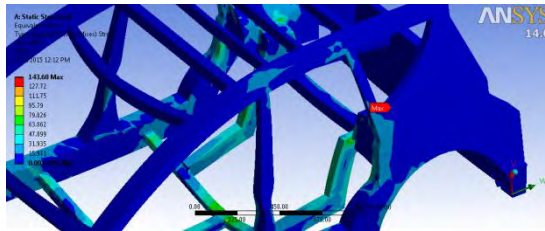
Gambar 4.43 Constraint Beban Akibat Pengeraman

Selain beban, pada proses simulasi constrain juga harus diberikan pada *chassis* dalam pembebanan akibat akselerasi. Displacement : $Y=0$ merupakan titik tumpuan suspensi bagian belakang, sedangkan displacement : $X=0$ dan $Z=0$ adalah titik tumpuan arm depan.

IV.6.3 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1.2 mm



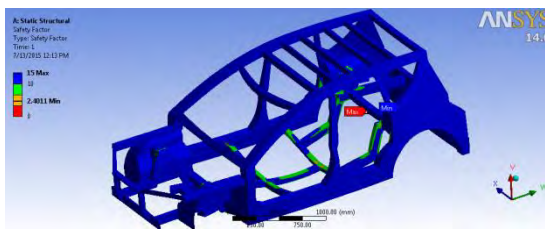
Gambar 4.44 Tegangan Akibat Pengeraman dengan Ketebalan 1.2 mm



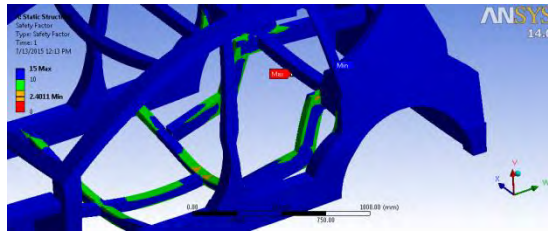
Gambar 4.45 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.44 merupakan hasil simulasi pembebanan akibat pengereman dari mobil listrik Braja Wahana. Sedangkan gambar 4.45 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 143.68 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang pada bagian mounting suspensi. Hal ini terjadi dimungkinkan karena adanya gaya yang menahan *chassis* bagian belakang agar tidak mengalami deformasi kearah depan serta beban bagian cenderung lebih berat.



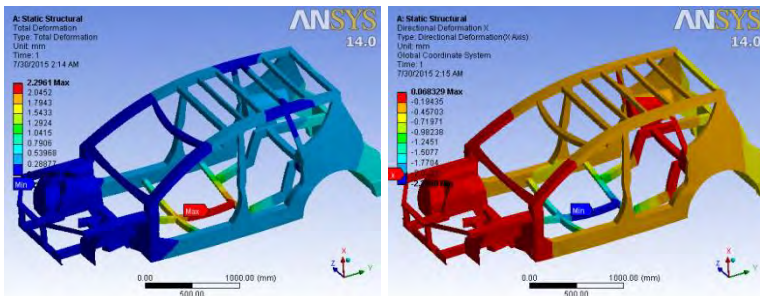
Gambar 4.46 Safety factor Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1.2 mm



Gambar 4.47 Detail Hasil Simulasi *Safety factor* Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1.2 mm

Gambar 4.46 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan akibat pengereman dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan *chassis* 1.2 mm. Sedangkan gambar 4.47 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan akibat pengereman tersebut adalah 2.4 dengan posisi *chassis* bagian depan.

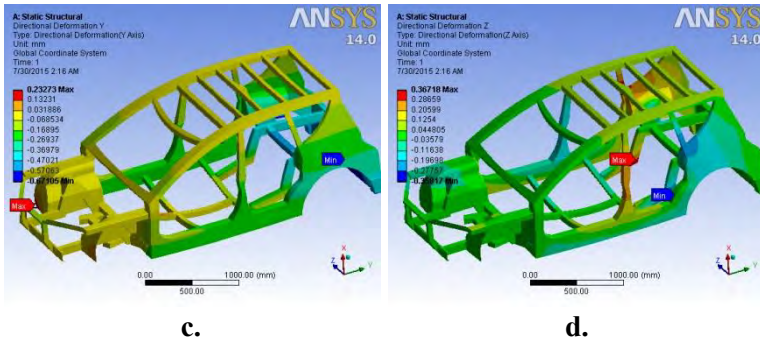
Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa daerah yang memiliki nilai *safety factor* kecil cukup sempit. Nilai *safety factor* juga masih jauh lebih besar dari 1.5, sehingga *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm dalam menerima beban akibat pengereman masih aman.



a.

b.

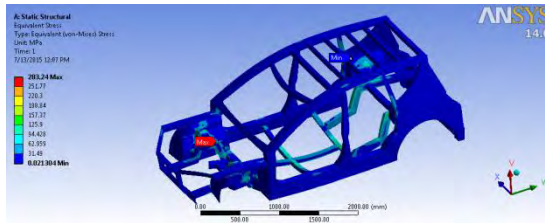
Gambar 4.48 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, akibat dari pembebanan akibat pengereman



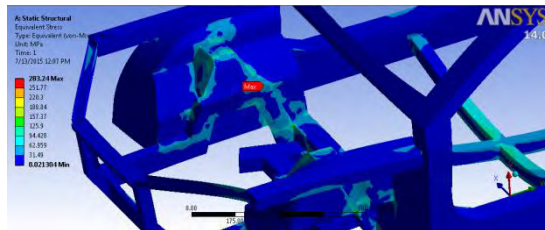
Gambar 4.49 (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat dari pembebanan akibat pengereman

Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1.2 mm nilai total deformasi sebesar 2.3 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.0683 mm, 0.233 mm, dan 0.367 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi yang diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan akibat pengereman.

IV.6.4 Hasil Pembebanan dengan Ketebalan 1 mm



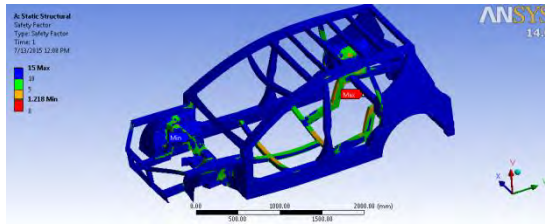
Gambar 4.50 Tegangan Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1 mm



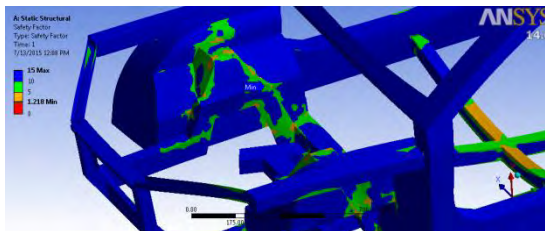
Gambar 4.51 Detail Hasil Simulasi Tegangan Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1 mm

Gambar 4.49 merupakan hasil simulasi pembebanan akibat pengereman dari mobil listrik Braja Wahana. Sedangkan gambar 4.50 detail bagian *chassis* yang mengalami tegangan paling besar. *Equivalent stress* (Von Mises) yang didapatkan dari hasil simulasi sebesar 283.24 MPa.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa yang mengalami tegangan paling besar adalah bagian *chassis* belakang yang menerima beban lebih tinggi. Hal ini disebabkan ketika mobil mengalami pengereman, beban *chassis* belakang mobil cenderung kedepan, *chassis* yang menerima tegangan berada disekitar suspensi dan arm bagian depan.



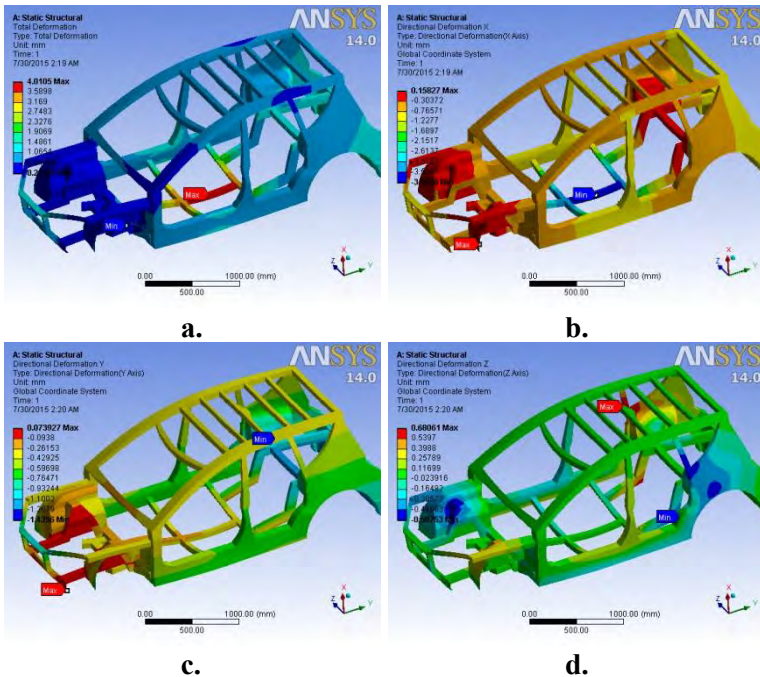
Gambar 4.52 *Safety factor* Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1 mm



Gambar 4.53 Detail Hasil Simulasi *Safety factor* Akibat Pengereman dengan Ketebalan 1 mm

Gambar 4.51 merupakan hasil simulasi *safety factor* dari pembebanan akibat pengereman dari mobil listrik Braja Wahana dengan ketebalan *chassis* 1 mm. Sedangkan 4.52 detail bagian *chassis* yang memiliki *safety factor* paling kecil. *Safety factor* terkecil dari pembebanan akibat pengereman tersebut adalah 1.21 dengan posisi *chassis* bagian depan.

Dari kedua gambar diatas dapat dilihat bahwa daerah yang memiliki nilai *safety factor* kecil cukup lebar, seperti gambar 4.52. Nilai *safety factor* berbanding terbalik dengan nilai tegangan. Dengan nilai *yield strength* yang tetap tetapi nilai tegangan semakin besar diberikan maka *safety factor* dari konstruksi atau material tersebut akan semakin kecil.



Gambar 4.54 (a.) Total Deformasi, (b.) Deformasi Terhadap Sumbu X, (c.) Deformasi Terhadap Sumbu Y, dan (d.) Deformasi Terhadap Sumbu Z akibat dari pembebanan akibat pengereman

Berdasarkan dasar teori pada bab II, nilai deformasi yang diizinkan adalah sebesar 6.09 mm yang berasal dari perkalian *trackwidth*, sebesar 1450 mm, dan defleksi indeks untuk chassis kendaraan sebesar 0.0042. Berdasarkan hasil simulasi akibat pembebanan vertikal dengan ketebala chassis 1 mm nilai total deformasi sebesar 4.01 mm. Selain itu juga ada deformasi directional yang dibagi menjadi 3 bagian, yaitu terhadap sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z yang besar masing-masing defromasinya adalah 0.1583 mm, 0.074 mm, dan 0.6806 mm. Nilai deformasi dari kendaraan tidak melebihi nilai deformasi

yang diizinkan, jadi chassis masih aman dalam menerima pembebanan akibat pengereman.

IV.6.5 Perbandingan antara Ketebalan 1.2 mm dan 1 mm

Perbandingan antara tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebesar 154.72 MPa, sedangkan tegangan yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebesar 272.22 MPa. Dengan nilai *yield strength* dari *alloy steel* sebesar 345 MPa, Nilai *safety factor* yang diterima, dengan ketebalan *chassis* 1.2 mm sebesar 2.22, sedangkan dengan ketebalan *chassis* 1 mm nilai *safety factor chassis* sebesar 1.21. Berdasarkan hasil simulasi dengan menurunkan ketebalan 0.2 mm sangat berpengaruh terhadap tegangan dan *safety factor* dari *chassis*. Nilai tegangan yang diterima cukup jauh, juga nilai dari *safety factor*. Parameter yang kedua adalah nilai deformasi, deformasi dari chassis dengan ketebalan 1.2 mm dan 1 mm masih dibawah dari deformasi yang diizinkan. Berdasarkan pembahasan, *chassis* dengan ketebalan 1 mm tidak aman.

IV.7 Analisa, Diskusi Dan Pembahasan

Tabel 4.2 Hasil Simulasi Seluruh Pembebanan

	Pembebanan	Von-Mises (MPa)	Safety Factor	Deformasi (mm)			
				Total	X	Y	Z
1.2 mm	Vertikal	58.95	5.85	0.69	0.0005	0.047	0.038
	Belok	206.47	1.67	1.61	0.0423	0.564	0.448
	Akselerasi	112.32	3.07	1.4	0.031	0.211	0.207
	Pengereman	143.68	2.40	2.3	0.0683	0.233	0.367
1 mm	Vertikal	147.34	2.34	1.06	0.0005	0.071	0.0962
	Belok	503.48	0.69	2.53	0.0049	0.95	0.9976
	Akselerasi	273.68	1.26	1.94	0.0014	0.379	0.3737
	Pengereman	283.24	1.22	4.01	0.1583	0.074	0.6806

Tabel 4.2 menunjukkan seluruh hasil pembebanan, tegangan Von-Mises maksimum dan *safety factor* minimum pada *chassis*, dengan 2 variasi ketebalan, 1.2 mm dan 1 mm. *Allowable stress* untuk kendaraan berdasarkan nilai perbandingan antara *yield strength* dengan *safety factor*, *safety factor* untuk kendaraan minimal adalah 1.5. Berdasarkan hasil dari tabel dapat dilihat bahwa nilai tegangan Von-Mises pada ketebalan *chassis* 1 mm lebih besar daripada ketebalan *chassis* 1.2 mm. Sebaliknya, nilai *safety factor* lebih kecil pada *chassis* dengan ketebalan 1 mm. Hal ini dikarenakan semakin kecil massanya semakin besar juga tegangan yang diterimanya, nilai tegangan yang diterima berbanding terbalik dengan massa inersia. Nilai *safety factor* selalu berbanding terbalik dengan tegangan yang diterima, semakin besar tegangan yang diterima, nilai *safety factor* semakin kecil, dan sebaliknya.

Yield strength dari *alloy steel* ASTM A570 Grade 50 sebesar 345 MPa, nilai tegangan Von-Mises yang diterima oleh *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm masih dibawah dari nilai *yield strength*, nilai *safety factornya* juga lebih dari 1.5. Namun, pada *chassis* dengan ketebalan 1 mm nilai tegangan Von-Mises yang diterima akibat beban belok sangat jauh dari nilai *yield strength*. Untuk pembebanan yang lain masih berada dibawah nilai *yield strength*. Ditinjau dari nilai *safety factor chassis* dengan ketebalan 1 mm memiliki nilai lebih kecil dari 1.5, kecuali pembebanan vertical.

Dalam tabel juga terlihat hasil deformasi dari masing-masing *chassis*, 1.2 mm dan 1 mm, yang terdiri dari deformasi total, deformasi terhadap sumbu X, deformasi terhadap sumbu Y, dan deformasi terhadap sumbu Z. Berdasarkan pembahasan pada sub bab sebelumnya, nilai deformasi dari masing-masing berada dibawah nilai deformasi yang diizinkan, 6.09 mm. Sehingga *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm dan 1 mm masih aman digunakan.

Ditinjau dari ketiga parameter diatas, *chassis* dengan ketebalan 1 mm tidak aman digunakan karena dilihat dari nilai

tegangan maksimum dan *safety factor* pada pembebanan akibat belok, akselerasi, dan pengereman nilainya dibawah dari yang diizinkan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari tugas akhir ini antara lain :

1. Nilai tegangan Von-Mises dari *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 58.95 MPa, pembebanan akibat belok sebesar 206.47 MPa, pembebanan akibat akselerasi sebesar 112.32 MPa, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 143.68 MPa.
2. Nilai *safety factor* dari *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 5.85, pembebanan akibat belok sebesar 1.67, pembebanan akibat akselerasi sebesar 3.07, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 2.40.
3. Nilai total deformasi dari *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 0.69, pembebanan akibat belok sebesar 1.61, pembebanan akibat akselerasi sebesar 1.4, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 2.3.
4. Nilai tegangan Von-Mises dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 147.34 MPa, pembebanan akibat belok sebesar 503.48 MPa, pembebanan akibat akselerasi sebesar 273.68 MPa, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 283.24 MPa.
5. Nilai *safety factor* dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 2.34, pembebanan akibat belok sebesar 0.68, pembebanan akibat akselerasi sebesar 1.26, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 1.21.
6. Nilai total deformasi dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 1.06, pembebanan akibat belok sebesar 2.53, pembebanan

akibat akselerasi sebesar 1.94, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 4.01.

7. Berdasarkan hasil simulasi, *chassis* dengan ketebalan 1 mm masih tidak aman untuk digunakan dikarenakan nilai tegangan Von-Mises maksimalnya melebihi tegangan *yield* material, serta nilai *safety factor*nya dibawah nilai yang diizinkan.
8. Hasil *blue print* pada *chassis* terdapat di lampiran.

V.2 Saran

Adapun saran yang diberikan, antara lain :

1. Pemberian beban pada saat simulasi di software ANSYS sebaiknya menggunakan fitur remote force agar benar-benar di titik CG masing-masing pembebanan.
2. *Chassis* sebaiknya menggunakan hollow dengan ketebalan minimal 1.2 mm untuk material *alloy steel* ASTM A570 Grade 50 untuk meningkatkan nilai *safety factor*.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari tugas akhir ini antara lain :

1. Nilai tegangan Von-Mises dari *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 58.95 MPa, pembebanan akibat belok sebesar 206.47 MPa, pembebanan akibat akselerasi sebesar 112.32 MPa, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 143.68 MPa.
2. Nilai *safety factor* dari *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 5.85, pembebanan akibat belok sebesar 1.67, pembebanan akibat akselerasi sebesar 3.07, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 2.40.
3. Nilai total deformasi dari *chassis* dengan ketebalan 1.2 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 0.69, pembebanan akibat belok sebesar 1.61, pembebanan akibat akselerasi sebesar 1.4, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 2.3.
4. Nilai tegangan Von-Mises dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 147.34 MPa, pembebanan akibat belok sebesar 503.48 MPa, pembebanan akibat akselerasi sebesar 273.68 MPa, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 283.24 MPa.
5. Nilai *safety factor* dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 2.34, pembebanan akibat belok sebesar 0.68, pembebanan akibat akselerasi sebesar 1.26, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 1.21.
6. Nilai total deformasi dari *chassis* dengan ketebalan 1 mm adalah sebagai berikut, pembebanan vertikal sebesar 1.06, pembebanan akibat belok sebesar 2.53, pembebanan

akibat akselerasi sebesar 1.94, dan pembebanan akibat pengereman sebesar 4.01.

7. Berdasarkan hasil simulasi, *chassis* dengan ketebalan 1 mm masih tidak aman untuk digunakan dikarenakan nilai tegangan Von-Mises maksimalnya melebihi tegangan *yield* material, serta nilai *safety factor*nya dibawah nilai yang diizinkan.
8. Hasil *blue print* pada *chassis* terdapat di lampiran.

V.2 Saran

Adapun saran yang diberikan, antara lain :

1. Pemberian beban pada saat simulasi di software ANSYS sebaiknya menggunakan fitur remote force agar benar-benar di titik CG masing-masing pembebanan.
2. *Chassis* sebaiknya menggunakan hollow dengan ketebalan minimal 1.2 mm untuk material *alloy steel* ASTM A570 Grade 50 untuk meningkatkan nilai *safety factor*.

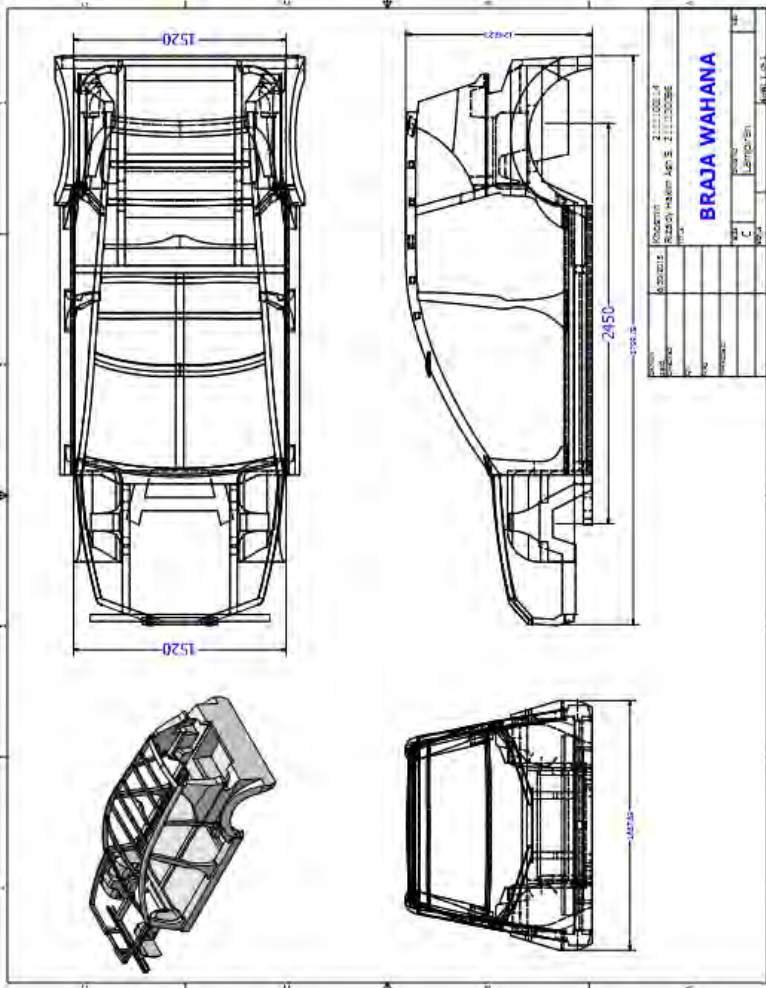
DAFTAR PUSTAKA

- [1] I Nyoman Sutantra. (2009). **Teknologi Otomotif : Teori dan Aplikasinya**. Surabaya : Guna Widya
- [2] Gan Yu Han, dkk. (2010). **A Study On Electrical Car Chassis And Design Principle**. Universiti Tenaga Nasional, Putrajaya.
- [3] Mohd Hanid Mat. (2012). **Design and Analysis of 'Eco' Car Chassis**. International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012 (IRIS 2012).
- [4] M. Fadlil Adhim. (2014). **Analisis Struktural Performa Chassis Sapuangan Speed 2013**. Surabaya.
- [5] Gustieaufar Dhaffi S. (2014). **Simulasi Pengujian Fatigue Pada Chassis Mobil Formula Sapuangan Speed**. Surabaya
- [6] Wikipedia. Mobil Listrik, diakses tanggal 9 November 2014. http://id.wikipedia.org/wiki/Mobil_listrik
- [7] Jack Action, diakses tanggal 10 November 2014. <http://physicsforums.com/threads/ladder-chassis-vs-monocoque.695496/>
- [8] 3D Tutorial, diakses tanggal 9 November 2014. <http://www.carbodydesign.com/tutorials/3d/solidworks-tutorials/>
- [9] Automotive History, diakses tanggal 29 Desember 2014. <http://www.curbsideclassic.com/automotive-histories/automotive-history-an-x-ray-look-at-gms-x-frame-1957-1970/>
- [10] Car Illustration, diakses tanggal 1 Januari 2015. <http://car-illustration.com/illustrations/>
- [11] Efunda, diakses tanggal 11 November 2014. <http://efunda.com/materials>
- [12] David A. Crolla. (2009). **Powertrain, Chassis System And Vehicle Body**. United States of America : Elsevier
- [13] Brown J, C., Robertson A. J., Serpento S.T. (2002). **Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals**. Butterworth-Heinemann Avenue, Woburn. MA 01801-2041

A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd.

- [14] R.C. Hibbeler. (2010). *Engineering Mechanics Statics and Dynamics : Twelfth Edition*. United States of America: Pearson Education, Inc.
- [15] Lackie, Frederick A. dan Bello, Dominic J. Dal. (2009). **Stregth and Stiffness of Engineering System**. United States of America: Springer.
- [16] Auto Car Indonesia, diakses tanggal 8-9 Januari 2015. <http://autocarindonesia.com>

LAMPIRAN



Halaman ini sengaja dikosongkan

BIOGRAFI PENULIS



Rizaldy Hakim Ash Shiddieqy dilahirkan di Malang, Jawa Timur pada 10 Februari 1993 yang merupakan anak pertama dari 2 bersaudara.

Penulis menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SDN Lawang V (1999-2005). Sekolah Menengah Pertama di SMPN 1 Singosari (2005-2009). Sekolah Menengah Atas di SMAN 1 Lawang (2008-2011). Selanjutnya, penulis melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember sebagai mahasiswa S1 (2011-2015).

Selama 4 tahun menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS penulis banyak mengikuti kegiatan di dalam kampus. Pada tahun pertama dan kedua penulis mengikuti organisasi mahasiswa Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM). Selanjutnya pada tahun ketiga penulis diberi kesempatan untuk menjadi Mekanik dan Kabiro Organisasi di Divisi Organisasi LBMM serta menjadi anggota ITS Team Sapuangin 2013-2014. Pada tahun keempat penulis menjadi General Manager ITS Team Sapuangin 2014-2015 dan memperoleh beberapa gelar nasional, Indonesia Energy Marathon Challenge 2013-2014, dan internasional, Shell Eco Marathon Asia 2014-2015 serta peserta Formula SAE 2014.