

**SKRIPSI**  
**SIMULASI PEMODELAN KAKI OUTRIGGER MOBIL CRANE SUPER Z**  
**300 DENGAN TIGA VARIASI PEMBEBANAN MENGGUNAKAN**  
**AUTODESK INVENTOR 2016**

**Disusun Sebagai Salah Satu Syarat Untuk Menyelesaikan Jenjang Strata**  
**Satu (S-1) di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik,**  
**Universitas Muhammadiyah Sumatera Barat**



**Disusun Oleh:**

**BAJOL**  
**17.10.002.21201.037**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA BARAT**  
**2022**

LEMBAR PENGESAHAN  
SIMULASI PEMODELAN KAKI OUTRIGGER MOBIL CRANE SUPER Z  
300 DENGAN TIGA VARIASI PEMBEBANAN MENGGUNAKAN  
AUTODESK INVENTOR 2016



Disusun Oleh :

BAJOL  
NPM. 17.10.002.21201.037

Bukittinggi, 26 Februari 2022

Disetujui :

Dosen Pembimbing I

(Muchlisinalahuddin, S.T., M.T.)  
NIDN : 1009058002

Dosen Pembimbing II

(Rudi Kurniawan Arief, S.T., M.T.)  
NIDN : 1023068103

Dekan Fakultas Teknik  
UM Sumatera Barat

(Masril, S.T., M.T.)  
NIDN : 1005057407

Ketua Program Studi  
Teknik Mesin

(Rudi Kurniawan Arief, S.T., M.T.)  
NIDN : 1023068103



**LEMBAR PERSETUJUAN TIM PENGUJI**

Skripsi ini telah dipertahankan dan disempurnakan berdasarkan masukan dan koreksi Tim Penguji pada ujian tertutup tanggal 26 Februari 2022 di Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Barat.

Bukittinggi, 14 Mei 2022  
Mahasiswa


Bajol  
171000221201037

Disetujui Tim Penguji Skripsi Tanggal 26 Februari 2022

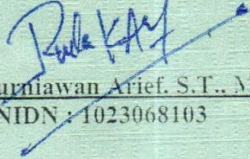
1. Armila, S.T., M.T.

1.  .....

2. Riza Muharni, S.T., M.T.

2.  .....

Mengetahui  
Kaprosdi

  
(Rudi Kurniawan Arief, S.T., M.T.)  
NIDN : 1023068103



## LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN

Saya yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama Mahasiswa : Bajol

Tempat dan tanggal Lahir : Botan, 05 Oktober 1997

NIM : 171000221201037

Judul Skripsi : Simulasi Pemodelan Kaki Outrigger Mobil Crane  
Super Z 300 Dengan Tiga Variasi Pembebanan  
Menggunakan Autodesk Inventor 2016

Menyatakan dengan sebenarnya bahwa penulisan skripsi ini berdasarkan hasil penelitian, pemikiran dan pemaparan asli dari saya sendiri, baik untuk naskah laporan maupun kegiatan yang tercantum sebagai bagian dari skripsi ini. Jika terdapat karya orang lain, saya akan mencantumkan sumber yang jelas.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sesungguhnya dan apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi akademik berupa pencabutan gelar yang telah diperoleh karena karya tulis ini dan sanksi lain sesuai dengan peraturan yang berlaku di UM Sumatera Barat.

Demikian pernyataan ini saya buat dalam keadaan sadar tanpa paksaan dari pihak manapun.

Bukittinggi, 14 Mei 2022  
Yang membuat pernyataan



Bajol

171000221201037

## Abstrak

*Outriggers (Stabilizer)* adalah kaki hidrolik berbentuk kaki laba-laba yang diposisikan disamping sisi kanan dan kiri mobil *crane* dimana berfungsi sebagai penyeimbang cadik. Dalam hal ini jika pemasangan dan pemilihan material kaki *outrigger* mobil *crane* tersebut tidak tepat, dapat menyebabkan kecelakaan serius. Untuk memastikan posisi dan struktur dari *outrigger* yang aman dan terhindar dari kecelakaan kerja, maka perlu dilakukan simulasi pemodelan *stress analysis* pada mobil *crane* super z 300. Dalam proses simulasi *stress analysis* ini dilakukan dengan menggunakan *Autodesk Inventor 2016*. Dengan simulasi perbandingan *von mises stress*, *displacement*, *safety factor* dan tegangan dari *stress analysis* dengan tiga simulasi pembebanan yang berbeda. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil struktur material yang aman digunakan yaitu material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan ukuran pipa 4½" inch, *Outside Diameter* 5.000 mm, *Inside diameter* 4.506 mm, *schedules* STD 40S, *wall* 0.247 inch dan Est, LBS per Ft (*steel carbon pipe*) 12.45 inch. Sedangkan hasil simulasi pemodelan terhadap material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy* dapat disimpulkan bahwa material tersebut tidak aman digunakan karena nilai *von mises stress* dan *safety factor* berada dibawah toleransi aman, dimana kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi.

**Kata kunci:** kaki *outrigger*, kekuatan, *software Autodesk Inventor 2016*

## Abstract

Outriggers (Stabilizer) are hydraulic legs in the form of spider legs which are positioned beside the right and left sides of the crane where they function as outrigger balancers. In this case, if the installation and material selection of the crane's outrigger legs is not correct, it can cause serious accidents. To ensure the safe position and structure of the outrigger and avoid work accidents, it is necessary to do a stress analysis modeling simulation on a super z 300 crane. In the stress analysis simulation process, this is done using *Autodesk Inventor 2016*. By simulating the comparison of von mises stress, displacement, safety factor and stress from stress analysis with three different loading simulations. From the simulation, the results obtained are material structures that are safe to use, namely AISI 1020 steel carbon pipe material with a pipe size of 4½" inch, Outside Diameter 5,000 mm, Inside diameter 4.506 mm, STD schedules 40S, wall 0.247 inch and Est, LBS per Ft (steel). carbon pipe) 12.45 inches. While the results of modeling simulations on AISI 1008 steel pipe and steel alloy materials can be concluded that these materials are not safe to use because the value of von Mises stress and safety factor is below the safe tolerance, where the strength of the material is smaller than the stress that occurs.

**Keywords:** outrigger legs, strength, *Autodesk Inventor 2016 software*

## KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji dan syukur kehadiran Allah SWT, atas segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan tugas akhir skripsi ini dengan judul “SIMULASI PEMODELAN KAKI OUTRIGGER MOBIL CRANE SUPER Z 300 DENGAN TIGA VARIASI PEMBEBANAN MENGGUNAKAN AUTODESK INVENTOR 2016” disusun guna memenuhi sebagian persyaratan untuk melengkapi dan memenuhi syarat dalam mencapai gelar Sarjana Pendidikan pada Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Barat.

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

1. Bapak Rudi Kurniawan Arief, S.T., M.T., selaku Ketua Program Studi Pendidikan Teknik Mesin dan dosen pembimbing II yang telah banyak memberikan bantuannya dalam penyelesaian skripsi ini.
2. Bapak Muchlisinalahuddin, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing I yang telah meluangkan waktunya membimbing dan mengarahkan penulis dalam pembuatan skripsi ini.
3. Ayah dan Ibu tercinta yang selalu memberikan dukungan moral dan doanya hingga penulis bisa menyelesaikan studi dengan baik.
4. Rekan-rekan Mahasiswa Teknik Mesin, khususnya kepada angkatan 2017 Non Reguler yang telah memberikan dukungan motivasi serta membantu penulis.
5. Rekan-rekan menwa yang telah memberikan dukungan motivasi serta membantu penulis dan memberikan motivasi dan pengalamannya.



Penulis sadar bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih banyak kekurangan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun, agar pada karya-karya yang akan datang lebih baik lagi. Akhir kata, penulis berharap skripsi ini bermanfaat bagi semuapihak. Aamiin.

Bukittinggi, 19 Mei 2022



BAJOL

17.10.002.21201.037

## DAFTAR ISI

**HALAMAN JUDUL**

**HALAMAN PENGESAHAN**

**LEMBAR PERSETUJUAN TIM PENGUJI**

**HALAMAN PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI**

**ABSTRAK**

**KATA PENGANTAR.....i**

**DAFTAR ISI.....iii**

**DAFTAR TABEL.....iv**

**DAFTAR GAMBAR.....vi**

### **BAB I PENDAHULUAN**

1.1 Latar Belakang ..... 1

1.2 Maksud Dan Tujuan ..... 3

1.2.1 Maksud ..... 3

1.2.2 Tujuan ..... 3

1.3 Batasan Masalah ..... 3

1.4 Sistematika Penulisan ..... 4

### **BAB II TEORI DASAR**

2.1 Mobil *Crane* ..... 5

2.1.1 Kaki *Crane (Outrigger)* ..... 5

2.1.2 Analisa Gaya Mobil *Crane* ..... 6

2.2 Baja Carbon (*Carbon Steel*) ..... 7

2.4 Baja Paduan (*Alloy Steel*) ..... 8



2.5 Analisa Tegangan Dan Regangan .....	9
2.5.1 Tegangan Tekan.....	10
2.5.2 Tegangan Normal Maksimum .....	11
2.5.3 Tegangan Geser Maksimum.....	12
2.5.4 Distorsi Energi.....	13
2.5.5 Momen Lentur.....	14
2.6 Analisa Beban .....	14
2.6.1 Beban Terpusat.....	15
2.6.2 Beban Terdistribusi.....	15
2.7 Faktor-Faktor Rancangan.....	16
2.7.1 Bahan Ulet.....	16
2.7.2 Bahan Getas .....	17
2.8 Metode Elemen Hingga.....	17
2.9 <i>Software Autodesk Inventor 2016</i> .....	20
2.9.1 <i>Finite Element Analysis</i> .....	21
2.9.2 Von Mises Stress .....	21
2.9.3 Displacement.....	22
2.9.4 Safety Factor .....	22
2.10 Penelitian Terdahulu .....	23

### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

3.1 Diagram Alir Penyelesaian <i>Elemen Hingga</i> .....	26
3.2 Prosedur Analisa.....	27
3.2.1 Prosedur Simulasi Kaki Outrigger Mobil Crane Super z 300 ..	27
3.2.2 Desain Kaki Outrigger Mobil Crane Dengan Software Autodesk Inventor 2016.....	28

3.2.3 Data Spesifikasi Material Kaki <i>Outrigger</i> Mobil <i>Crane</i> Super Z 300.....	29
3.2.3.1 Verifikasi Material.....	30
3.2.3.2 Menentukan <i>Constraint</i> .....	31
3.2.3.3 Menentukan Pembebanan ( <i>Loads Force</i> ).....	31
3.2.3.4 <i>Meshing, Running Program, Dan Refinement Meshin</i> .....	32
3.2.3.5 <i>Report</i> .....	33

## **BAB IV DATA DAN ANALISA**

4.1 Data .....	35
4.1.1 Gaya Dan Pembebanan.....	35
4.1.1.1 Simulasi Pertama <i>Stress Analysis</i> AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 2,3Ton.....	36
4.1.1.2 Simulasi Kedua <i>Stress Analysis</i> AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.5 Ton .....	37
4.1.1.3 Simulasi Ketiga <i>Stress Analysis</i> AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 3 Ton.....	39
4.1.1.4 Simulasi Keempat <i>Stress Analysis Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 2,3 Ton.....	41
4.1.1.5 Simulasi Kelima <i>Stress Analysis Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 2,5 Ton .....	43
4.1.1.6 Simulasi Keenam <i>Stress Analysis Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 3 Ton.....	45
4.1.1.7 Simulasi Ketujuh <i>Stress Analysis</i> Material AISI 1020 <i>Steel Carbon Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.3 Ton .....	47
4.1.1.8 Simulasi Kedelapan <i>Stress Analysis</i> Material AISI 1020 <i>Steel Carbon Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.5 Ton .....	48
4.1.1.9 Simulasi Kesembilan <i>Stress Analisis</i> Material AISI 1020 <i>Steel Carbon Pipe</i> Dengan Pembebanan 3 Ton .....	50

4.1.2 <i>Displasement</i> (Perpindahan).....	52
4.1.2.1 <i>Displasement</i> Simulasi Pertama Material AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.3 Ton.....	52
4.1.2.2 <i>Displasement</i> Simulasi Kedua Material AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.5 Ton.....	53
4.1.2.3 <i>Displasement</i> Simulasi Ketiga Material AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 3 Ton.....	53
4.1.2.4 <i>Displasement</i> Simulasi Keempat Material <i>Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.3 Ton.....	54
4.1.2.5 <i>Displasement</i> Simulasi Kelima Material <i>Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.5 Ton.....	55
4.1.2.6 <i>Displasement</i> Simulasi Keenam Material <i>Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 3 Ton.....	55
4.1.2.7 <i>Displasement</i> Simulasi Ketujuh Material AISI 1020 <i>Steel Carbon</i> <i>Pipe</i> Pembebanan 2.3 Ton.....	56
4.1.2.8 <i>Displasement</i> Simulasi Kedelapan Material AISI 1020 <i>Steel</i> <i>Carbon Pipe</i> Pembebanan 2.5 Ton.....	57
4.1.2.9 <i>Displasement</i> Simulasi Kesembilan Material AISI 1020 <i>Steel</i> <i>Carbon Pipe</i> Pembebanan 3 Ton.....	57
4.1.3 <i>Safety Factor</i> .....	58
4.1.3.1 <i>Safety Factor</i> Simulasi Pertama Material AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.3 Ton.....	58
4.1.3.2 <i>Safety Factor</i> Simulasi Kedua Material AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.5 Ton.....	59
4.1.3.3 <i>Safety Factor</i> Simulasi Ketiga Material AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> Dengan Pembebanan 3 Ton.....	59
4.1.3.4 <i>Safety Factor</i> Simulasi Keempat Material <i>Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.3 Ton.....	60



4.1.3.5 Safety Factor Simulasi Kelima Material <i>Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 2.5 Ton.....	61
4.1.3.6 <i>Safety Factor</i> Simulasi Keenam Material <i>Steel Alloy Pipe</i> Dengan Pembebanan 3 Ton.....	61
4.1.3.7 <i>Safety Factor</i> Simulasi Ketujuh Material AISI 1020 <i>Steel Carbon</i> Dengan Pembebanan 2.3 Ton .....	62
4.1.3.8 <i>Safety Factor</i> Simulasi Kedelapan Material AISI 1020 <i>Steel Carbon</i> Dengan Pembebanan 2.5 Ton .....	63
4.1.3.9 <i>Safety Factor</i> Simulasi Kesembilan Material AISI 1020 <i>Steel Carbon</i> Dengan Pembebanan 3 Ton .....	63
4.2 Analisa.....	65
4.2.1 Data Pertama Material AISI 1008 <i>Steel Pipe</i> .....	65
4.2.2 Data Kedua Material <i>Steel Alloy Pipe</i> .....	66
4.2.3 Data Ketiga Material AISI 1020 <i>Steel Carbon Pipe</i> .....	67
4.2.4 Perbandingan Nilai Tegangan Dari Ketiga Jenis Pembebanan.....	70
4.2.5 Perbandingan Nilai <i>Safety Factor</i> Dari Tiga Jenis Material ...	72
4.2.6 Kurva Perbandingan.....	73

## **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1 Kesimpulan .....	76
5.2 Saran.....	76

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **LAMPIRAN**

## Daftar Tabel

Tabel 2. 1 asil analisa kekuatan struktur crane hook .....	24
Tabel 2. 2 hasil analisa pada shackle .....	24
Tabel 2. 3 hasil analisa struktur penopang overhead crane.....	24
Tabel 3. 1 material aisi 1008 <i>steel pipe</i> .....	29
Tabel 3. 2 material aisi 1020 <i>steel carbon pipe</i> .....	30
Tabel 4. 1 simulasi pertama pembebanan 2.3 ton .....	36
Tabel 4. 2 jenis material simulasi pertama.....	36
Tabel 4. 3 hasil analisa simulasi pembebanan 2.3 ton .....	37
Tabel 4. 4 simulasi pertama pembebanan 2.5 ton .....	38
Tabel 4. 5 jenis material simulasi kedua .....	38
Tabel 4. 6 hasil analisa simulasi pembebanan 2.5 ton .....	38
Tabel 4. 7 simulasi pertama pembebanan 3 ton .....	39
Tabel 4. 8 jenis material simulasi ketiga.....	40
Tabel 4. 9 hasil analisa simulasi pembebanan 3 ton .....	40
Tabel 4. 10 simulasi keempat pembebanan 2,3 ton .....	41
Tabel 4. 11 jenis material simulasi keempat .....	42
Tabel 4. 12 hasil analisa simulasi pembebanan 2.3 ton .....	42
Tabel 4. 13 simulasi kelima pembebanan 2,5 ton .....	43
Tabel 4. 14 jenis material simulasi kelima.....	44
Tabel 4. 15 hasil analisa simulasi pembebanan 2,5 ton .....	44
Tabel 4. 16 simulasi keenam pembebanan 3 ton.....	45
Tabel 4. 17 jenis material simulasi keenam .....	46
Tabel 4. 18 hasil analisa simulasi pembebanan 3 ton .....	46
Tabel 4. 19 simulasi ketujuh pembebanan 2.3 ton .....	47
Tabel 4. 20 jenis material simulasi ketujuh.....	47
Tabel 4. 21 hasil analisa simulasi pembebanan 2.3 ton .....	48
Tabel 4. 22 simulasi kedelapan pembebanan 2,5 ton <i>steel carbon</i> .....	49
Tabel 4. 23 jenis material simulasi kedelapan .....	49
Tabel 4. 24 hasil analisa simulasi pembebanan 2.5 ton .....	49

Tabel 4. 25 simulasi pembebanan 3 ton <i>steel carbon pipe</i> .....	50
Tabel 4. 26 jenis material simulasi kesembilan .....	51
Tabel 4. 27 hasil analisa simulasi pembebanan 3 ton .....	51
Tabel 4. 28 hasil analisa perbandingan pertama material steel .....	66
Tabel 4. 29 hasil analisa perbandingan kedua material steel alloy .....	67
Tabel 4. 30 hasil analisa perbandingan ketiga material steel carbon .....	68
Tabel 4. 31 perbandingan simulasi pertama beban 2.3 ton .....	69
Tabel 4. 32 perbandingan simulasi pertama beban 2.3 ton .....	70
Tabel 4. 33 perbandingan simulasi pertama beban 2.3 ton .....	70
Tabel 4. 34 perbandingan tegangan .....	73





## Daftar Gambar

Gambar 2.1 mobil crane super z 300 .....	6
Gambar 2.2 kaki outrigger mobil crane super z 300 .....	6
Gambar 2.3 kurva stress dan strain .....	9
Gambar 2.4 tegangan tekan.....	11
Gambar 2.5 gambar 2. 5 representasi teori tegangan normal maksimum .....	12
Gambar 2.6 te representasi tegangan geser maksimum .....	12
Gambar 2.7 grafik representasi teori tegangan distorsi energi.....	13
Gambar 2.8 tegangan lentur .....	14
Gambar 2.9 beban terpusat.....	15
Gambar 2.10 beban terdistribusi .....	15
Gambar 2.11 tampilan awal <i>software autodesk inventor</i> .....	20
Gambar 2.12 <i>displacement</i> pada prinsip superposisi .....	22
Gambar 3.1 tampilan awal autodesk inventor 2016.....	28
Gambar 3.2 geometri kaki outrigger manual mobil crane yang dibuat pada autodesk inventor 2016 .....	29
Gambar 3.3 tampilan dari material properties.....	30
Gambar 3.4 tampilan constraint (titik tumpuan) .....	31
Gambar 3.5 pembebanan gaya dengan beban 2.3 ton.....	32
Gambar 3.6 refinement meshing .....	32
Gambar 3.7 hasil <i>refinement meshing</i> .....	33
Gambar 3.8 report stress analysisi .....	33
Gambar 4.1 tegangan yang terjadi pada simulasi pertama dengan pembebanan 2.3 ton.....	37
Gambar 4.2 tegangan yang terjadi pada simulasi kedua dengan pembebanan 2.5 ton.....	39
Gambar 4.3 tegangan yang terjadi pada simulasi ketiga dengan pembebanan 3 ton.....	41
Gambar 4.4 tegangan yang terjadi pada simulasi keempat dengan pembebanan 2,3 ton.....	43
Gambar 4.5 tegangan yang terjadi pada simulasi kelima dengan pembebanan 2,5 ton.....	44
Gambar 4.6 tegangan yang terjadi pada simulasi keenam dengan pembebanan 3 ton.....	46
Gambar 4.7 tegangan yang terjadi pada simulasi ketujuh dengan pembebanan 2,3 ton.....	48

Gambar 4.8 tegangan yang terjadi pada simulasi kedelapan dengan pembebanan 2,5 ton.....	50
Gambar 4.9 tegangan yang terjadi pada simulasi kesembilan dengan pembebanan 3 ton.....	51
Gambar 4.10 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi pertama pembebanan 2.3 ton.....	52
Gambar 4.11 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi kedua pembebanan 2.5 ton.....	53
Gambar 4.12 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi ketiga pembebanan 3 ton.....	53
Gambar 4.13 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi keempat pembebanan 2.3 ton.....	54
Gambar 4.14 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi kelima pembebanan 2.5 ton .....	55
Gambar 4.15 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi keenam pembebanan 3 ton .....	55
Gambar 4.16 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi ketujuh dengan pembebanan 2.3 ton .....	56
Gambar 4.17 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi kedelapan dengan pembebanan 2.5 ton .....	57
Gambar 4.18 <i>displacement</i> yang terjadi pada simulasi kesembilan pembebanan 3 ton.....	57
Gambar 4.19 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 2.3 ton .....	58
Gambar 4.20 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 2.5 ton .....	59
Gambar 4.21 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 3 ton .....	59
Gambar 4.22 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 2.3 ton .....	60
Gambar 4.23 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 2.5 ton .....	61
Gambar 4.24 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 3 ton .....	61
Gambar 4.25 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 2.3 ton .....	62
Gambar 4.26 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 2.5 ton .....	63
Gambar 4.27 simulasi <i>safety factor</i> pembebanan 3 ton.....	63
Gambar 4.28 <i>von mises stress</i> .....	74

Gambar 4.29 *displacement*.....75  
Gambar 4.30 *safety factor*.....75





# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi sekarang telah banyak menghasilkan kreasi dan kreativitas yang bertujuan untuk memudahkan pekerjaan manusia, serta dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas produksi, terutama untuk bagian konstruksi dan industri yang dikenal dengan *crane*. *Crane* sangat dibutuhkan bagi manusia untuk membantu mengangkat dan memindahkan suatu barang dari satu tempat ke tempat lainnya. *Crane* adalah gabungan mekanisme pengangkat secara terpisah dengan rangka yang berfungsi untuk mengangkat dan memindahkan material atau barang dengan menggunakan kait.

*Crane* memiliki komponen utama yang disebut dengan *outrigger crane* (kaki *crane*) dimana komponen ini berfungsi sebagai penyeimbang alat ketika digunakan saat mengangkat beban pada *crane*. PT Tarusan Rimki Pratama yaitu salah satu vendor listrik yang menggunakan *crane* sebagai alat bantu untuk mengangkat tiang listrik dan trafo besar supaya pekerjaan dapat dilakukan dengan mudah dan nyaman. Mobil *crane* super z 300 tersebut milik sebuah perusahaan kontraktor listrik swasta di Kota Bukittinggi. Terjadinya kecelakaan kerja pada pengoperasian pengangkatan trafo kapasitas 2.3 ton dilapangan yang mengakibatkan *crane* tersebut terbalik serta mengalami kerusakan pada *ring gear* dan sasis mobil *crane* yang menjadi latar belakang penelitian ini.

Kecelakaan tersebut terjadi karena ketidak mampuan kaki belakang *outrigger* mobil *crane* untuk menahan beban pada saat pengangkatan trafo kapasitas 2.3 ton yang mengakibatkan keseimbangan pada mobil *crane* menjadi tidak stabil, sebab kedudukan kaki *outrigger* mobil *crane* super z 300 dibelakang hanya berbahan dari material AISI 1008 *steel pipe* yang mempunyai ketahanan bebannya cuman 2 ton. Jenis material yang digunakan untuk menganalisa perbandingan simulasi pada kaki *outrigger* mobil *crane* super z 300 adalah material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan ukuran pipa 4½" inch, *Outside Diameter* (OD) 5.000 mm, *Inside Diameter* (ID) 4.506 mm, *schedules* STD 40S, *wall* 0.247 dan Est, LBS per Ft (*steel carbon pipe*) 12.45 inch. Kaki *outrigger*

tersebut akan dilakukan analisa simulasi perbandingan dari *von mises stress*, *displacement* dan *safety factor* saat diberi variasi pembebanan pada *software autodesk inventor 2016* yaitu *stress analysis* yang menggunakan tiga jenis material, seperti AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe* dan AISI 1020 *steel carbon pipe*. Dari *analysis* tersebut akan diketahui material yang pas dan aman digunakan saat bekerja dilapangan dengan kapasitas pembebanan 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton.

Ada beberapa jenis kaki *outrigger crane* yaitu kaki hidrolik dan manual, jenis-jenis kaki tersebut dapat didesain atau dirancang dengan menggunakan *software elemen hingga*, Pada saat ini telah banyak dikembangkan ilmu rekayasa dalam bidang *software elemen hingga* yang menyatukan ilmu matematika, teknik dan komputer sehingga menghasilkan *software* seperti *Autodesk Autocad*, *Autodesk inventor*, *Ansys* dan lain-lain. Dengan *software* ini dapat didesain bentuk kaki *outrigger crane* yang sesuai dengan kapasitas dan beban yang diberikan, dikarenakan kaki *outrigger crane* tersebut harus dirancang dengan memperhitungkan secara detail dari segi fungsi, material, bentuk dan faktor kemanannya. Untuk mempermudah hitungan tersebut maka, perlu dilakukan simulasi menggunakan *software* elemen hingga, sehingga konstruksi yang dibuat pada kaki *outrigger* tidak mengalami kegagalan.

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka penulis mencoba menganalisis perbandingan simulasi dengan variasi pembebanan yang berbeda dan material yang berbeda pada kaki *outrigger mobil crane super z 300* dengan judul tugas akhir: **“SIMULASI PEMODELAN KAKI *OUTRIGGER* MOBIL *CRANE* SUPER Z 300 DENGAN TIGA VARIASI PEMBEBANAN MENGGUNAKAN *SOFTWARE AUTODESK INVENTOR 2016*”**

## 1.2 Maksud dan Tujuan

### 1.2.1 Maksud

Maksud penulis memilih judul tugas akhir ini adalah untuk melihat fenomena dan bentuk permodelan *stress analysis* dengan menggunakan *software autodesk inventor 2016*.

### 1.2.2 Tujuan

Adapun tujuan penelitian dari tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui nilai *von mises stress*, *displacement* dan *safety factor* yang terjadi saat diberi variasi pembebanan yaitu 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton pada kaki *outrigger* mobil *crane super z 300*.
2. Mengetahui material yang cocok untuk kaki *outrigger* mobil *crane super z 300* dan hasil perbandingan simulasi pada *stress analysis* dari tiga variasi pembebanan yang diberikan pada tiga jenis material yang berbeda (AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe*) dengan variasi beban yaitu 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton.

## 1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini membahas tentang perbandingan *von mises stress*, *displacement* dan *safety factor* yang terjadi saat dilakukan simulasi *stress analysis* di *software autodesk inventor 2016* dengan tiga jenis material berbeda yaitu AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe* dan AISI 1020 *steel carbon pipe* yang masing-masing material diberi variasi pembebanan 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton pada kaki *outrigger* mobil *crane super z 300*..



## 1.4 Sistematika Penulisan

### BAB I PENDAHULUAN

Berisi latar belakang, maksud dan tujuan, batasan masalah, manfaat penelitian dan sistematika penulisan.

### BAB II TEORI DASAR

Berisi tentang landasan teori dan studi literatur yang berkaitan dengan pokok permasalahan.

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

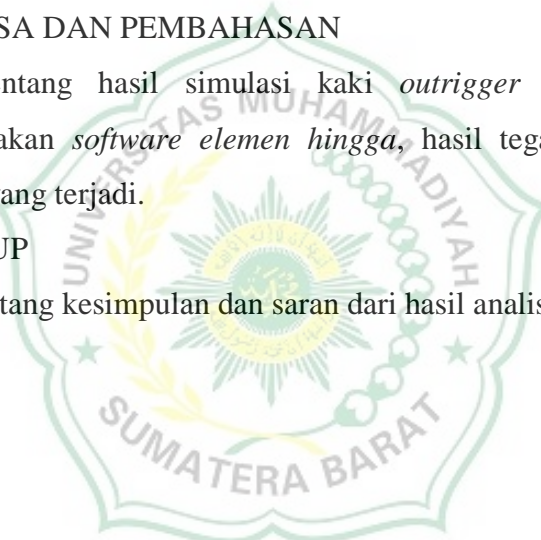
Berisi tentang diagram alir penelitian, diagram alir proses penyelesaian *elemen hingga*, data spesifikasi dan material kaki *outrigger* mobil *crane* super z 300 serta prosedur penyelesaian perangkat lunak *elemen hingga*.

### BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Berisi tentang hasil simulasi kaki *outrigger* mobil *crane* dengan menggunakan *software elemen hingga*, hasil tegangan maksimum dan defleksi yang terjadi.

### BAB V PENUTUP

Berisi tentang kesimpulan dan saran dari hasil analisis tugas akhir.



## **BAB II**

### **TEORI DASAR**

#### **2.1 Mobil Crane**

Mobile crane (derek bergerak) adalah salah satu alat yang berfungsi untuk mengangkat atau menurunkan material dengan beban berat dan memindahkannya secara *horizontal*. Fungsi mobil crane dapat menjadi pilihan efektif bagi perusahaan konstruksi karena prinsip dasar alat gerak yang dapat memudahkan proses perpindahan material dengan jarak pendek serta juga dapat menjadi komponen pendukung dalam membuat tower crane atau derek jangkung. Jenis derek ini juga dinilai *efisien* dikarenakan tidak memerlukan terlalu banyak biaya untuk tambahan alat khusus.<sup>[1]</sup>

##### **2.1.1 Kaki Crane (Outrigger)**

*Outriggers* (kadang-kadang disebut *Stabilizer*) adalah kaki hidrolik yang dapat ditarik yang memanjang, seperti kaki laba-laba, menjauh dari truk sebelum menyentuh tanah. Cadik hidrolik biasanya datang dalam dua bentuk. Ada gaya H, dengan sepasang kaki persegi atau bundar yang diposisikan diujung balok horizontal yang dapat diperpanjang. Yang lainnya adalah bingkai A. Alih-alih memanjang keluar dan ke bawah seperti gaya-H, ini memanjang ke bawah pada suatu sudut. Terlepas dari gayanya, tujuannya adalah untuk menyediakan dasar yang kokoh dan stabil dengan mendistribusikan beban derek ke area yang lebih luas. Tanpa mereka, kapasitas angkat truk derek akan sangat terbatas.<sup>[2]</sup>

Pemasangan kaki cadik yang tidak tepat atau ceroboh dapat menyebabkan kecelakaan serius. Padahal, menurut OSHA (*Occupational Safety and Health Administration*), 80% insiden crane tipping terjadi karena *human error*, ketika operator melebihi kapasitas angkat crane. Dan lebih dari 50% dari kecelakaan ini disebabkan oleh penggunaan *outrigger* yang tidak tepat. Oleh karena itu, penting untuk memastikan bahwa cadik ditempatkan dengan benar sebelum mengaktifkan derek.<sup>[3]</sup>



Gambar 2.1 Mobil *crane* super z 300



Gambar 2.2 Kaki *outrigger mobil crane* super z 300

### 2.1.2 Gaya Mobil Crane

Gambar 2.1 menampilkan tampilan *mobile hydraulic crane*, yang dipasang secara horizontal diatas *plat ground*. Mengambil *plat ground* sebagai tingkat datum, koordinat persegi panjang dengan sumbu X-, Y-, dan Z diatur dipersimpangan dengan sumbu pusat rotasi. Komponen-komponen diskrit mobil *crane* berikut ini diidentifikasi: gaya gravitasi dari mesin yang lebih rendah

diasumsikan sebagai  $F_{weight}$  dengan pusat gravitasi di  $(X_{weight}, Y_{weight})$ ; berat gravitasi dari beban yang diangkat adalah  $F_{load}$  pada posisi  $(X_{load}, Y_{load})$ ; gaya gravitasi masing-masing bagian boom teleskopik adalah  $F_{pb}$  ( $j = 1, \dots, m$ ) dengan pusat gravitasi yang sesuai di  $(X_{pb}, Y_{pb})$  tiga komponen gaya reaksi yang bekerja pada setiap cadik adalah  $(R_{i,x}, R_{i,y}, R_{i,z})$  ( $i = 1, \dots, n$ ), dimana  $n$  adalah jumlah cadik dan, setiap posisi cadik dibawah titik kontak adalah di  $(X_R, Y_R)$ .  $(F_{eq,x}, F_{eq,y}, F_{eq,z})$  dan  $(M_{eq,x}, M_{eq,y}, M_{eq,z})$  adalah gaya dan momen keseimbangan akibat gaya sentrifugal, beban harmonik yang diinduksi oleh pembebanan cepat pada pengait, dan angin kencang yang dikenakan pada pusat rotasi. Agar benda tegar berada dalam kesetimbangan, gaya total dan momen neto pada badan derek harus sama dengan nol. Kondisi keseimbangan ini dapat direpresentasikan dengan menggunakan persamaan berikut:<sup>[4]</sup>

$$\sum F_x = F_{eq,x} + \sum_{i=0} R_{i,x} = 0$$

$$\sum F_y = F_{eq,y} + \sum_{i=0} R_{i,y} = 0$$

$$F_{all,z} = F_{load} + F_{weight} - F_{eq,z} + \sum_{j=1}^n F_{pjb}$$

$$M_{all,y} = F_{load} \cdot X_{load} + F_{weight} \cdot X_{weight} + \sum_{j=1}^n F_{pjb} \cdot X_{pbj} + M_{eq,y} - F_{eq,y} \cdot h,$$

$$M_{all,x} = F_{load} \cdot Y_{load} + F_{weight} \cdot Y_{weight} + \sum_{j=1}^n F_{pjb} \cdot Y_{pbj} + M_{eq,x} - F_{eq,x} \cdot h.$$

Stabilitas guling dari mobile crane yang ditentukan dengan menggunakan gaya cadik mirip dengan kriteria stabilitas yang ditentukan berdasarkan kondisi tanah. Gaya cadik  $R_{i,z}$  dapat direpresentasikan sedemikian rupa sehingga nilai positifnya sesuai dengan defleksi tanah. Ketika gaya cadik  $R_{i,z}$  negatif, support loss terjadi. Stabilitas guling dapat ditentukan dengan menentukan apakah gaya-gaya dalam daerah yang layak, lebih tinggi atau lebih rendah dari nol.<sup>[4]</sup>

### 2.3 Baja Carbon (*Carbon Steel*)

Baja karbon dapat dipisahkan menjadi tiga kategori lagi yaitu baja karbon rendah (*low carbon steel*) atau *mild steel*, baja karbon sedang (*medium carbon steel*) dan baja karbon tinggi (*high carbon steel*).<sup>[5]</sup>



1. Baja karbon rendah/*mild steel* : secara umum mengandung 0,04% hingga 0,3% karbon. Jenis baja ini merupakan kategori yang paling besar dalam klasifikasi paduan baja, mulai dari variasi lembaran (*sheet*), plat hingga balok *structural*. Tergantung dari sifat yang diinginkan, penambahan komposisi seperti aluminium maupun mangan sering ditambahkan pada komposisi karbon yang tetap.
2. Baja karbon sedang: secara umum mengandung karbon 0,31 hingga 0,60% serta kandungan mangan (Mn) sekitar 0,060% hingga 1,65%. Produk ini lebih kuat dibandingkan dengan baja karbon rendah dan relatif lebih sulit untuk dibentuk, dilas maupun dipotong.
3. Baja karbon tinggi: Atau dikenal dengan *carbon tool steel* memiliki kandungan karbon sekitar 0,61% hingga 1,50%. Baja karbon tinggi sangat sulit untuk dipotong, ditekuk atau dilas. Perlakuan panas dapat mengakibatkan material ini sangat kaku dan getas.<sup>[5]</sup>

#### 2.4 Baja Paduan (*Alloy Steel*)

Baja paduan (*alloy*) adalah baja yang memiliki sedikit kandungan dari satu atau lebih elemen paduan (selain karbon) seperti *manganese, silicon, nikel, titanium, copper, chromium* serta *aluminium*. Pencampuran tersebut menghasilkan sifat yang tidak dimiliki oleh baja karbon reguler. Baja paduan sering sekali digunakan di Industri karena biayanya yang ekonomis, mudah ditemukan, mudah diproses dan memiliki sifat mekanik yang baik. Baja paduan lebih responsive terhadap perlakuan panas dan perlakuan mekanik dibandingkan dengan baja karbon.<sup>[6]</sup>

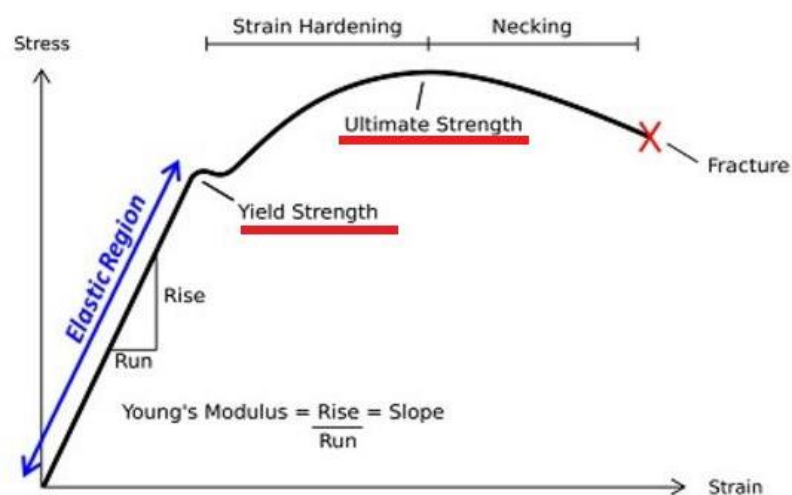
Baja paduan dibuat dengan mengkombinasikan baja karbon dengan satu atau lebih elemen paduan sehingga merubah kekerasan, ketahanan korosi, kekuatan, kemudahan untuk dibentuk (*formability*) serta kemudahan untuk dilas. Aspek-aspek yang paling penting yang diinginkan adalah untuk:

1. Menambah kemampuan untuk di-harden
2. Menambah ketahanan korosi
3. Meningkatkan kekerasan dan kekuatan<sup>[6]</sup>

## 2.5 Analisa Tegangan dan Regangan

Dalam dunia Engineering (Material *Engineering* terutama), dua hal ini yang menjelaskan karakteristik utama dari material. Namun sebenarnya pengertian keduanya sangat berbeda. *Yield Strenght* (Kekuatan Luluh) adalah tegangan minimum ketika suatu material kehilangan sifat elastisnya. Luluh yang terjadi pada suatu material jika tegangan desain ( $T_d$ ) melebihi kekuatan Luluhnya. Menentukan Tegangan Desain biasanya didapatkan dari kriteria *Von Mises* yang merupakan persamaan yang didapat dengan *Metode Elemen Hingga (Finite Element Analysis)*. Biasanya untuk mudahnya menentukan Tegangan Desain, seorang Engineer menentukan berapa beban yang diinginkan secara global saja? Misalny saya menentukan suatu batang bulat berdiameter 19 mm jika diberi beban tarik 5 Ton, Beban 5 Ton ini saya asumsikan sebagai Beban Desain.<sup>[7]</sup>

*Yield Strenght* berguna dalam menentukan *safety faktor* dari suatu desain. *Tensile Strenght* (Kekuatan Tarik) kadang juga disebut “*Ultimate Strenght*” adalah Tegangan maksimum yang bisa diterima oleh suatu material sebelum material itu mengalami patah/ breaking. *Tensile Strenght* biasanya digunakan untuk menentukan nilai tegangan maksimum yang bisa diterima oleh suatu Material benda batang. Yang pada akhirnya seorang *engineer* mampu menentukan beban maksimum yang bisa diterima oleh suatu permukaan. Penjelasan sederhana antara *yield strenght* dan *tensile strenght* seperti dijelaskan oleh gambar 2.6 diagram tegangan-regangan untuk material dibawah ini.



Gambar 2.3 Kurva *stress* dan *strain*<sup>[7]</sup>

Untuk menganalisa suatu struktur harus memperhatikan tegangan, regangan dan deformasi yang terjadi. Tegangan adalah gaya persatuan luas dan juga dapat didefinisikan sebagai berikut:  $\sigma = \frac{P}{A}$

Dimana:

$\sigma$  = tegangan (N/m<sup>2</sup>)

P = gaya (N)

A = luas penampang (m<sup>2</sup>)

Regangan adalah perbandingan deformasi total terhadap panjang mula-mula suatu struktur. Regangan juga dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

Dimana:

$\varepsilon$  = regangan

$\delta$  = defleksi yang terjadi (mm)

L = panjang mula-mula suatu stuktur (mm)

Sedangkan untuk elastisitas yang dijelaskan pada hukum *Hooke* adalah

$$\sigma = \varepsilon \cdot E$$

Dimana:

$\sigma$  = tegangan (Pa)

$\varepsilon$  = regangan

E = modulus elastisitas (Pa)

Dari hukum Hooke dijelaskan bahwa transisi dari elatisitas menuju plastis dinamakan kekuatan luluh (*yield strength*). jika diberikan penambahan beban diatas batas kekuatan luluhnya maka struktur tersebut akan bersifat patah.<sup>[7]</sup>

### 2.5.1 Tegangan Tekan

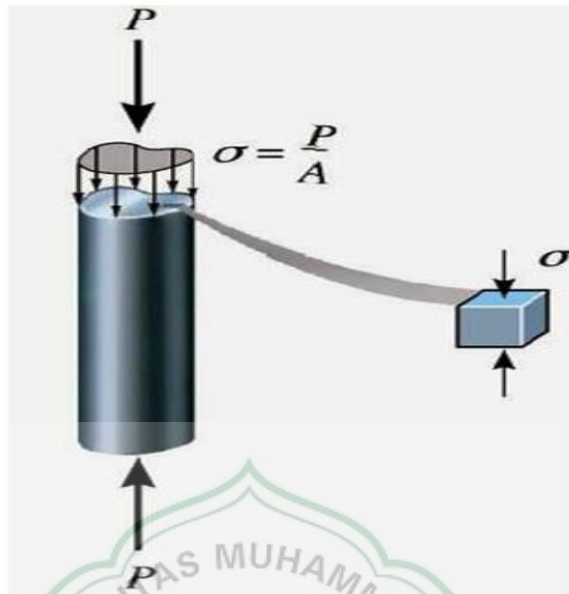
Sedangkan tegangan tekan terjadi bila suatu batang diberi gaya F yang saling berlawanan dan terletak dalam satu garis gaya. Tegangan tekan dapat ditulis:

$$\sigma_D = \frac{F_D}{A} = N/m^2$$

$\sigma_D$  = tegangan tekan (N/m<sup>2</sup>)

$F_D$  = gaya tekan (N)

A = luas penampang (m<sup>2</sup>)



Gambar 2.4 Tegangan tekan<sup>[8]</sup>

### 2.5.2 Tegangan Normal Maksimum

Kegagalan akan terjadi apabila tegangan utama maksimum sama atau lebih besar dibandingkan tegangan normal maksimum. Untuk tegangan normal positif, keadaan suatu material dikatakan luluh jika misal ada suatu pembebanan dengan  $\sigma_{max}$ <sup>[9]</sup>

$$\sigma_{max} \geq \sigma_{yp}$$

Secara umum teori tegangan normal maksimum adalah sebagai berikut:

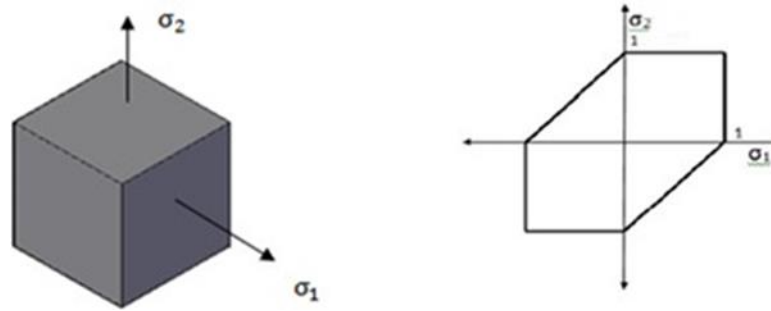
$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$F_s = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{max}}$$

Dari gambar 2.5 dibawah ini menjelaskan kriteria tegangan normal maksimum. Kegagalan akan terjadi jika kondisi tegangan akibat pembebanan berada diluar batas. Berikut gambar penjelasan teori tegangan normal maksimum.



(a) Tegangan normal pada gambar 3D (b) Tegangan normal dalam 2D



Gambar 2.5 Representasi teori tegangan normal maksimum<sup>[9]</sup>

### 2.5.3 Tegangan Geser Maksimum

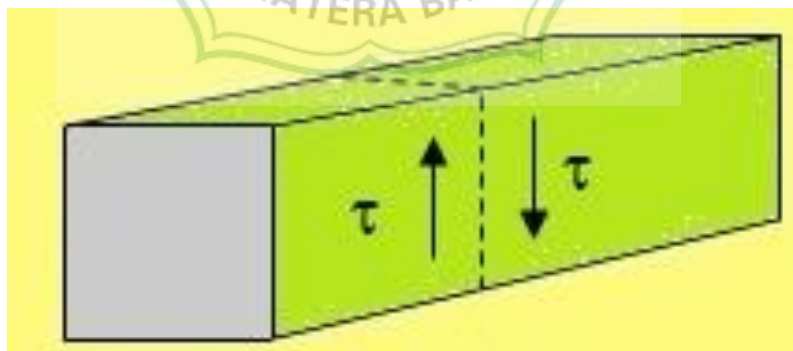
Teori tegangan geser maksimum sering digunakan pada material yang bersifat ulet. Besarnya nilai tegangan geser maksimum adalah setengah dari nilai tegangan normal maksimum. Keadaan suatu material luluh jika misal ada suatu pembebanan dengan.

$$\tau_{max} \geq 0,5 \sigma_{yp}$$

Secara umum teori tegangan geser maksimum adalah sebagai berikut

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$F_s = \frac{0,5 \times \sigma_{yp}}{\tau_{max}}$$



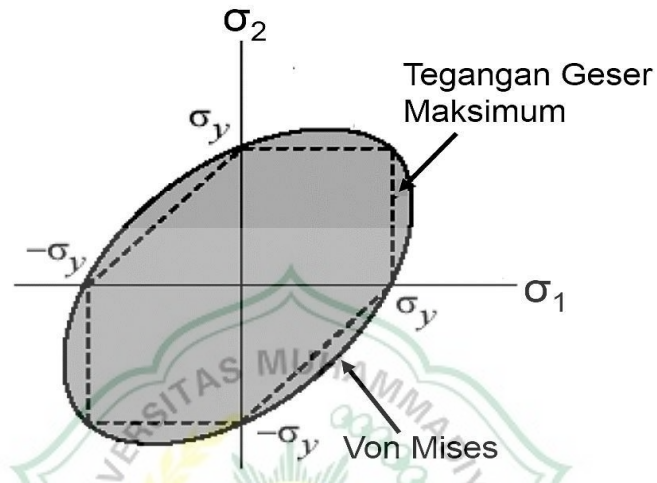
Gambar 2.6 Representasi tegangan geser maksimum<sup>[10]</sup>

### 2.5.4 Distorsi Energi

Aplikasi dari teori tegangan geser maksimum sering digunakan untuk kasus pada material ulet. Keadaan suatu material akan luluh jika adanya suatu pembebanan dengan S.

$$S \geq \sigma_{yp}$$

Berikut Grafik tegangan distorsi energi dalam 2D



Gambar 2.7 Grafik representasi teori tegangan distorsi energi

Teori distorsi energi dapat menggunakan teoritik sebagai berikut:

$$S^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2$$

Atau

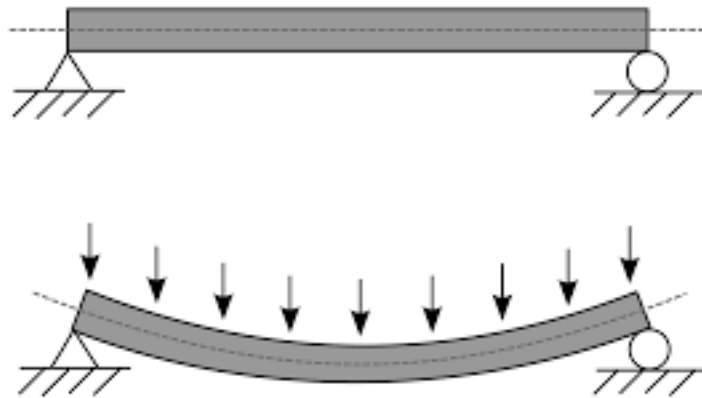
$$S^2 = \sigma_x^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2$$

$$F_s = \frac{\sigma_{yp}}{s}$$

Dimana: S = *effective stress* (Mpa)

Penggunaan tiga teori kegagalan yang ada, disesuaikan dengan material yang dipakai. Untuk material getas, teori tegangan normal lebih efektif digunakan, sedangkan untuk material ulet teori tegangan geser dan teori distorsi energi lebih efektif digunakan.<sup>[11]</sup>

### 2.5.5 Momen Lentur



Gambar 2.8 Tegangan lentur

Gaya geser dan momen lentur tersebut akan menyebabkan tegangan geser dan tegangan lentur. Besaran tegangan akibat lenturan pada balok dapat ditulis dengan formula sebagai berikut.

$$\sigma = M \cdot y/I$$

Dimana:

$\sigma$  = tegangan lentur ( $\text{N/m}^2$ )

$M$  = momen lentur ( $\text{N.m}$ )

$Y$  = jarak terjauh dari sumbu (m)

$I$  = momen inersia ( $\text{m}^4$ )<sup>[12]</sup>

### 2.6 Analisa Beban

Setiap material pasti memiliki beban, dimana beban merupakan salah satu sifat fisik dari material. Sifat fisik dari material ini akan menimbulkan suatu gaya atau berat dari material tersebut. Beban dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis yaitu beban operasional, beban dari alam atau lingkungan dan beban *sustain* (beban dari material itu sendiri). Beban operasional adalah beban yang timbul akibat adanya gerakan dan operasi dari material tersebut, seperti beban yang timbul akibat putaran yang akan menghasilkan torsi dan lain-lain. Beban dari

alam/lingkungan adalah beban yang diterima oleh suatu material akibat kondisi alam/lingkungan sekitar, seperti beban yang diberikan akibat angin, gempa dan lainnya. Sedangkan beban *sustain* adalah beban yang timbul akibat berat yang ditimbulkan oleh material itu sendiri.<sup>[13]</sup>

### 2.6.1 Beban Terpusat

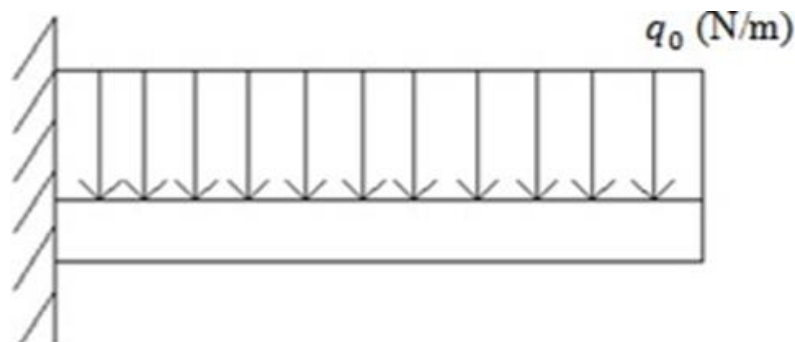
Pembebanan yang diberikan secara terpusat dan berada pada satu titik dari suatu material. Beban terpusat ini daerah pembebanannya sangat kecil dibandingkan dengan beban terdistribusi, contoh beban terpusat dapat dilihat pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 Beban terpusat<sup>[14]</sup>

### 2.6.2 Beban Terdistribusi

Beban terdistribusi adalah jenis pembebanan yang daerah beban yang diberikan secara merata pada seluruh bagian batang, contoh beban terdistribusi dapat dilihat pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 Beban terdistribusi<sup>[14]</sup>



Ada juga jenis pembebanan yang diklasifikasikan berdasarkan sistem kerjanya, yaitu sebagai berikut:

1. Pembebanan dinamik

Pembebanan secara dinamik adalah jenis pembebanan yang dipengaruhi oleh fungsi waktu. Besarnya pembebanan dinamik ini tidak tetap.

2. Pembebanan statik

Pembebanan secara statik adalah jenis pembebanan yang tidak dipengaruhi oleh waktu, besarnya beban yang diberikan adalah konstan.<sup>[14]</sup>

## 2.7 Faktor-Faktor Rancangan

Faktor rancangan dapat disebut dengan,  $N$ , merupakan ukuran keamanan relatif komponen pembawa beban. Dalam kebanyakan kasus, kekuatan bahan komponen dibagi menurut faktor rancangan untuk menentukan tegangan regangan, kadang disebut tegangan yang diizinkan. Perancang harus menentukan berapa nilai faktor rancangan yang wajar untuk situasi tertentu. Sering kali nilai faktor rancangan atau tegangan rancangan ditetapkan dalam aturan-aturan yang dibuat oleh organisasi yang menetapkan standar, seperti *American Society of Mechanical Engineers*, *American Gear Manufacturers Association*, *U.S. Department of Defense*. Adapun beberapa perusahaan-perusahaan yang menerapkan kebijakan mereka sendiri dalam menentukan faktor-faktor rancangan berdasarkan pengalaman masa lalu dengan kondisi yang sama.<sup>[14]</sup>

### 2.7.1 Bahan Ulet

Faktor rancangan harus memiliki kriteria nilai sebagai berikut:

1.  $N = 1,25$  hingga  $2,00$ . Perancangan struktur yang menerima beban statis dengan tingkat kepercayaan yang tinggi untuk semua data perancangan.
2.  $N = 2,00$  hingga  $2,50$ . Perancangan elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan tingkat kepercayaan rata-rata untuk semua data perancangan.

3.  $N = 2,50$  hingga  $4,00$ . Perancangan pada struktur statis atau pada elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan atau lingkungan.
4.  $N = 4,00$  atau lebih. Perancangan pada struktur statis atau pada elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beberapa kombinasi beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan atau lingkungan.<sup>[14]</sup>

### 2.7.2 Bahan Getas

Faktor rancangan harus memiliki kriteria sebagai berikut ini:

1.  $N = 3,00$  hingga  $4,00$ . Perancangan struktur yang menerima beban secara statis dengan tingkat kepercayaan yang tinggi untuk semua data perancangan.
2.  $N = 4,00$  hingga  $8,00$ . Pada perancangan struktur statis atau pada elemen-elemen mesin yang akan menerima pembebanan secara dinamis dengan ketidakpastian mengenai beban, sifat pada bahan, analisis tegangan atau lingkungan.<sup>[14]</sup>

### 2.8 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode yang digunakan untuk memecahkan permasalahan berupa persamaan dengan menggunakan rumus integral dalam sistem aljabar linear dan non linear dengan ketelitian yang cukup akurat. Keunggulan dari penggunaan metode elemen hingga adalah elemen–elemen yang terbentukakan mendekati nilai elemen sebenarnya.

Terdapat dua pendekatan umum dalam metode elemen hingga, yaitu:

1. Metode fleksibilitas

Gaya dalam struktur digunakan sebagai variabel yang harus dicari dalam metode ini. Persamaan keseimbangan digunakan untuk mendapatkan persamaan pengatur. Kemudian persamaan lainnya didapat dengan memberikan syarat kompatibilitas.

2. Metode kekakuan/perpindahan

Perpindahan titik simpul digunakan sebagai variabel yang harus dicari dalam metode ini. Syarat kompatibilitas mengharuskan elemen yang berhubungan akan tetap berhubungan setelah mengalami deformasi. Untuk keperluan komputasi, metode kekakuan lebih menguntungkan karena formulasi untuk masalah struktur lebih sederhana daripada fleksibilitas.

Langkah-langkah penyelesaian metode elemen hingga berdasarkan metode kekakuan adalah sebagai berikut:

1. Pembagian dan pemilihan jenis elemen

Pada tahapan ini, struktur benda akan dibagi menjadi suatu sistem elemen-elemen hingga. Penentuan jenis elemen dilakukan agar model dibuat bisa mewakili bentuk dan sifat benda sebenarnya. Elemen-elemen yang dipilih harus lebih kecil agar mendekati nilai sebenarnya tetapi juga harus cukup besar agar mengurangi pengerjaan hitungan. Pemilihan elemen yang kecil biasanya dilakukan untuk benda dengan perubahan geometri yang tajam, sedangkan pemilihan elemen yang besar dilakukan untuk benda yang bentuknya relatif konstan.

Pemilihan jenis elemen bergantung pada kondisi benda dan pembebanannya. Elemen balok dan balok adalah jenis elemen garis. Elemen tersebut mempunyai luas penampang melintang tetapi digambarkan dalam bentuk garis. Untuk elemen 2 dimensi yang paling sederhana adalah elemen segitiga dan elemen segiempat. Elemen tersebut mempunyai sisi atau batas berbentuk garis lurus atau linier. Ukuran elemen bisa konstan ataupun tidak konstan, sedangkan untuk elemen 3 dimensi yang paling umum digunakan adalah elemen *tetrahedral* dan *hexagonal*.

2. Pemilihan fungsi perpindahan

Fungsi perpindahan dalam elemen ditentukan dengan menggunakan harga atau koordinat titik simpul elemen. Fungsi perpindahan elemen 2 dimensi ditentukan dengan fungsi koordinat dalam elemen tersebut (bidang  $x$ - $y$ ).

3. Tentukan hubungan *strain/displacement* dan *stress/strain*

Hubungan *strain/displacement* dan *stress/strain* sangat penting dalam penurunan persamaan setiap elemen hingga. Untuk kasus deformasi dalam

arah sumbu x hubungan *strain* (tegangan) dengan *displacement* dinyatakan dengan:

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx}$$

Hubungan tegangan dengan regangan yang paling sederhana dan sering digunakan adalah *Hooke's law*, yaitu:

$$\sigma_x = E \varepsilon_x$$

Dimana:

$\sigma_x$  = tegangan dalam arah x

$E$  = modulus elastisitas

$\varepsilon_x$  = regangan dalam arah x

4. Penurunan matrix dan persamaan kekakuan elemen

Pengembangan matrix kekakuan dan persamaan elemen diturunkan dari konsep koefisien pengaruh kekakuan yang digunakan dalam analisa struktur.

5. Penggabungan persamaan elemen untuk mendapatkan persamaan global total dan penetapan syarat batas Setelah persamaan elemen diperoleh maka persamaan tersebut digabungkan dengan metode superposisi berdasarkan kesetimbangan gaya pada titik simpul. Persamaan tersebut akan menghasilkan persamaan global. Persamaan global dapat dituliskan dalam bentuk matrix berikut:

$$\{F\} = [K]\{d\}$$

Dimana:

$\{F\}$  =vektor gaya global pada titik tumpul

$[K]$  = matrik kekakuan global struktur

$\{d\}$  = vektor perpindahan titik tumpul

6. Penyelesaian persamaan global

Dengan menerapkan syarat batas diperoleh persamaan simultan yang ditulis dalam matrix berikut :

$$\begin{matrix} F_1 \\ F_2 \\ F_n \end{matrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{21} & K_{N1} \\ K_{21} & \dots & \dots \\ K_{N1} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{matrix} D_1 \\ D_2 \\ D_N \end{matrix}$$

Dimana dengan  $n$  = jumlah total derajat kebebasan titik simpul struktur.<sup>[14]</sup>



## 2.9 Software Autodesk Inventor 2016

*Autodesk Inventor* merupakan salah satu *software* 3D modeling yang dikhususkan pada *mechanical design* dimana konsep yang dibawa adalah *digital prototyping*. Dalam *software* tersebut, kita diizinkan untuk melakukan analisa *design* yang sedang direncanakan dalam bentuk digital dan tidak lagi memerlukan bentuk fisik asli. Hal ini tentunya akan berdampak pada penghematan biaya produksi. Kita dapat menganalisa gerakan kinematik dari sebuah *design*, memperhitungkan berat sebuah material, mendapatkan titik senter (*center of gravity*) dari sebuah komponen atau *assembly* dan kebutuhan lain yang berhubungan dengan *design* yang dibuat.



Gambar 2.11 Tampilan awal *Software Autodesk Inventor*<sup>[15]</sup>

### 2.9.1 Finite Element Analysis

*Finite Element Analysis* (FEA) digunakan untuk desain yang dimodifikasi dan analisis komparatif yang dilakukan untuk memeriksa nilai *von mises stress*, *displacement* dan *safety factor*. FEA dikenal juga sebagai analisis elemen hingga atau metode elemen hingga. Cara kerja FEA adalah dengan memecah suatu objek struktur yang akan diuji menjadi elemen-elemen berhingga yang saling terhubung satu sama lain yang akan dikelola dengan perhitungan khusus oleh *software*. Pada Autodesk Inventor Professional 2016, analisis dilakukan pada *stress analysis tools*. *Stress Analysis* merupakan alat pengujian struktur pada *Autodesk Inventor* dengan menerapkan konsep FEA.

*Stress analysis* pada kaki *outrigger* mobil *crane* super z 300 bertujuan untuk

mengetahui tegangan yang terjadi ketika kaki *outrigger* menerima beban. Hasil dari *stress analysis* berupa *von Mises stress*, *displacement*, dan *safety factor*. Berikut tahapan-tahapan pada *stress analysis* menggunakan *Autodesk Inventor 2016* yaitu:

1. Proses analisis

Prosedur pada pra-proses analisis struktur adalah pembuatan desain, melakukan verifikasi material, menentukan *constraints* (tumpuan), *constacts*, dan menentukan *loads*.

2. Proses analisis

Proses analisis meliputi *meshing view*, *running simulation*, dan *refinement meshing* (penghalusan jumlah *mesh*).

3. Hasil analisis struktur

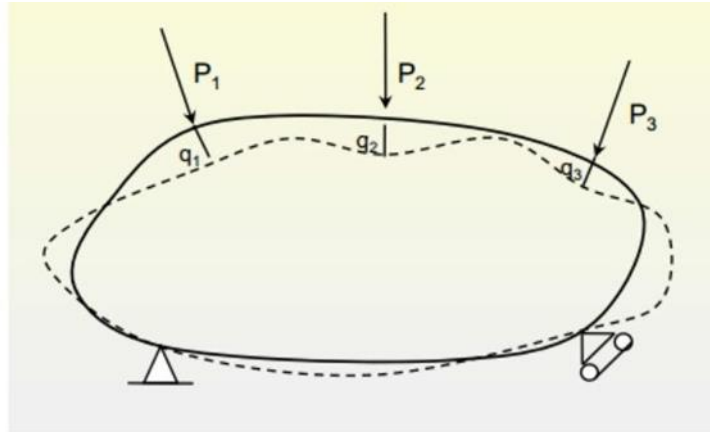
Hasil analisis struktur berupa *von Mises stress*, *displacement*, dan *safety factor*.<sup>[16]</sup>

### 2.9.2 Von Mises Stress

*Von Mises stress* adalah suatu tegangan yang menyebabkan terjadinya kegagalan pada suatu material yang mendapatkan tegangan triaksial yang menghasilkan energi regangan dari pembebanan ketika mendekati titik luluh/*yield strength*. Kegagalan pada suatu material kaki *outrigger* dapat terjadi seperti retak, patah, korosi, aus, dan lain-lain. Beberapa penyebab kegagalan seperti salah desain, beban operasional, kesalahan perawatan, cacat material, temperatur, lingkungan dan lain-lain.<sup>[16]</sup>

### 2.9.3 Displacement

*Displacement* adalah perubahan sumbu sebuah batang dari kedudukannya semula (melentur) apabila berada di bawah pengaruh gaya. Karena balok biasanya horizontal, maka *displacement* merupakan penyimpangan vertikal. Dari gambar dibawah ini menyatakan bahwa apabila sebuah obyek/struktur diberi tiga buah gaya, yaitu  $P_1$ ,  $P_2$ , dan  $P_3$ . Pada lokasi dan arah yang sama dengan tiga gaya tersebut, akan terjadi *displacement* pada obyek sebesar  $q_1$ ,  $q_2$ , dan  $q_3$ .



Gambar 2.12 *Displacement* pada prinsip superposisi

#### 2.9.4 *Safety Factor*

*Factor of safety* (FoS), juga dikenal sebagai *safety factor* (SF), adalah istilah yang menggambarkan kapasitas struktural dari suatu part atau sistem di luar beban yang diharapkan atau beban aktual. Sederhananya SF adalah seberapa kuat bagian atau sistem itu menahan beban yang diterapkan. Faktor keselamatan sering dihitung menggunakan analisis terperinci karena pengujian komprehensif kerap kali tidak praktis pada banyak proyek teknik, seperti jembatan dan bangunan, sementara kemampuan struktur untuk mengangkut beban harus ditentukan untuk akurasi yang masuk akal.

Banyak sistem yang sengaja dibangun lebih kuat dari yang dibutuhkan untuk penggunaan normal yang memungkinkan tidak gagal pada situasi darurat, beban muatan yang tidak terduga, penyalahgunaan, atau degradasi. Struktur atau komponen apa pun dapat menjadi gagal jika pembebanannya melebihi kekuatannya. Integritas (baca: jaminan) struktural dicapai dengan memastikan bahwa ada margin keamanan yang memadai atau terdapat faktor cadangan antara kekuatan dan efek pembebanan.

Margin keamanan, atau faktor keamanan, yang sesuai untuk aplikasi tertentu harus mempertimbangkan hal berikut:

1. Sebaran atau ketidakpastian dalam variabel yang membentuk input data untuk beban dan *efek resistensi*.
2. Ketidakpastian dalam persamaan yang digunakan untuk memodelkan kegagalan.

3. Konsekuensi kegagalan.
4. Kemungkinan pembebanan yang tidak diketahui atau mekanisme kegagalan yang terjadi.
5. Kemungkinan kesalahan manusia yang menyebabkan kejadian tak terduga.

Faktor keamanan dapat dimasukkan ke dalam perhitungan desain dengan banyak cara. Untuk kebanyakan perhitungan, persamaan berikut digunakan untuk mendapatkan kriteria desain tegangan kerja yang diijinkan.

$$S_w = S_m / f_s$$

Dimana  $S_m$  adalah kekuatan material [kekuatan luluh (*yield strength*) untuk material ulet,  $S_y$ , dan kekuatan *ultimate*,  $S_u$  untuk material getas] dan  $f_s$  adalah faktor keamanan. Nilai-nilai khusus dari faktor keamanan dan apa yang sebenarnya dicakup oleh faktor ini diatur oleh berbagai standar dan rekomendasi desain dalam berbagai industri.<sup>[16]</sup>

## 2.10 Penelitian Terdahulu

Penelitian mengenai tegangan yang bekerja pada kait tunggal pernah dilakukan oleh Rahmi Uddanwadiker pada tahun 2011. Pada penelitian tersebut diperoleh daerah kritis akibat pembebanan yang berada pada daerah lengkungan kait. Kemudian hasil simulasi *software* elemen hingga dilakukan validasi menggunakan *photo-elasticity*.

Penelitian serupa juga dilakukan pada tahun 2013 oleh Rajurkar, dkk mengenai analisa perbandingan tegangan pada kait tunggal dengan variasi bentuk penampangnya. Dimana hasil penelitiannya menjelaskan bahwa kait tunggal dengan bentuk *circular* memiliki tegangan kerja lebih kecil daripada bentuk *trapezoidal*, sehingga lebih aman untuk digunakan. Pada tahun 2013 juga pernah dilakukan penelitian serupa yang dilakukan oleh Govind Narayan mengenai tegangan yang bekerja pada jenis kait tunggal, dimana juga dilakukan variasi bentuk penampang berupa *square*, *circular*, *curved* dan *modified curved*. Pada penelitiannya diperoleh bentuk penampang *circular* mengalami tegangan kerja dan defleksi terbesar dari bentuk penampang lainnya.

Dari tabel 2.1 dibawah ini kita bisa membandingkan berapa tegangan dan defleksi yang terjadi saat menganalisa struktur dengan menggunakan *software elemen hingga* serta dapat melihat berapa titik luluh dari jenis baja tersebut.

Tabel 2.1 Hasil analisa kekuatan struktur *crane hook*

No	Jenis Kait	Tegangan Normal	Defleksi
1	Kait tunggal	227,31 Mpa	1,1985 mm
2	Kait tanduk	142,28 Mpa	0,11031 mm
3	shackle	172,46 Mpa	0,19418 mm

Berdasarkan hasil simulasi dan perhitungan analitik diatas dapat diambil kesimpulan bahwa struktus *crane hook* masih dalam batas aman. Hal ini dikarenakan kekuatan luluh material yang digunakan pada jenis AISI 4140 *alloy steel* sebesar 415 Mpa. Namun dari ke tiga jenis kait pada pembebanan 20 ton, kait tunggal memiliki potensi kegagalan paling besar.<sup>[14]</sup>

Tabel 2.2 Hasil analisa pada *shackle*

No	Jenis Metode	Tegangan Maksimum	Defleksi
1	Tresca	29,864 Mpa	0,0026 mm
2	Energi distori	72,02 Mpa	0,1881 mm

Berdasarkan hasil teori *tresca* dan energi distori, diperoleh hasil bahwa tegangan yang terjadi masih jauh dari kriteria kegagalan struktur. Demikian juga dengan defleksi yang terjadi sangat kecil sehingga *shackle* aman digunakan.<sup>[17]</sup>

Tabel 2. 3 Hasil analisa struktur penopang *overhead crane*

No	Jenis Tegangan	Tegangan Maksimum	Defleksi
1	kolom	81,104 Mpa	2,4061 mm
2	balok	83,048 Mpa	11,021 mm

Berdasarkan hasil simulasi diatas dapat ditentukan pada yield strength bahan SS400 yaitu sebesar 245 MPa, tegangan yang timbul pada balok dudukan rel dan



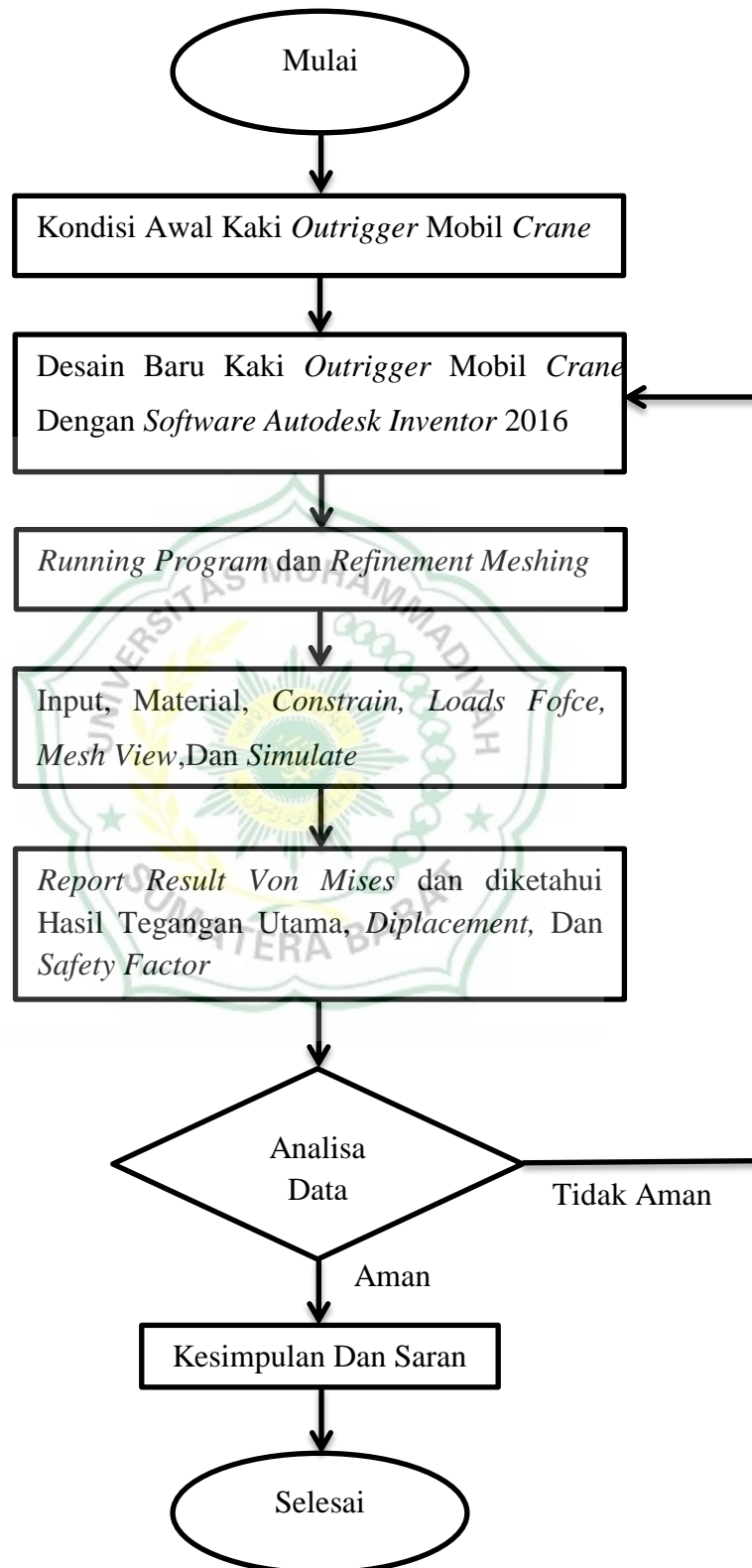
kolom masih dalam batas diperbolehkan sehingga rancangan aman untuk digunakan. Struktur kolom akan mengalami kegagalan struktur akibat buckling saat pembebanan melebihi 209,710 N.<sup>[18]</sup>

Dari fenomena yang muncul diatas, berdasarkan simulasi software elemen hingga, penulis termotivasi untuk melakukan penelitian tentang uji beban yang bekerja pada kaki outrigger crane, sehingga dari penelitian ini diperoleh kekuatan struktur yang terjadi saat pembebanan pada kaki outrigger crane agar dapat terhindar dari kegagalan saat beroperasi pengangkatan beban di lapangan.



### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Diagram Alir Penyelesaian Elemen Hingga



## 3.2 Prosedur Analisa

Dalam analisa kekuatan struktur pada kaki *outrigger* mobil *crane* super z 300, ada beberapa langkah penyelesaian dalam *software elemen hingga* yang harus dilakukan yaitu sebagai berikut:

### 3.2.1 Prosedur Simulasi Kaki *Outrigger* Mobil *Crane* Super z 300

Prosedur simulasi analisis kekuatan kaki *outrigger* mobil *crane* super z 300 menggunakan *software autodesk inventor* dengan membuat model rangka atau frame 2D dan 3D, memverifikasi material atau mengisi tabel material *properties*, menentukan *constraints* dilakukan dengan acuan posisi dari tumpuan yang ada pada produk desain yang telah dimodelkan. *Constraints* dapat berupa *fixed constraints*, *pin constraints*, dan *friction constraints*, menentukan posisi dan besar beban di *frame*. Beban dibuat bervariasi mulai dari 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton, proses *meshing*, dimana sistem kontinu benda yang akan dianalisis didiskritisasi sehingga struktur utama menjadi elemen-elemen yang memiliki ukuran lebih kecil dan berjumlah tertentu dan berhingga, proses *running* program dilakukan setelah seluruh proses simulasi dan *meshing* dilakukan, proses *running* tersebut berjalan dengan pembacaan proses perhitungan dengan metode *Finite Element Analysis* (FEM), proses *refinement meshing* adalah proses penghalusan jumlah *element* dan *nodes* pada bagian yang mengalami tegangan yang kritis. Pada bagian yang mengalami tegangan maksimum tersebut, dilakukan proses *refinement meshing* dengan menggunakan fitur *local mesh control*. Proses ini dilakukan setelah proses *Running* pertama selesai sehingga bisa didapat hasil yang akan lebih mendekati akurat dan yang terakhir adalah *end simulation*, memuat hasil simulasi berupa distribusi tegangan, *displacement*, dan angka keamanan diseluruh *elemen frame*.

### 3.2.2 Desain Kaki *Outrigger* Mobil Crane Dengan Software Autodesk Inventor 2016

Pada prosedur penyelesaian dengan perangkat lunak *elemen hingga* ini menjelaskan langkah-langkah dalam menjalankan simulasi untuk mendapatkan nilai kekuatan struktur pada kaki *outrigger* mobil crane super z 300. Adapun langkah-langkah yang dilakukan untuk menyelesaikan elemen hingga adalah tahap *pre processing*, menjelaskan langkah awal dari penyelesaian suatu *elemen hingga*. Dimana pada proses ini menjelaskan proses pembuatan geometri dari kaki *outrigger* mobil crane suover z 300, menentukan jenis material yang digunakan dalam proses analisis simulasi, *constrain*, *loads*, *mesh* dan *simulate*.

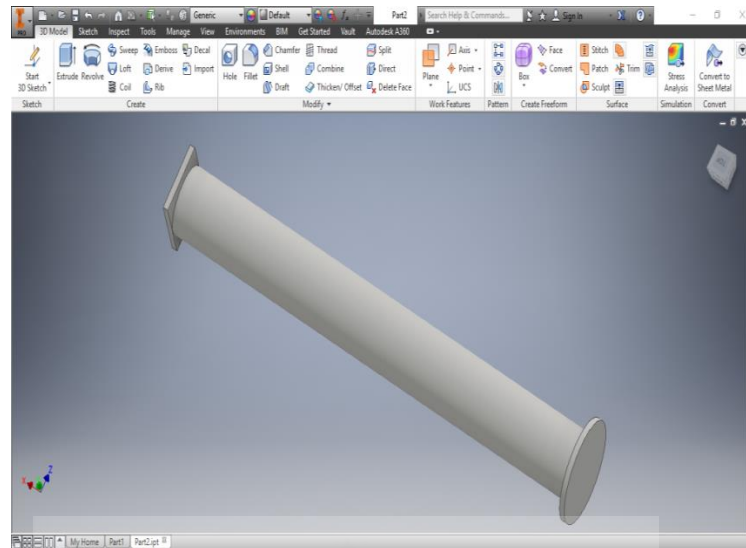
1. Tampilan awal *autodesk inventor 2016*.



Gambar 3.1 Tampilan awal *Autodesk Inventor 2016*

Pada gambar 3.1 diatas akan dilakukan proses desain kaki *outrigger* mobil crane super z 300 sesuai dengan jenis yang akan dibuat. Setelah proses selesai maka gambar dibuat dalam 3D dengan menggunakan perintah *extrude* seperti yang terlihat pada gambar dibawah ini.

## 2. Desain kaki *outrigger* mobil *crane*



Gambar 3.2 Geometri kaki *outrigger* yang dibuat pada *Autodesk Inventor 2016*

Gambar 3.2 diatas adalah desain kaki *outrigger* mobil *crane*, dimana akan dilakukan proses simulasi *stress analysis* (analisa struktur) dari kaki *outrigger* tersebut dengan menggunakan *software Autodesk Inventor 2016*.

### 3.2.3 Data Spesifikasi Material Kaki *Outrigger* Mobil *Crane* Super z 300

Tabel 3.1 Material AISI 1008 *steel pipe*

<i>Physical Properties</i>	<i>Metric</i>
<i>Density</i>	7.87 g/cc
<i>Tensile Strength, Ultimate</i>	350 MPa
<i>Tensile Strength, Yield</i>	200 MPa
<i>Modulus of Elasticity</i>	200 GPa
<i>Poissions Ratio</i>	0.29
<i>Shear Modulus</i>	80 Gpa

Tabel 3.1 diatas menjelaskan spesifikasi material dari AISI 1008 *steel pipe* dimana standar untuk material tersebut adalah *American Iron and Steel Institute* (AISI). Begitu juga dengan material AISI 1020 *Steel Carbon pipe* dengan ukuran pipa 4½” inch, *Outside Diameter* 5.000 mm, *Inside Diameter* 4.506 mm,



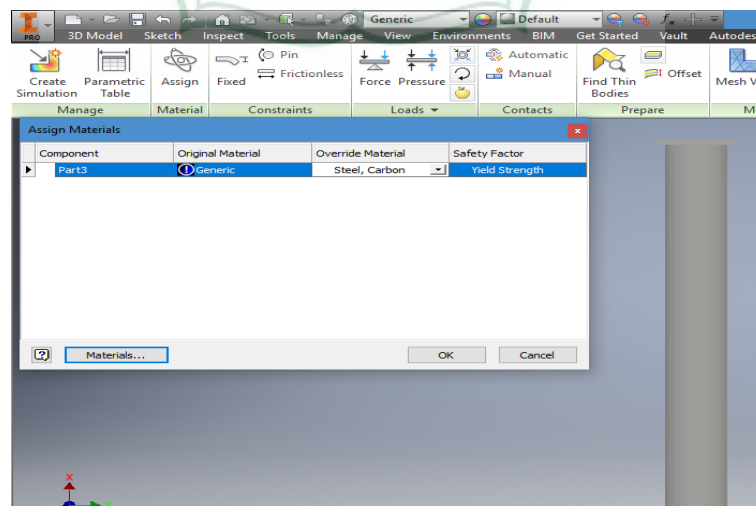
schedules STD 40S, wall 0.247 dan Est, LBS per Ft (*steel carbon pipe*) 12.45 yang terdapat pada tabel 3.2 dibawah ini.

Tabel 3.2 Material AISI 1020 *steel carbon pipe*

<i>Properties</i>	<i>Metric</i>
<i>Density</i>	7.872 g/cc
<i>Tensile strength, ultimate</i>	420 MPa
<i>Yield strength</i>	350 MPa
<i>Modulus of elasticity</i>	205 GPa
<i>Shear modulus (typical for steel)</i>	80 GPa
<i>Poisson's ratio</i>	00.29

### 3.2.3.1 Verifikasi material

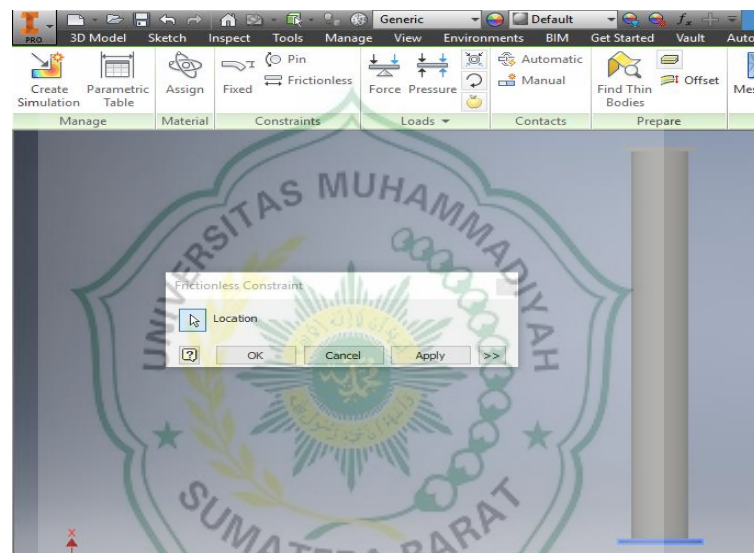
Pada *software Autodesk Inventor 2016*, material ditentukan pada saat proses pemodelan setiap *part*. Material pada setiap *part* tersebut akan diverifikasi ulang saat proses pengujian. Verifikasi material tersebut terdapat pada material *properties* dan juga akan ditampilkan saat meminta *report* dari hasil *running* simulasi.



Gambar 3.3 Tampilan dari material *properties*

### 3.2.3.2 Menentukan *constraint*

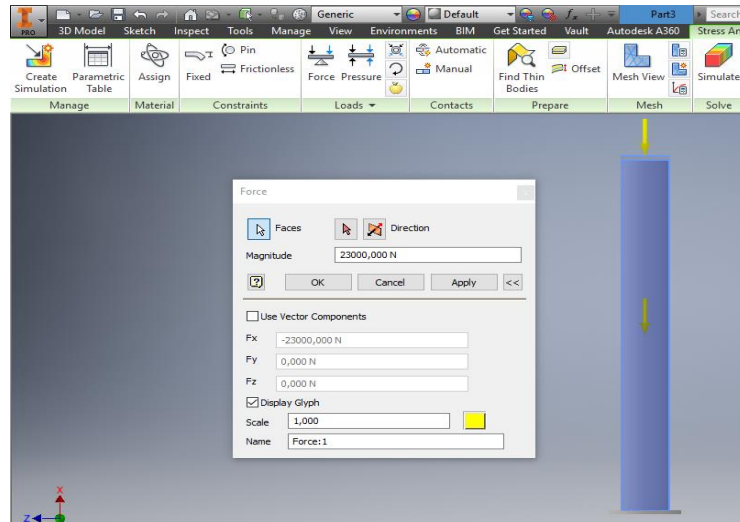
Langkah berikutnya adalah menentukan *constraint* dilakukan dengan acuan posisi dari tumpuan yang ada pada produk desain yang telah dimodelkan. *Constraints* dapat berupa *fixed constraints*, *pin constraints*, dan *friction constraints*. Sedangkan beban kaki *outrigger* manual mobil *crane* dibuat bervariasi mulai dari 2.3 ton, 2.5 ton, dan 3 ton yang menggunakan material yang bervariasi juga yaitu AISI 1008 *steel pipe*, *Steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe*, dimana disetiap variasi material tersebut dilakukan tiga kali percobaan yang akan dibandingkan dengan percobaan variasi material lainnya.



Gambar 3.4 Tampilan *constraint* (titik Tumpuan)

### 3.2.3.3 Menentukan Pembebanan (*Loads Force*)

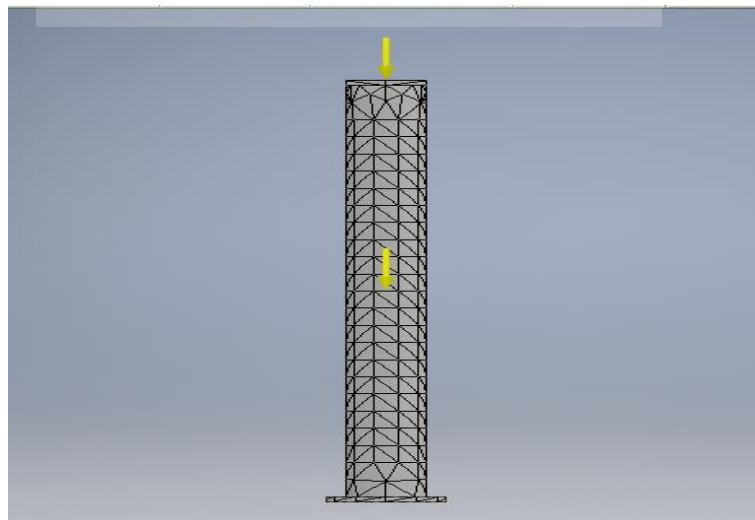
Disini pembebanan dilakukan dengan menggunakan satuan newton dimana 1 ton = 10.000 Newton, jadi simulasi pembebanan yang digunakan adalah 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton yang diasumsikan ke jenis material yaitu material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe* dan AISI 1020 *steel carbon pipe*. Dimana simulasi pada satu jenis material dilakukan percobaan tiga kali, berikut juga seterusnya untuk AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe* dan AISI 1020 *steel carbon pipe* yang masing-masing diberi tiga kali simulasi percobaan atau variasi. Dapat dilihat seperti gambar 3.5 dibawah ini.



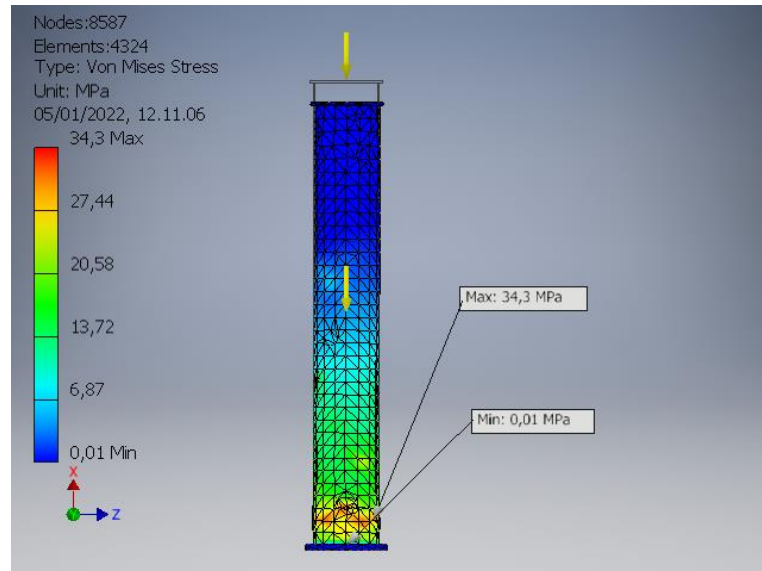
Gambar 3.5 Pembebanan gaya dengan beban 2.3 ton

### 3.2.3.4 Meshing, running program, dan refinement meshing

Langkah utama dalam analisis struktur menggunakan metode *elemen hingga* adalah proses *meshing*, dimana sistem kontinyu benda yang akan dianalisis didiskritisasi sehingga struktur utama menjadi elemen-elemen yang memiliki ukuran lebih kecil dan berjumlah tertentu dan berhingga. Pada simulasi saat ini, *frame* dijadikan 4324 *elements* dan 8587 *nodes*. Proses *Running* dilakukan setelah seluruh proses pra-analisa dan meshing dilakukan. Proses running tersebut berjalan dengan pembacaan proses perhitungan dengan metode *Finite Element Analysis* (FEM). Dapat dilihat seperti gambar 3.6 dibawah ini.



Gambar 3. 6 *Refinement meshing*



Gambar 3.7 Hasil *refinement meshing*

Proses *Refinement Meshing* adalah proses penghalusan jumlah *elemen* dan *nodes* pada bagian yang mengalami tegangan yang kritis. Pada bagian yang mengalami tegangan maksimum tersebut, dilakukan proses *refinement meshing* dengan menggunakan *fitur local mesh control*.

### 3.2.3.5 Report

**Stress Analysis Report**

**AUTODESK**

Analyzed File:	
Autodesk Inventor Version:	2016 (Build 200138000, 138)
Creation Date:	05/01/2022, 11.32
Simulation Author:	ASUS
Summary:	

**Project Info (iProperties)**

**Summary**

Author ASUS

**Project**

Designer	ASUS
Cost	Rp0
Date Created	05/01/2022

Gambar 3.8 *Report stress analysis*

Report adalah laporan hasil simulasi stress analysis dari *software autodesk inventor 2016*. Proses *report* akan dilakukan pada setiap simulasi dilakukan untuk mendapat hasil laporan dari *stress analysis*. Data yang didapatkan dari hasil report akan diolah dan dianalisa *von mises stress*, *displacement* dan *safety factor* dari permodelan yang dilakukan.





## **BAB IV DATA DAN ANALISA**

### **4.1 Data**

Setelah proses perhitungan dengan *software Autodesk Inventor 2016* telah selesai sampai akhir, maka hasil analisis dan simulasi dapat diketahui yaitu nilai-nilai maksimum dan minimum yang dapat dilihat secara langsung pada tampilan *Autodesk Inventor 2016*, sedangkan untuk hasil yang lebih detail dapat dilihat dalam *stress analysis report* yang telah penulis susun sendiri. Dari hasil analisa statik dengan *software Autodesk Inventor 2016* dapat diketahui tegangan maksimal dan minimal yang terjadi pada struktur obyek yang dianalisa tersebut.

Analisa simulasi gaya, tegangan, dan faktor keamanan kaki *outrigger* mobil *crane* super z 300 dapat dihasilkan pada *software Autodesk Inventor 2016* dengan cara memilih *toolbar stress analysis*. Setelah kita pilih *toolbar stress*, lalu masukan data spesifikasi material bahan sesuai dengan perencanaan sebelumnya. Setelah material bahan dipilih, lalu kita pilih *analysis static* dan *mess view*. Diasumsikan kaki *outrigger* mobil *crane* mendapatkan beban 23.000 N sebagai berat beban pertama, 25.000 N berat beban kedua, dan 30.000 N berat beban ketiga, selanjutnya dilakukan percobaan dan perbandingan dengan menggunakan tiga jenis material yaitu material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe* dan AISI 1020 *steel carbon pipe*. Pada *Autodesk Inventor 2016* dimasukan data-data *frame* sesuai dengan kondisi yang mendekati sebenarnya sehingga dapat dilakukan analisis statik pada simulasi tersebut. Setelah sampai pada langkah ini, dapat diketahui apakah ada kesalahan pada langkah-langkah analisis. Jika ada kesalahan, maka perlu dilakukan editing sampai benar. Dalam analisis ini *struktur frame* dapat dilihat pada simulasi *stress analysis* dibawah untuk mengetahui secara keseluruhan gaya, tegangan, dan faktor keamanannya.

#### **4.1.1 Gaya Dan Pembebanan**

Gambar 4.1 dibawah ini menunjukkan tegangan yang terjadi pada kaki *outrugger* mobil *crane*, terlihat dari warna hijau pada gambar. Sehingga tidak ada

masalah dalam kekuatan benda terhadap tegangan yang terjadi. Simulasi pada rangka *kaki outrigger manual mobil crane super z 300* di *stress analysis autodesk inventor*. Setelah diketahui analisa yang terjadi dengan menggunakan *frame analysis*. Kita juga menganalisanya dengan menggunakan *stress analysis*.

#### 4.1.1.1 Simulasi pertama *stress analysis* material AISI 1008 steel pipe dengan pembebanan 2.3 ton

Tabel 4.1 Simulasi pertama pembebanan 2.3 ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	23000,000 N
<i>Vector X</i>	-23000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi pertama dapat dilihat seperti tabel 4.1, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 2.3 ton dan untuk penjelasan tentang jenis material dapat dilihat dari tabel 4.2 dimana material yang digunakan adalah material AISI 1008 *steel pipe*.

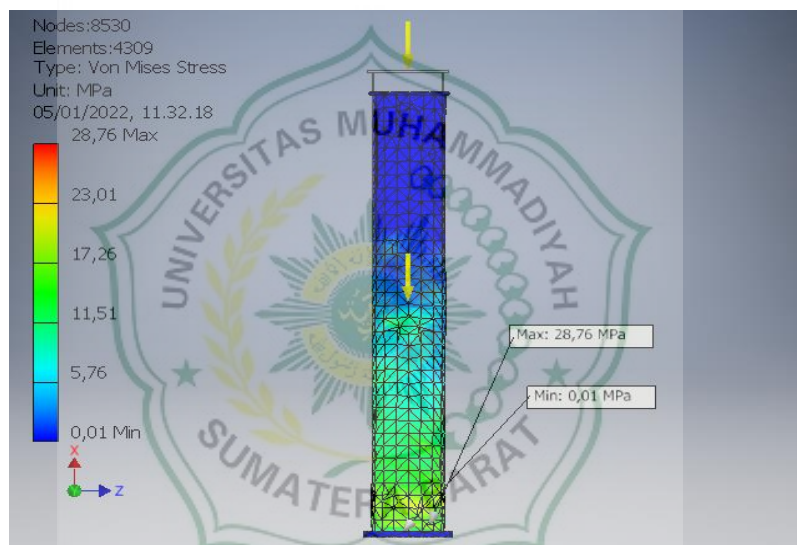
Tabel 4.2 Jenis material simulasi pertama

<i>Name</i>	<i>AISI 1008 Steel Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	285 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	340 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	200 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,29 ul
	<i>Shear Modulus</i>	80,0 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part3</i>	

Tabel 4.3 Hasil analisa simulasi pembebanan 2.3 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	8,1067 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,00952446 MPa	28,76 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000171405 mm	0,0439818 mm
<i>Safety Factor</i>	7,19751 ul	15 ul

Tabel 4.3 menjelaskan hasil dari *stress analysis* pembebanan yang diberikan beban 2.3 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor*.



Gambar 4.1 Tegangan yang terjadi pada simulasi pertama dengan pembebanan 2.3 ton

Dari gambar 4.1 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 2,3 ton yang menggunakan material AISI 1008 *steel pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 28,76 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,01 Mpa. Terlihat dari gambar 4.1 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.2 Simulasi kedua *stress analysis* material AISI 1008 *steel pipe* dengan pembebanan 2.5 ton

Tabel 4.4 Simulasi kedua pembebanan 2.5 ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	25000,000 N
<i>Vector X</i>	-25000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi kedua dapat dilihat seperti tabel 4.4, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 2.5 ton dan untuk penjelasan tentang jenis material dapat dilihat dari tabel 4.5 diatas dimana material yang digunakan adalah material AISI 1008 *steel pipe*.

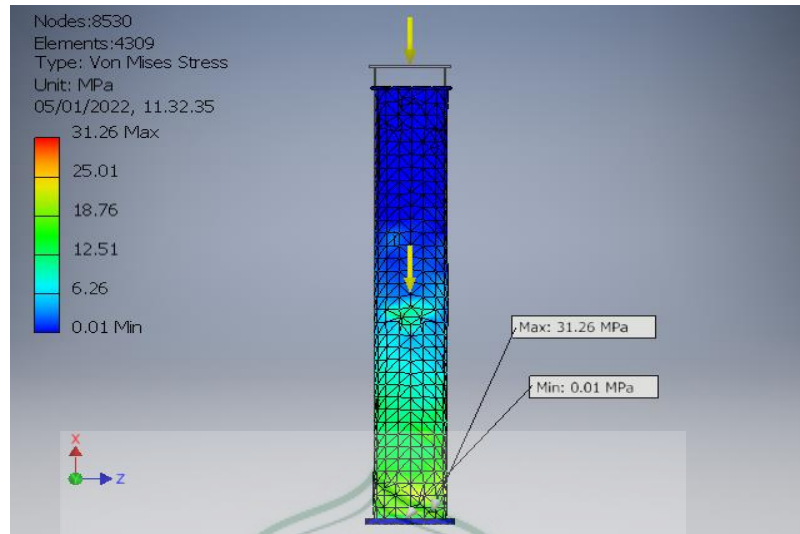
Tabel 4.5 Jenis material simulasi kedua

<i>Name</i>	<i>AISI 1008 Steel Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	285 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	340 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	200 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,29 ul
	<i>Shear Modulus</i>	80,0 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part3</i>	

Tabel 4. 6 Hasil analisa simulasi pembebanan 2.5 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	8,1067 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,0103657 MPa	31,2608 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000186586 mm	0,0478063 mm
<i>Safety Factor</i>	6,6217 ul	15 ul

Tabel 4.6 menjelaskan hasil dari *stress analysis* pembebanan yang diberikan beban 2.5 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor* .



Gambar 4.2 Tegangan yang terjadi pada simulasi kedua dengan pembebanan 2.5 ton

Dari gambar 4.2 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 2,5 ton yang menggunakan material AISI 1008 *steel pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 31,26 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,01 Mpa. Terlihat dari gambar 4.2 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.3 Simulasi ketiga *stress analysis* material AISI 1008 *steel pipe* dengan pembebanan 3 ton

Tabel 4. 7 Simulasi ketiga pembebanan 3 Ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	30000,000 N
<i>Vector X</i>	-30000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N



Data pembebanan simulasi ketiga dapat dilihat seperti tabel 4.7, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 3 ton dan untuk penjelasan tentang jenis material dapat dilihat dari tabel 4.8 dimana material yang digunakan adalah material AISI 1008 *steel*.

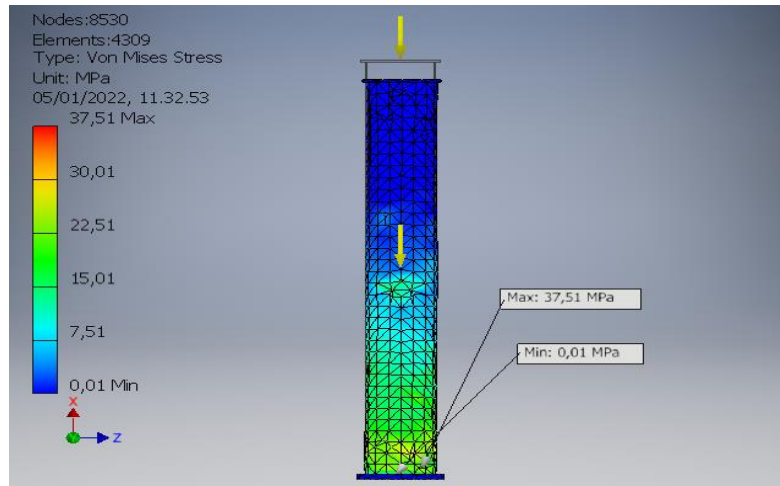
Tabel 4.8 Jenis material simulasi ketiga

<i>Name</i>	<i>AISI 1008 Steel Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	285 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	340 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	200 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,29 ul
	<i>Shear Modulus</i>	80,0 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part3</i>	

Tabel 4.9 Hasil analisa simulasi pembebanan 3 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	8,1067 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,0124514 MPa	37,513 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000224148 mm	0,0573675 mm
<i>Safety Factor</i>	5,51809 ul	15 ul

Tabel 4.9 diatas menjelaskan hasil dari *stress analysis* pembebanan yang diberikan beban 3 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor*.



Gambar 4.3 Tegangan yang terjadi pada simulasi pertama dengan pembebanan 3 ton

Dari gambar 4.3 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 3 ton yang menggunakan material AISI 1008 *steel pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 37,51 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,01 Mpa. Terlihat dari gambar 4.3 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.4 Simulasi keempat *stress analysis* material *steel alloy pipe* dengan 2,3 ton

Tabel 4.10 Simulasi keempat pembebanan 2,3 ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	23000,000 N
<i>Vector X</i>	-23000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi keempat dapat dilihat seperti tabel 4.10, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 2.3 ton dan untuk penjelasan tentang

jenis material dapat dilihat dari tabel 4.11 dimana material yang digunakan adalah material *steel alloy pipe*.

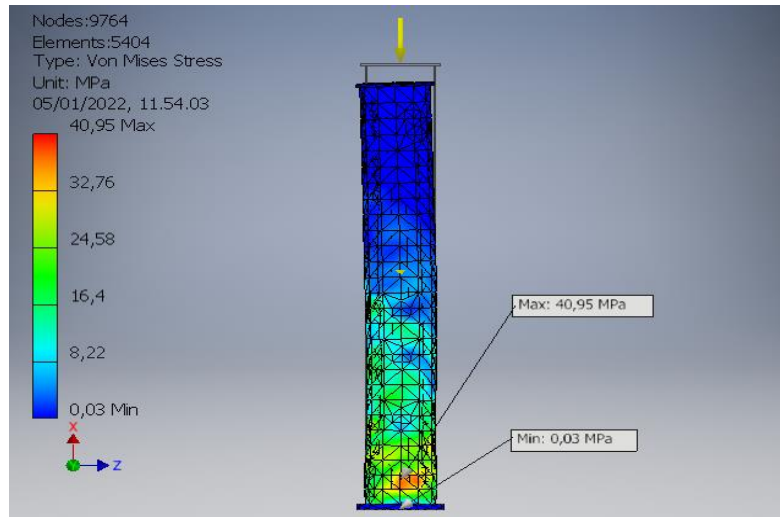
Tabel 4.11 Jenis material simulasi keempat

<i>Name</i>	<i>Steel Alloy Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,73 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	250 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	400 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	205 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,3 ul
	<i>Shear Modulus</i>	78,8462 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part4</i>	

Tabel 4.12 Hasil analisa simulasi pembebanan 2.3 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	7,98277 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,0335326 MPa	40,9452 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000672778 mm	0,0662515 mm
<i>Safety Factor</i>	6,10572 ul	15 ul

Tabel 4.12 diatas menjelaskan hasil dari *stess analysis* pembebanan yang diberikan beban 2.3 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises stress*, *dosplacement* dan *safety factor* .



Gambar 4.4 Tegangan yang terjadi pada simulasi keempat dengan pembebanan 2,3 ton

Dari gambar 4.4 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 2.3 ton yang menggunakan material *steel alloy pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 40,95 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,03 Mpa. Terlihat dari gambar 4.4 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.5 Simulasi kelima *stress analysis* material *steel alloy pipe* dengan pembebanan 2,5 ton

Tabel 4.13 Simulasi kelima pembebanan 2,5 ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	25000,000 N
<i>Vector X</i>	-25000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi kelima dapat dilihat seperti tabel 4.13 diatas, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 2.5 ton dan untuk penjelasan tentang

jenis material dapat dilihat dari tabel 4.14 dimana material yang digunakan adalah material *steel alloy pipe*.

Tabel 4. 14 Jenis material simulasi kelima

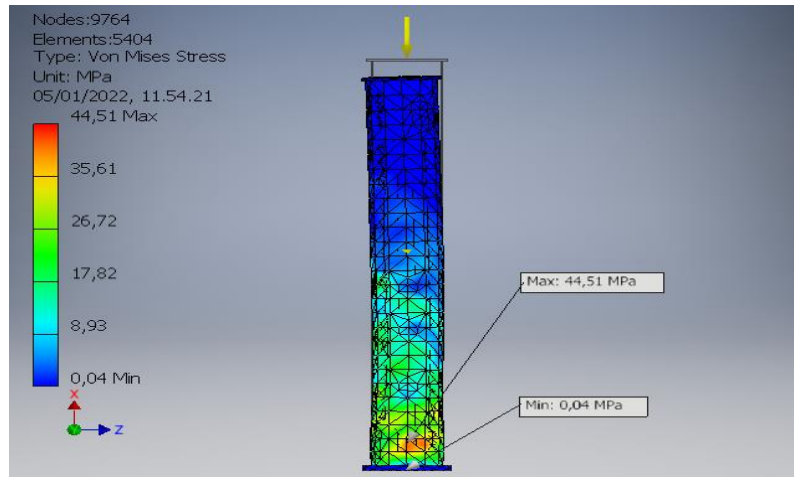
<i>Name</i>	<i>Steel Alloy Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,73 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	250 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	400 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	205 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,3 ul
	<i>Shear Modulus</i>	78,8462 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part4</i>	

Tabel 4.15 Hasil analisa simulasi pembebanan 2,5 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	7,98277 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,03605 MPa	44,5071 MPa
<i>Displacement</i>	0,0000073282 mm	0,0720113 mm
<i>Safety Factor</i>	5,61708 ul	15 ul

Tabel 4.15 menjelaskan hasil dari analisa pembebanan yang diberikan beban 2.5 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor* .





Gambar 4.5 Tegangan yang terjadi pada simulasi kelima dengan pembebanan 2,5 ton

Dari gambar 4.5 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 2.5 ton yang menggunakan material *steel alloy pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 44,51 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,04 Mpa. Terlihat dari gambar 4.5 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.6 Simulasi keenam *stress analysis* material *steel alloy pipe* dengan pembebanan 3 ton

Tabel 4.16 Simulasi keenam pembebanan 3 ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	30000,000 N
<i>Vector X</i>	-30000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi keenam dapat dilihat pada tabel 4.16 diatas, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 3 ton dan untuk penjelasan tentang jenis material dapat dilihat dari tabel 4.17 dimana material yang digunakan adalah material *steel alloy pipe*.

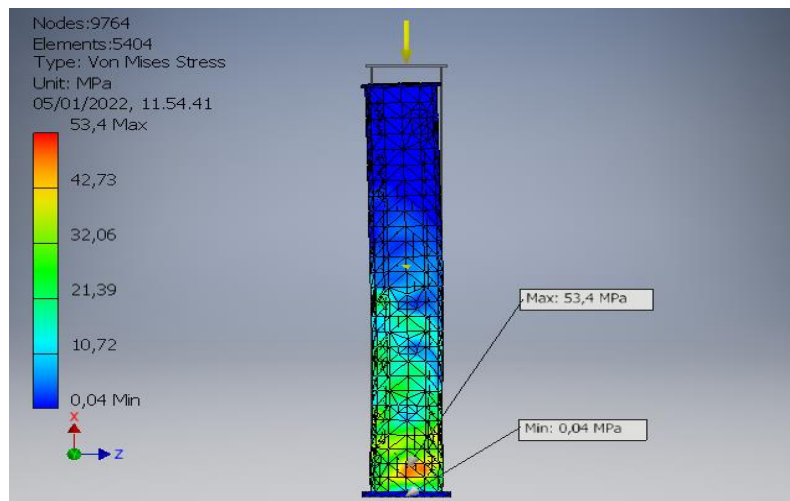
Tabel 4.17 Jenis material simulasi keenam

<i>Name</i>	<i>Steel Alloy Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,73 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	250 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	400 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	205 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,3 ul
	<i>Shear Modulus</i>	78,8462 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part4</i>	

Tabel 4.18 Hasil analisa simulasi pembebanan 3 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	7,98277 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,0434218 MPa	53,4026 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000872707 mm	0,0864054 mm
<i>Safety Factor</i>	4,68142 ul	15 ul

Tabel 4.18 diatas menjelaskan hasil dari analisa pembebanan yang diberikan beban 3 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor* .



Gambar 4.6 Tegangan yang terjadi pada simulasi keenam dengan pembebanan 3 ton

Dari gambar 4.6 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 3 ton yang menggunakan material *steel alloy pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 53,4 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,04 Mpa. Terlihat dari gambar 4.6 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.7 Simulasi ketujuh *stress analysis* material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan pembebanan 2.3 ton

Tabel 4.19 Simulasi ketujuh pembebanan 2.3 ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	23000,000 N
<i>Vector X</i>	-23000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi ketujuh dapat dilihat seperti tabel 4.19, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 2.3 ton dan untuk penjelasan tentang jenis material dapat dilihat dari tabel 4.20 dimana material yang digunakan adalah material AISI 1020 *carbon steel pipe*.

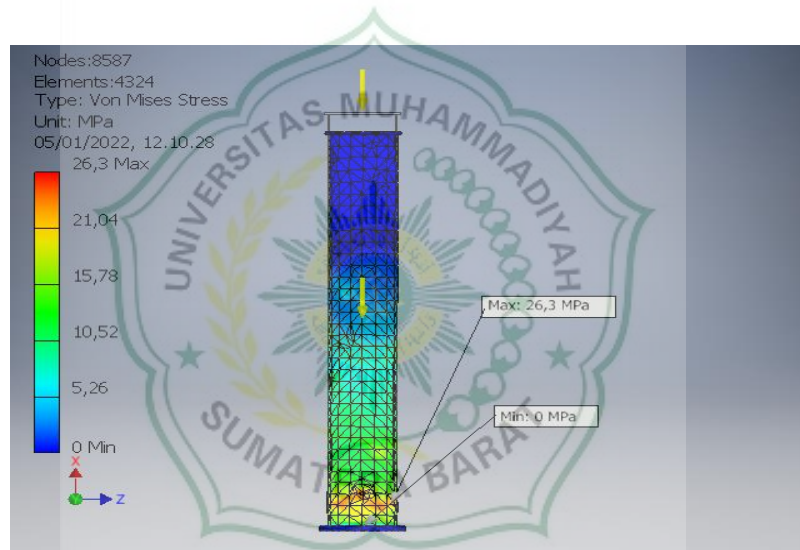
Tabel 4.20 Jenis material simulasi ketujuh

<i>Name</i>	<i>AISI 1020 Carbon Steel pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	350 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	420 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	205 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,29 ul
	<i>Shear Modulus</i>	80 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part5</i>	

Tabel 4.21 Hasil analisa simulasi pembebanan 2.3 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	8,1067 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,00488149 MPa	26,2965 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000652627 mm	0,0453132 mm
<i>Safety Factor</i>	13,3097 ul	15 ul

Tabel 4.21 menjelaskan hasil dari analisa pembebanan yang diberikan beban 2.3 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor* .



Gambar 4.7 Tegangan yang terjadi pada simulasi ketujuh dengan pembebanan 2,3 ton

Dari gambar 4.7 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 2.3 ton yang menggunakan material AISI 1020 *steel carbon pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 26,3 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0 Mpa. Terlihat dari gambar 4.7 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.8 Simulasi kedelapan *stress analysis* material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan pembebanan 2.5 ton

Tabel 4.22 Simulasi kedelapan pembebanan 2,5 ton

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	25000,000 N
<i>Vector X</i>	-25000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi kedelapan dapat dilihat seperti tabel 4.22, dimana pembebanan kedua yang diberikan adalah 2.5 ton dan untuk penjelasan tentang jenis material dapat dilihat dari tabel 4.23 dimana material yang digunakan adalah material AISI 1020 *carbon steel pipe*.

Tabel 4.23 Jenis material simulasi kedelapan

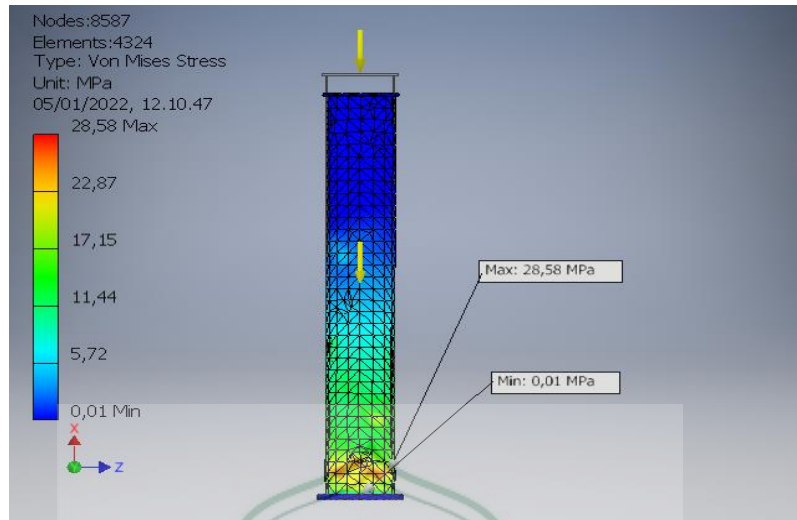
<i>Name</i>	<i>AISI 1020 Carbon Steel Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	350 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	420 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	205 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,29 ul
	<i>Shear Modulus</i>	80 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part5</i>	

Tabel 4.24 Hasil analisa simulasi pembebanan 2.5 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	8,1067 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,00554953 MPa	28,5836 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000710316 mm	0,0492535 mm
<i>Safety Factor</i>	12,2448 ul	15 ul



Tabel diatas menjelaskan hasil dari analisa pembebanan yang diberikan beban 2.5 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor* .



Gambar 4.8 Tegangan yang terjadi pada simulasi kedelapan dengan pembebanan 2,5 ton

Dari gambar 4.8 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 2.5 ton yang menggunakan material AISI 1020 *steel carbon pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 28,58 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,01 Mpa. Terlihat dari gambar 4.8 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.1.9 Simulasi kesembilan *stress analysis* material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan pembebanan 3 ton

Tabel 4.25 Simulasi pembebanan 3 ton AISI 1020 *steel carbon pipe*

<i>Load Type</i>	<i>Force</i>
<i>Magnitude</i>	30000,000 N
<i>Vector X</i>	-30000,000 N
<i>Vector Y</i>	0,000 N
<i>Vector Z</i>	0,000 N

Data pembebanan simulasi kesembilan dapat dilihat seperti tabel 4.25, dimana pembebanan awal yang diberikan adalah 3 ton dan untuk penjelasan tentang jenis material dapat dilihat dari tabel 4.26 dimana material yang digunakan adalah material AISI 1020 *carbon steel pipe*.

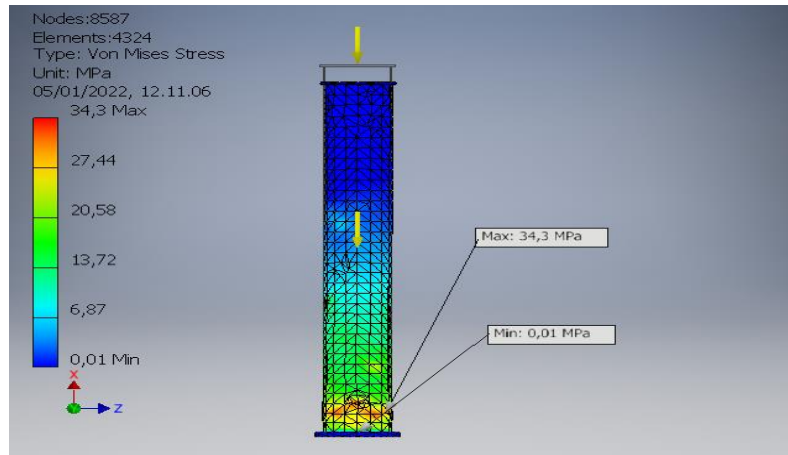
Tabel 4.26 Jenis material simulasi kesembilan

<i>Name</i>	<i>AISI 1020 Carbon Steel Pipe</i>	
<i>General</i>	<i>Mass Density</i>	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	<i>Yield Strength</i>	350 MPa
	<i>Ultimate Tensile Strength</i>	420 MPa
<i>Stress</i>	<i>Young's Modulus</i>	205 GPa
	<i>Poisson's Ratio</i>	0,29 ul
	<i>Shear Modulus</i>	80 GPa
<i>Part Name(s)</i>	<i>Part5</i>	

Tabel 4. 27 Hasil analisa simulasi pembebanan 3 ton

<i>Name</i>	<i>Minimum</i>	<i>Maximum</i>
<i>Volume</i>	1032700 mm <sup>3</sup>	
<i>Mass</i>	8,1067 kg	
<i>Von Mises Stress</i>	0,00664358 MPa	34,3003 MPa
<i>Displacement</i>	0,00000852845 mm	0,0591042 mm
<i>Safety Factor</i>	10,204 ul	15 ul

Tabel 4.27 diatas menjelaskan hasil dari analisa pembebanan yang diberikan beban 3 ton, yaitu nilai minimum dan maksimum dari *volume*, *mass*, *von mises*, *dosplacement* dan *safety factor* .

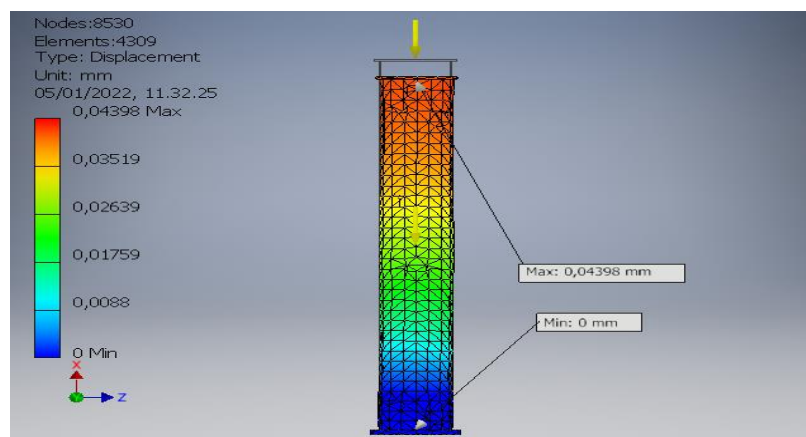


Gambar 4.9 Tegangan yang terjadi pada simulasi pertama dengan pembebanan 3 ton

Dari gambar 4.9 diatas menunjukkan hasil *stress analysis* yang terjadi pada kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 dengan pembebanan 3 ton yang menggunakan material AISI 1020 *steel carbon pipe* dimana kaki *outrigger* tersebut mengalami tegangan maksimum sebesar 34,3 Mpa dan tegangan minimumnya adalah sebesar 0,01 Mpa. Terlihat dari gambar 4.9 diatas yang ditunjukkan oleh panah.

#### 4.1.2 *Displacement* (Perpindahan)

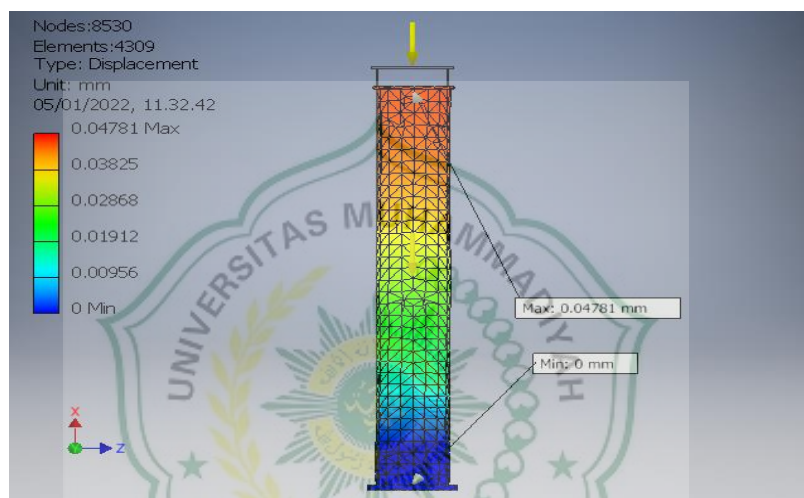
##### 4.1.2.1 *Displacement* simulasi pertama material AISI 1008 *steel pipe* dengan pembebanan 2.3 ton



Gambar 4.10 *Displacement* yang terjadi pada simulasi pertama pembebanan 2.3 ton

Dari gambar 4.10 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,04398 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 2.3 ton material AISI 1008 steel adalah 0,04398 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

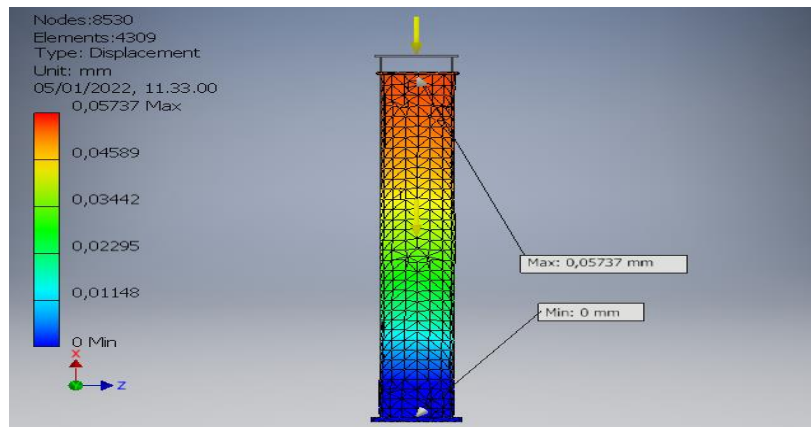
#### 4.1.2.2 Displasement simulasi kedua material AISI 1008 steel pipe dengan pembebanan 2.5 ton



Gambar 4.11 Displacement yang terjadi pada simulasi kedua pembebanan 2.5 ton

Dari gambar 4.11 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,04781 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 2.5 ton material AISI 1008 steel adalah 0,04781 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

#### 4.1.2.3 Displacement simulasi ketigat material AISI 1008 steel pipe dengan pembebanan 3 ton

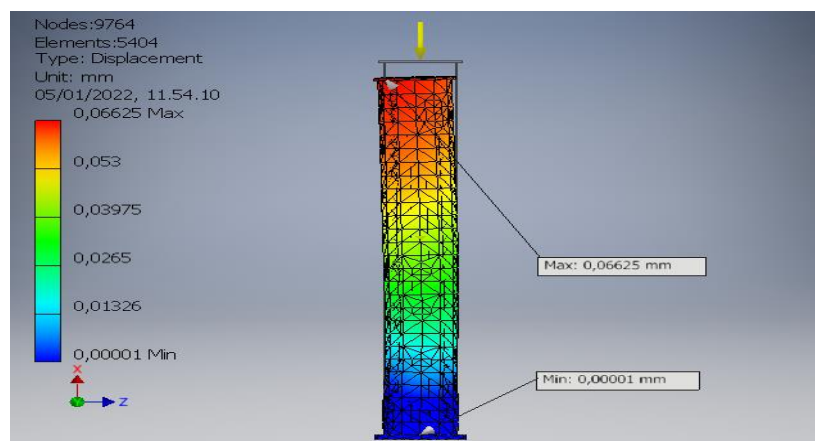


Gambar 4.12 Displacement yang terjadi pada simulasi ketiga pembebanan 3 ton

Dari gambar 4.12 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,05737 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 3 ton material AISI 1008 steel adalah 0,05737 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

#### 4.1.2.4 Displacement simulasi keempat material steel alloy pipe pembebanan

2.3

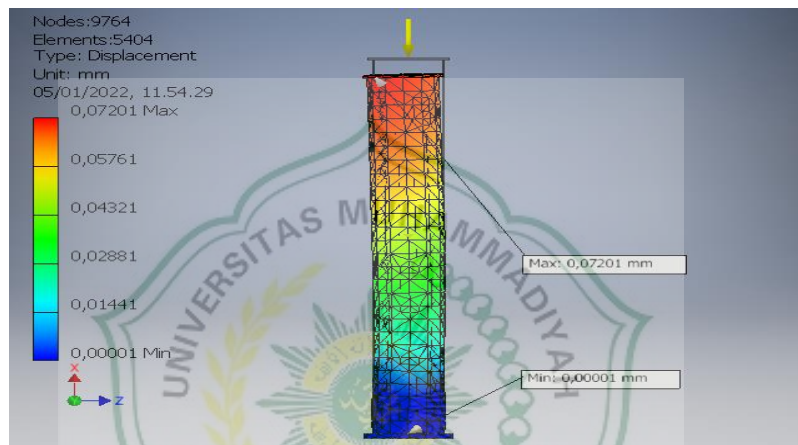


Gambar 4.13 Displacement yang terjadi pada simulasi keempat pembebanan 2.3 ton



Dari gambar 4.13 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,06625 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 2.3 ton material steel alloy adalah 0,06625 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

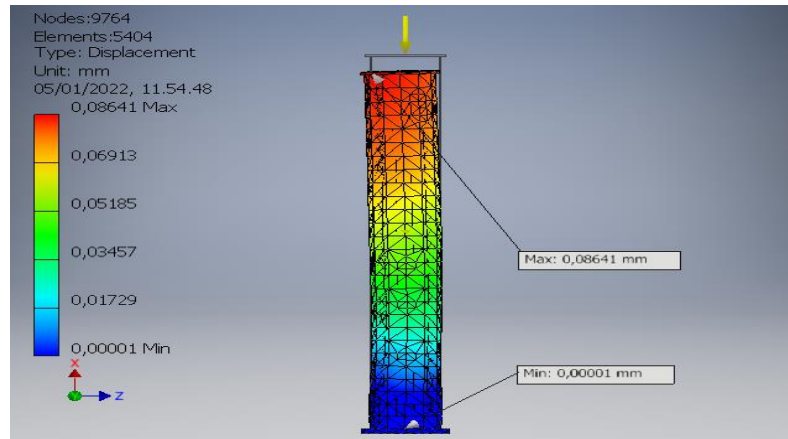
#### 4.1.2.5 Displacement simulasi kelima material steel alloy pipe dengan pembebanan 2.5



Gambar 4.14 Displacement yang terjadi pada simulasi kelima pembebanan 2.5 ton

Dari gambar 4.14 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,07201 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 2.5 ton material steel alloy adalah 0,07201 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

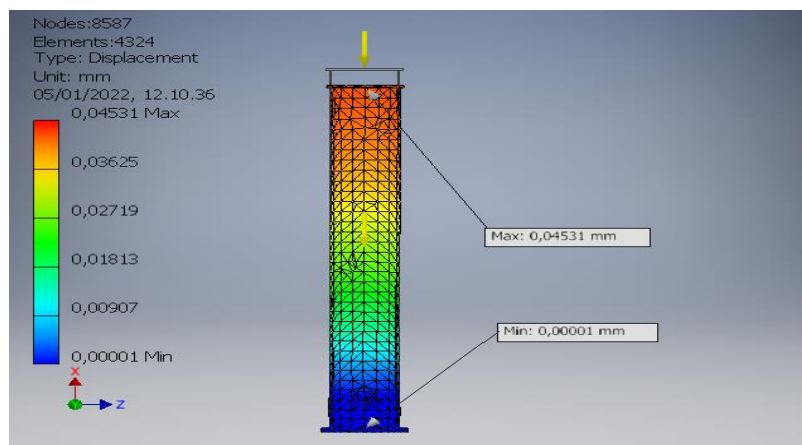
#### 4.1.2.6 Displacement simulasi keenam material *steel alloy pipe* pembebanan 3 ton



Gambar 4. 15 Displacement yang terjadi pada simulasi keenam pembebanan 3 ton

Dari gambar 4.15 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,08641 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 3 ton material steel alloy adalah 0,08641 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

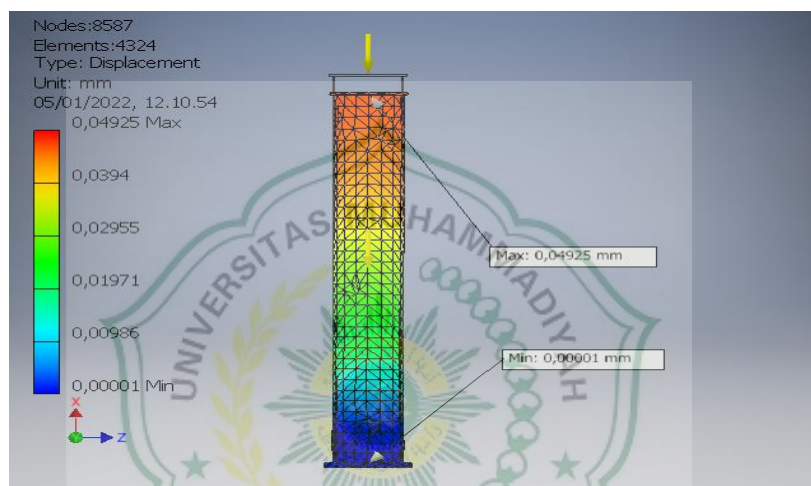
#### 4.1.2.7 Displacement simulasi ketujuh material AISI 1020 *steel carbon pipe* pembebanan 2.3 ton



Gambar 4. 16 Displacement yang terjadi pada simulasi ketujuh pembebanan 2.3 ton

Dari gambar 4.16 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,04531 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 2.3 ton material AISI 1020 steel carbon adalah 0,04531 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

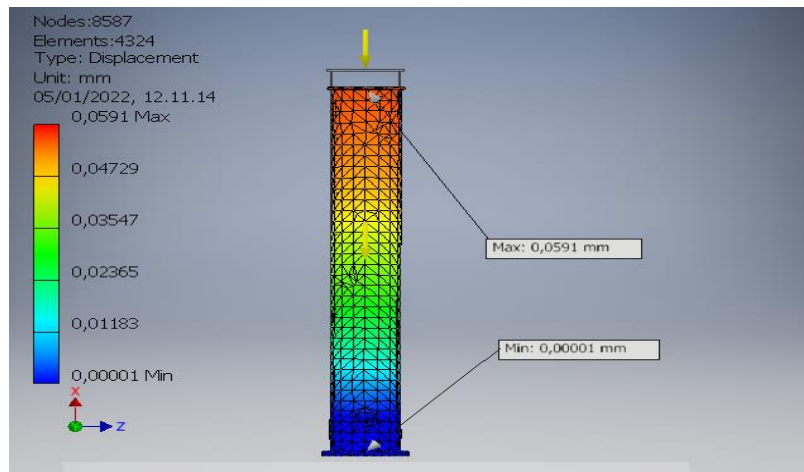
#### 4.1.2.8 Displasement simulasi kedelapan material AISI 1020 steel carbon pipe pembebanan 2.5 ton



Gambar 4.17 *Displacement* yang terjadi pada simulasi kedelapan pembebanan 2.5 ton

Dari gambar 4.17 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,04591 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 2.5 ton material AISI 1020 steel carbon adalah 0,04591 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

#### 4.1.2.9 Displacement simulasi kesembilan material AISI 1020 steel carbon pipe pembebanan 3 ton

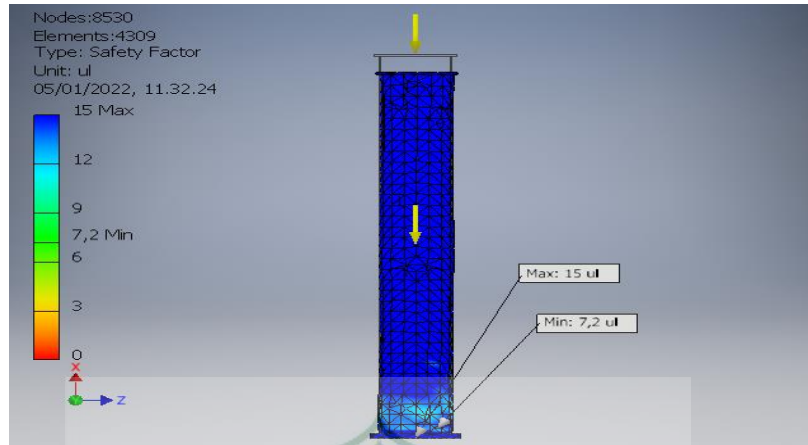


Gambar 4. 18 Displacement yang terjadi pada simulasi kesembilan pembebanan 3 ton

Dari gambar 4.18 diatas dapat diketahui bahwa besarnya jarak maksimal perpindahan panjang titik awal saat terjadi deformasi elastis pada benda kerja adalah 0,0591 mm. Jadi dapat dilihat nilai displacement dari pembebanan 3 ton material AISI 1020 steel carbon adalah 0,0591 mm yang ditunjukkan oleh panah pada daerah yang berwarna merah.

### 4.1.3 Safety Factor

#### 4.1.3.1 Safety factor simulasi pertama material AISI 1008 steel pipe dengan pembebanan 2.3 ton

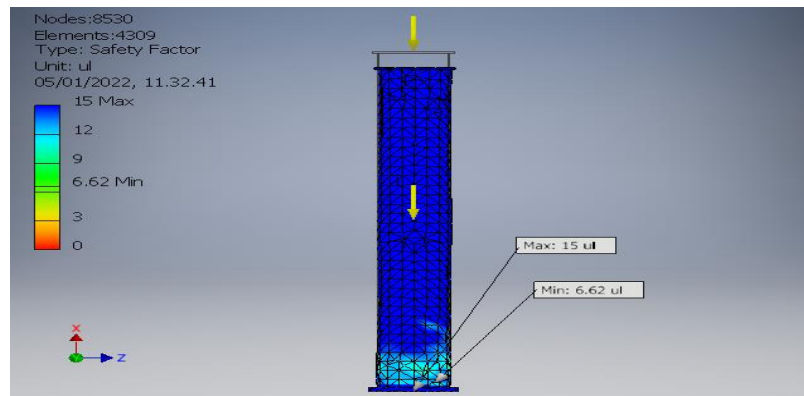


Gambar 4.19 Simulasi *safety factor* pembebanan 2.3 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.19 diatas dengan pembebanan 2.3 ton yang menggunakan material AISI 1008 steel pipe, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 7,2 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil crane tidak akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.19 diatas adalah 9 ul.



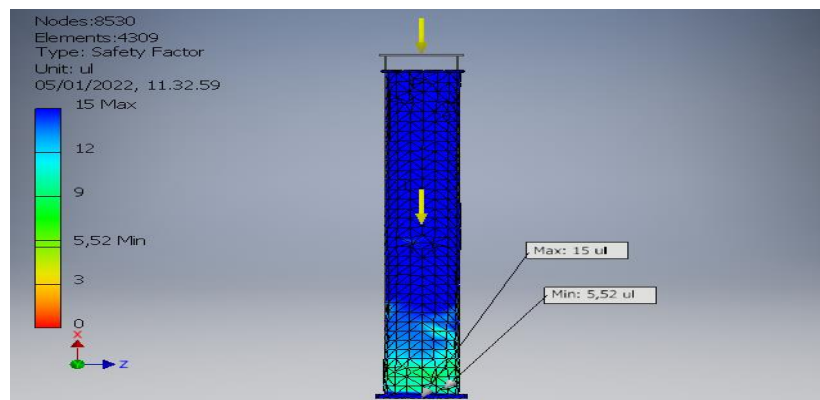
#### 4.1.3.2 *Safety factor* simulasi kedua material AISI 1008 *steel pipe* dengan pembebanan 2.5



Gambar 4.20 Simulasi *safety factor* pembebanan 2.5 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.20 diatas dengan pembebanan 2.5 ton yang menggunakan material AISI 1008 *steel pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 6,62 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* tidak akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.20 diatas adalah 9 ul.

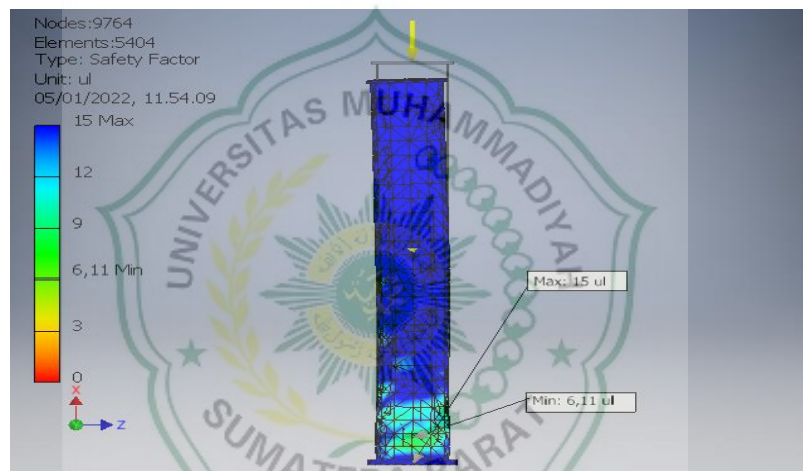
#### 4.1.3.3 *Safety factor* simulasi ketiga material AISI 1008 *steel pipe* dengan pembebanan 3 ton



Gambar 4.21 Simulasi *safety factor* pembebanan 3 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.21 diatas dengan pembebanan 3 ton yang menggunakan material AISI 1008 *steel pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 5,52 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* tidak akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.21 diatas adalah 9 ul.

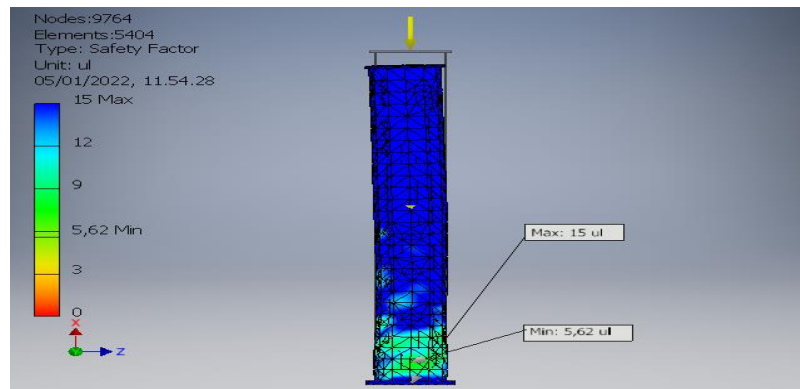
#### 4.1.3.4 *Safety factor* simulasi keempat material *steel alloy pipe* dengan pembebanan 2.3 ton



Gambar 4.22 Simulasi pertama *safety factor* pembebanan 2.3 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.22 diatas dengan pembebanan 2.3 ton yang menggunakan material *steel alloy pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 6,11 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* tidak akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.22 diatas adalah 9 ul.

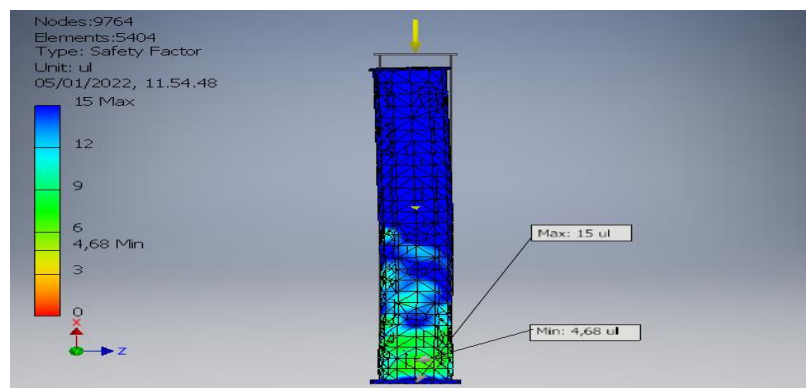
#### 4.1.3.5 *Safety factor* simulasi kelima material *steel alloy pipe* dengan pembebanan 2.5 ton



Gambar 4.23 Simulasi *safety factor* pembebanan 2.5 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.23 diatas dengan pembebanan 2.5 ton yang menggunakan material *steel alloy pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 5,62 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* tidak akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.23 diatas adalah 9 ul.

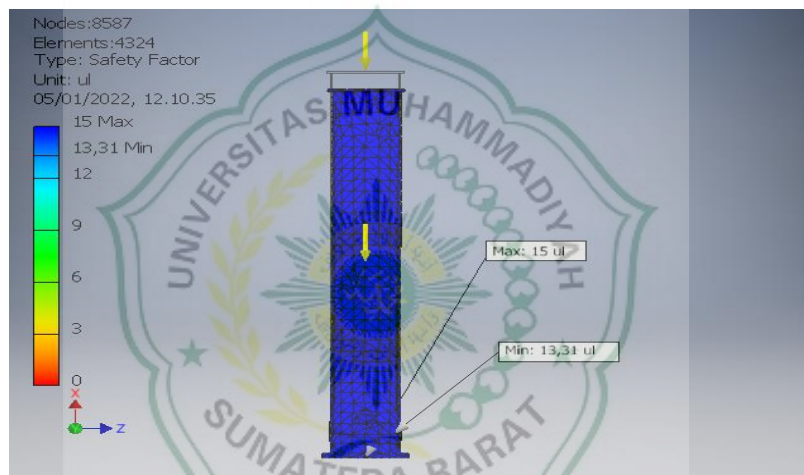
#### 4.1.3.6 *Safety factor* simulasi keenam material *steel alloy pipe* dengan pembebanan 3 ton



Gambar 4.24 Simulasi *safety factor* pembebanan 3 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.24 diatas dengan pembebanan 3 ton yang menggunakan material *steel alloy pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 4,68 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* tidak akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.24 diatas adalah 9 ul.

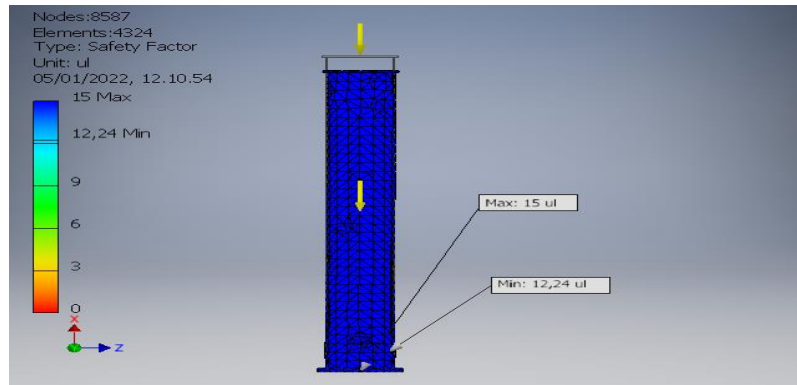
#### 4.1.3.7 *Safety factor* simulasi ketujuh material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan pembebanan 2.3 ton



Gambar 4.25 Simulasi *safety factor* pembebanan 2.3 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.25 diatas dengan pembebanan 2,3 ton yang menggunakan material AISI 1020 *steel carbon pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 13,31 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih besar dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.25 diatas adalah 9 ul.

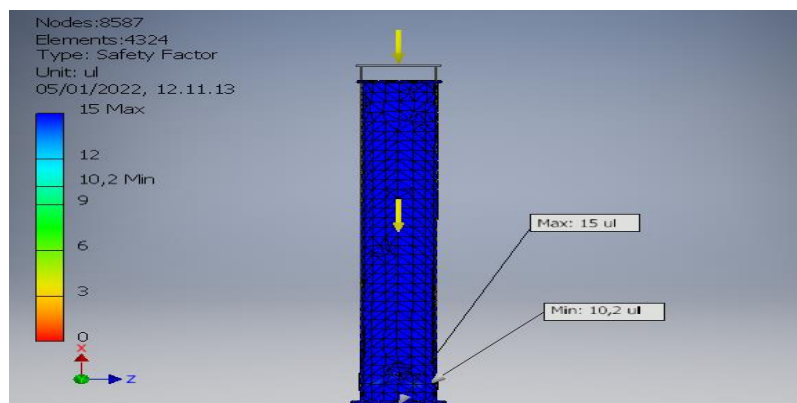
#### 4.1.3.8 *Safety factor* simulasi kedelapan material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan pembebanan 2.5 ton



Gambar 4.26 Simulasi *safety factor* pembebanan 2.5 ton

Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.26 diatas dengan pembebanan 2,5 ton yang menggunakan material AISI 1020 *steel carbon pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 12,24 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih besar dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.26 diatas adalah 9 ul.

#### 4.1.3.9 *Safety factor* simulasi kesembilan material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan pembebanan 3 ton

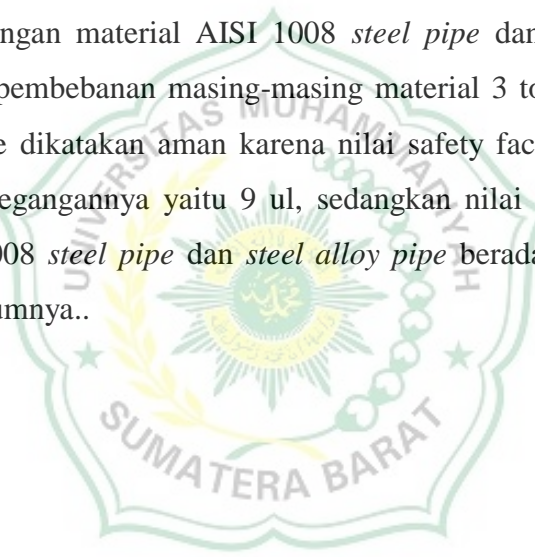


Gambar 4.27 Simulasi *safety factor* pembebanan 3 ton



Proses simulasi *stress analysis* pada gambar 4.27 diatas dengan pembebanan 3 ton yang menggunakan material AISI 1020 *steel carbon pipe*, dihasilkan nilai minimum *safety factor* nya adalah 10,2 ul dan nilai maksimumnya adalah 15 ul. Nilai minimum *safety factor* tersebut menunjukkan bahwa kekuatan material lebih besar dari tegangan yang terjadi. Sehingga bisa dinyatakan kaki *outrigger* manual mobil *crane* akan aman bila difungsikan karena untuk standarisasi keamanan nilai minimum dari *safety factor* pada gambar 4.27 diatas adalah 9 ul.

Dari kesembilan *variasi simulasi stress analysis* pembebanan pada gambar diatas dapat disimpulkan bahwa *safety factor* materialnya yang aman digunakan untuk kaki *outrigger* manual mobil crane super z 300 dari tiga jenis material yaitu material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan *safety factor* yang paling aman dibandingkan dengan material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy pipe* yang didapatkan dari pembebanan masing-masing material 3 ton. Material AISI 1020 *steel carbon pipe* dikatakan aman karena nilai *safety factor*nya lebih besar dari nilai minimum tegangannya yaitu 9 ul, sedangkan nilai minimum *safety factor* material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy pipe* berada dibawah standar nilai tegangan minimumnya..



## 4.2 Analisa

### 4.2.1 Hasil simulasi pertama material AISI 1008 steel pipe

Tabel 4.28 Hasil analisa perbandingan pertama material AISI 1008 steel pipe

Simulasi 1			Simulasi 2			Simulasi 3		
Pembebanan 2.3 Ton			Pembebanan 2.5 Ton			Pembebanan 3 Ton		
Name	Minim um	Maximu m	Name	Minim um	Maxim um	Name	Minim um	Maxim um
Volume	1032700 mm <sup>3</sup>		Volume	1032700 mm <sup>3</sup>		Volume	1032700 mm <sup>3</sup>	
Mass	8,1067 kg		Mass	8,1067 kg		Mass	8,1067 kg	
Von	0,0095	28,76	Von	0,0103	31,260	Von	0,0124	37,513
Mises Stress	2446 MPa	MPa	Mises Stress	657 MPa	8 MPa	Mises Stress	514 MPa	MPa
Displac ement	0,0000 017140 5 mm	0,043981 8 mm	Displac ement	0,0000 018658 6 mm	0,0478 063 mm	Displac ement	0,0000 022414 8 mm	0,05736 75 mm
Safety Factor	7,1975 1 ul	15 ul	Safety Factor	6,6217 ul	15 ul	Safety Factor	5,5180 9 ul	15 ul

Dari tabel 4.28 dapat dilihat perbandingan simulasi 1, simulasi 2 dan simulasi 3, bahwa material alloy hanya sanggup menerima beban dengan kapasitas 2 ton. Terlihat dari stress analysisnya dimana tegangan maximum dari von mises stress dengan pembebanan 2.3 ton yaitu 28,76 Mpa, sedangkan untuk masing-masing pembebanan 2,5 dan 3 ton adalah 31,2608 Mpa dan 37,513 Mpa. Displacement atau pergerakan yang terjadi akibat beban diambil dari nilai tertinggi adalah 0,0573675 mm dengan beban 3 ton. Safety factor atau faktor keamanan suatu material diambil dari nilai minimum pembebanan yang paling besar dari suatu material adalah 5,51809 ul dengan pembebanan 3 ton, jadi safety factor untuk material AISI 1008 steel pipe tidak aman digunakan karena nilai minimumnya lebih kecil dari standar minimum safety factor dengan pembebanan 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton yaitu 9 ul.

#### 4.2.2 Hasil simulasi kedua material *steel alloy pipe*

Tabel 4.29 Hasil analisa perbandingan kedua material *steel alloy pipe*

Simulasi 1			Simulasi 2			Simulasi 3		
Pembebanan 2.3 Ton			Pembebanan 2.5 Ton			Pembebanan 3 Ton		
Name	Mini mum	Maximu m	Name	Mini mum	Maxim um	Name	Mini mum	Maximum
Volume	1032700 mm <sup>3</sup>		Volume	1032700 mm <sup>3</sup>		Volume	1032700 mm <sup>3</sup>	
Mass	7,98277 kg		Mass	7,98277 kg		Mass	7,98277 kg	
Von	0,033	40,9452	Von	0,036	44,507	Von	0,043	53,4026
Mises	5326	MPa	Mises	05	1 MPa	Mises	4218	MPa
Stress	MPa		Stress	MPa		Stress	MPa	
Displac ement	0,000 0067 2778 mm	0,066251 5 mm	Displace ment	0,000 0073 282 mm	0,0720 113 mm	Displace ment	0,000 0087 2707 mm	0,0864054 mm
Safety Factor	6,105 72 ul	15 ul	Safety Factor	5,617 08 ul	15 ul	Safety Factor	4,681 42 ul	15 ul

Hasil analisa dari tabel 4.29 hampir sama dengan hasil analisa tabel 4.28 karena dapat dilihat perbandingan simulasi 1, simulasi 2 dan simulasi 3, bahwa material alloy steel pipe hanya sanggup menerima beban dengan kapasitas 2 ton. Terlihat dari stress analysisnya dimana tegangan maximum dari von mises stress dengan pembebanan 2.3 ton yaitu 40,9452 Mpa, sedangkan untuk masing-masing pembebanan 2,5 dan 3 ton adalah 44,5071 Mpa dan 53,4026 Mpa. Displacement atau pergerakan yang terjadi akibat beban diambil dari nilai tertinggi adalah 0,0864054 mm dengan beban 3 ton. Safety factor atau faktor keamanan suatu material diambil dari nilai minimum pembebanan yang paling besar dari suatu material adalah 4,68142 ul dengan pembebanan 3 ton, jadi safety factor untuk material steel alloy pipe tidak aman digunakan karena nilai minimumnya lebih kecil dari standar minimum safety factor dengan pembebanan 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton yaitu 9 ul.

#### 4.2.3 Hasil simulasi ketiga material AISI 1020 steel carbon pipe

Tabel 4.30 Hasil analisa perbandingan ketiga material AISI 1020 steel carbon pipe

Simulasi 1			Simulasi 2			Simulasi 3		
Pembebanan 2.3 Ton			Pembebanan 2.5 Ton			Pembebanan 3 Ton		
Name	Mini mum	Maximu m	Name	Mini mum	Maxim um	Name	Minim um	Maxim um
Volume	1032700 mm <sup>3</sup>		Volume	1032700 mm <sup>3</sup>		Volume	1032700 mm <sup>3</sup>	
Mass	8,1067 kg		Mass	8,1067 kg		Mass	8,1067 kg	
Von	0,004	26,2965	Von	0,005	28,583	Von	0,006	34,3003
Mises	8814	MPa	Mises	5495	6 MPa	Mises	6435	MPa
Stress	9		Stress	3		Stress	8	
	MPa			Mpa			MPa	
Displace ment	0,000	0,045313	Displace ment	0,000	0,0492	Displace ment	0,000	0,059104
	0065	2 mm		0071	535		0085	2 mm
	2627			0316	mm		2845	
	mm			mm			mm	
Safety Factor	13,30	15 ul	Safety Factor	12,24	15 ul	Safety Factor	10,20	15 ul
	97 ul			48 ul			4 ul	

Hasil analisa dari tabel 4.30 sangat jauh berbeda dengan hasil analisa tabel 4.27 dan tabel 4.28 karena dapat dilihat perbandingan simulasi 1, simulasi 2 dan simulasi 3, bahwa material AISI 1020 steel carbon pipe sanggup menerima beban dengan kapasitas 2.3 sampai 3 ton. Terlihat dari stress analysisnya dimana tegangan maximum dari von mises stress dengan pembebanan 2.3 ton yaitu 26,2965 MPa, sedangkan untuk masing-masing pembebanan 2,5 dan 3 ton adalah 28,5836 MPa dan 34,3003 MPa. Displacement atau pergerakan yang terjadi akibat beban diambil dari nilai tertinggi adalah 0,0591042 mm dengan beban 3 ton. Safety factor atau faktor keamanan suatu material diambil dari nilai minimum pembebanan yang paling besar dari suatu material adalah 10,204 ul dengan pembebanan 3 ton, jadi safety factor untuk material AISI 1020 steel carbon pipe sangat aman digunakan karena nilai minimumnya lebih kecil dari standar minimum safety factor dengan pembebanan 2.3 ton, 2.5 ton dan 3 ton yaitu 9 ul. Selanjutnya dilakukan perbandingan von mises stres, displacemen dan safety

*factor* dengan pembebanan serta material berbeda seperti tabel 4.31, 4.32 dan 4.33 seperti dibawah ini.

Tabel 4. 31 Perbandingan simulasi pertama beban 2.3 ton

<i>Name</i>	AISI 1008 <i>Steel Pipe</i>	<i>Steel Alloy Pipe</i>	AISI 1020 <i>Steel Carbon Pipe</i>
<i>Von Mises Stress</i>	28,76 MPa	40,9452 MPa	26,2965 MPa
<i>Displacement</i>	0,0439818 mm	0,0662515 mm	0,0453132 mm
<i>Safety Factor</i>	7,19751 ul	6,10572 ul	13,3097 ul

Dari tabel 4.31 dengan perbandingan pembebanan 2.3 ton terhadap material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe* didapatkan hasil maximum yang aman dari *von mises stress* yaitu 26,2965 Mpa dari material AISI 1020 *steel carbon pipe*, dimana nilai tersebut paling aman terlihat dari perbandingan *von mises stress*nya. Nilai keamanan untuk pembebanan adalah nilai terendah dari tegangan maximum hasil simulasi pembebanan 2. 3 ton dengan material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe*. *Displacement*nya didapatkan dari bentuk pergerakan dari pembebanan yang paling besar yaitu 0,0453132 mm. Untuk *safety factornya* dari simulasi pembebanan dengan material yang berbeda didapatkan material steel carbon adalah 13,3097 ul sebagai material yang aman untuk digunakan karena nilai *safety factor* kekuatan material lebih besar dari tegangan yang terjadi pada saat simulasi dilakukan. Untuk standar keamanan minimumnya terlihat dari gambar 4.28 sampai gambar 4.36 adalah 9 ul, sedangkan material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy pipe* dibawah 9 ul untuk nilai minimum keamanannya, dan untuk material AISI 1020 *steel carbon pipe* melibihi nilai minimum keamanan dari *safety factor*.



Tabel 4.32 Perbandingan simulasi kedua beban 2.5 ton

<i>Name</i>	<i>AISI 1008 Steel Pipe</i>	<i>Steel Alloy Pipe</i>	<i>AISI 1020 Steel Carbon Pipe</i>
<i>Von Mises Stress</i>	31,2608 MPa	44,5071 MPa	28,5836 MPa
<i>Displacement</i>	0,0478063 mm	0,0720113 mm	0,0492535 mm
<i>Safety Factor</i>	6,6217 ul	5,61708 ul	12,2448 ul

Dari tabel 4.32 dengan perbandingan pembebanan 2.5 ton terhadap material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe* didapatkan hasil maximum yang aman dari von mises stress yaitu 28,5836 Mpa dari material AISI 1020 *steel carbon pipe*, dimana nilai tersebut paling aman terlihat dari perbandingan von mises stressnya. Nilai keamanan untuk pembebanan adalah nilai terendah dari tegangan maximum hasil simulasi pembebanan 2.5 ton dengan material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe*. Displacementnya didapatkan dari bentuk pergerakan dari pembebanan yang paling besar yaitu 0,0492535 mm. Untuk safety factornya dari simulasi pembebanan dengan material yang berbeda didapatkan material steel carbon adalah 12,2448 ul sebagai material yang aman untuk digunakan karena nilai safety factor kekuatan material lebih besar dari tegangan yang terjadi pada saat simulasi dilakukan. Untuk standar keamanan minimumnya terlihat dari gambar 4.28 sampai gambar 4.36 adalah 9 ul, sedangkan material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy pipe* dibawah 9 ul untuk nilai minimum keamanannya, dan untuk material steel carbon melibihi nilai minimum keamanan dari safety factor.

Tabel 4.33 Perbandingan simulasi ketiga beban 3 ton

<i>Name</i>	<i>AISI 1008 Steel Pipe</i>	<i>Steel Alloy Pipe</i>	<i>AISI 1020 Steel Carbon Pipe</i>
<i>Von Mises Stress</i>	37,513 MPa	53,4026 MPa	34,3003 MPa
<i>Displacement</i>	0,0573675 mm	0,0864054 mm	0,0591042 mm
<i>Safety Factor</i>	5,51809 ul	4,68142 ul	10,204 ul

Dari tabel 4.33 dengan perbandingan pembebanan 2.3 ton terhadap material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe* didapatkan hasil maximum yang aman dari von mises stress yaitu 26,2965 Mpa dari material AISI 1020 *steel carbon pipe*, dimana nilai tersebut paling aman terlihat dari perbandingan von mises stressnya. Nilai keamanan untuk pembebanan adalah nilai terendah dari tegangan maximum hasil simulasi pembebanan 3 ton dengan material AISI 1008 *steel pipe*, *steel alloy pipe*, dan AISI 1020 *steel carbon pipe*. Displacementnya didapatkan dari bentuk pergerakan dari pembebanan yang paling besar yaitu 0,0591042 mm. Untuk safety factornya dari simulasi pembebanan dengan material yang berbeda didapatkan material AISI 1020 *steel carbon pipe* 10,204 ul sebagai material yang aman untuk digunakan karena nilai safety factor kekuatan material lebih besar dari tegangan yang terjadi pada saat simulasi dilakukan. Untuk standar keamanan minimumnya terlihat dari gambar 4.28 sampai gambar 4.36 adalah 9 ul, sedangkan material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy pipe* dibawah 9 ul untuk nilai minimum keamanannya, dan untuk material AISI 1020 *steel carbon pipe* melebihi nilai minimum keamanan dari safety factor.

#### 4.2.4 Perbandingan nilai tegangan dari ketiga jenis pembebanan

Rumus Luas Penampang

$$A = \left(\frac{\pi}{4}\right) d^2$$

Dimana:

A= Luas Penampang

R= jari-jari lingkaran

D= diameter lingkaran

Rumus Tegangan

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Dimana:

$\sigma$  = tegangan normal (Mpa)

P = gaya normal (N)

A = luas penampang ( $\text{mm}^2$ )

Untuk menyelesaikan nilai tegangan dari ketiga jenis pembebanan tersebut maka, di tentukan berapa luas penampang dari material tersebut.

$$\begin{aligned} A &= \left(\frac{\pi}{4}\right) d^2 \\ &= \frac{3,14}{4} 100^2 \\ &= 0.785 \cdot 10.000 \\ &= 7.850 \end{aligned}$$

1. Nilai tegangan maximum pembebanan 2.3 ton

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{P}{A} \\ &= \frac{23.000}{7.850} \\ &= 2,92994 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

2. Nila tegangan maximum Pembebanan 2.5 ton

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{P}{A} \\ &= \frac{25.000}{7.850} \\ &= 3,18471 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

3. Nilai Tegangan *maximum* Pembebanan 3 ton

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{P}{A} \\ &= \frac{30.000}{7.850} \\ &= 3,82165 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Tabel 4.34 Perbandingan Tegangan

Pembebanan	Minimum	Maximum
<i>Principal Stress AISI 1008 steel</i>	-4,18286 MPa	3,93515 MPa
	-4,54658 MPa	4,27733 MPa
	-5,45591 MPa	5,1328 MPa
<i>Principal Stress Steel Alloy</i>	-4,21189 MPa	6,60027 MPa
	-4,58018 MPa	7,17395 MPa
	-5,53531 MPa	8,60729 MPa
<i>Principal Stress Aisi 1020 Steel Carbon</i>	-2,40721 MPa	2,70394 MPa
	-2,61551 MPa	2,93817 MPa
	-3,13859 MPa	3,52578 MPa

Dari data nilai analitik tegangan pada tabel 4.34 diatas didapatkan perbandingan nilai maximum yang diperbolehkan menurut data tegangan dari analisa ketiga pembebanan tersebut yaitu 3,82165 Mpa. Maka didapatkan nilai yang dibawah toleransi yang diizinkan adalah material AISI 1020 steel carbon yaitu 3,52578 Mpa dimana tegangannya lebih kecil dari tegangan normalnya.

#### 4.2.5 Perbandingan nilai minimum *safety factor* dari tiga jenis material

Untuk mengetahui nilai perbandingan kekuatan struktur kaki *outrigger* manual mobil *crane* berdasarkan simulasi stress analysis di Autodesk Inventor 2016 yaitu dengan persamaan *safety factor*:

1. *Safety factor* terendah dari pembebanan 2.3 ton

$$Fs = \frac{\text{Yield strength}}{\sigma_{max}}$$

$$Fs = \frac{205}{37,513}$$

$$Fs = 5,5189 \text{ ul}$$

2. *Safety factor* terendah dari pembebanan 2.5 ton

$$Fs = \frac{\text{Yield strength}}{\sigma_{max}}$$

$$Fs = \frac{250}{53,4026}$$

$$Fs = 4,681 \text{ ul}$$

3. *Safety factor* terendah dari pembebanan 3 ton

$$Fs = \frac{\text{Yield strength}}{\sigma_{max}}$$

$$Fs = \frac{350}{34,3003}$$

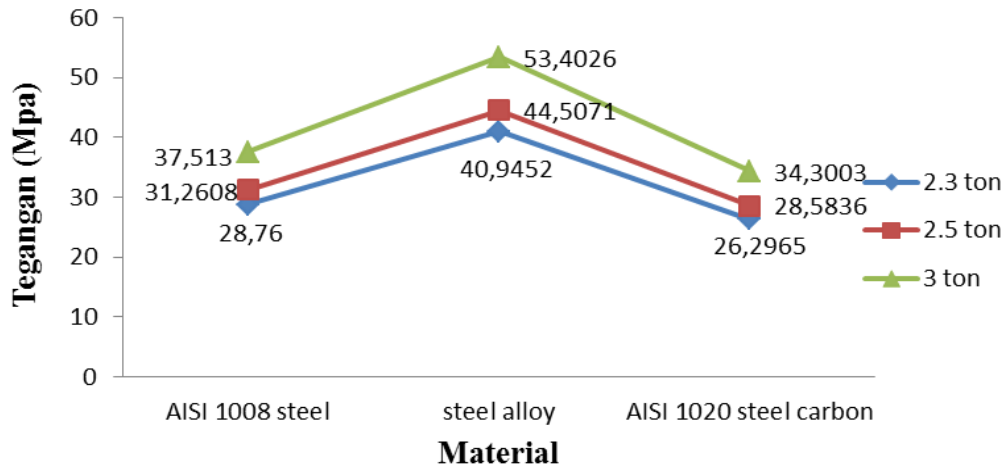
$$Fs = 10,204 \text{ ul}$$

#### 4.2.6 Kurva Perbandingan

Dari simulasi yang dilakukan dengan menggunakan *software autodesk inventor 2016* akan dibandingkan dengan perhitungan analitik dari ketiga jenis material dan tiga jenis simulasi pembebanan.



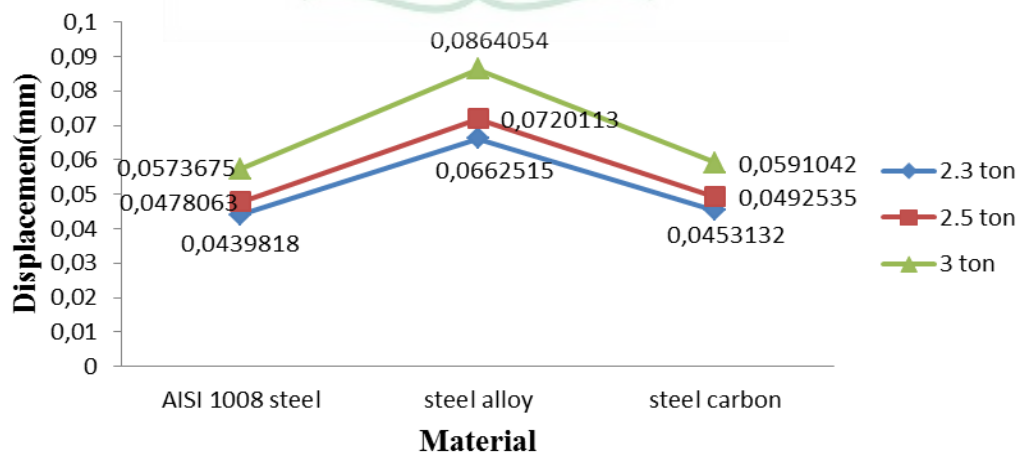
1. Perbandingan nilai *von mises stress*



Gambar 4.28 Kurva hubungan tegangan dan material

Dari gambar 4.28 diatas dapat disimpulkan bahwa nilai *von mises stress* yang paling aman digunakan untuk kaki *outrigger* manual mobil *crane* adalah material AISI 1020 *steel carbon pipe* dimana untuk *von mises stress* nya lebih rendah dari material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy pipe*. Nilai tersebut berbanding terbalik karena semakin kecil nilai *von mises stress*nya maka material akan semakin aman digunakan.

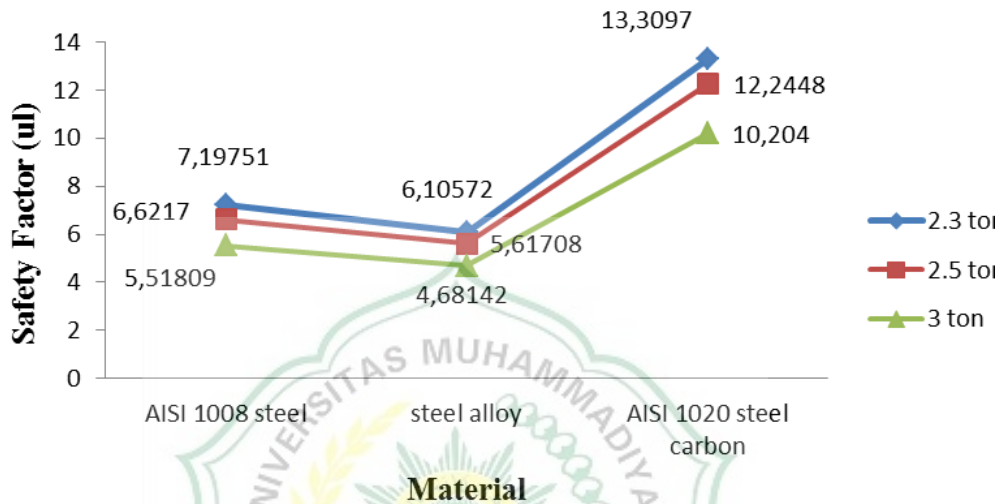
2. Perbandingan nilai *displacement maximum*



Gambar 4.29 Kurva hubungan *displacement* dan material

Dari tabel 4.29 dapat disimpulkan bahwa *displacemen* dari tiga jenis material dengan tiga jenis simulasi pembebanan maka didapatkan nilai normal untuk jarak perpindahan *translasi maximum* yaitu material AISI 1020 *steel carbon pipe* dan Aisi 1008 *Steel pipe* karena displacemennya normal dibandingkan nilai material *steel alloy pipe*.

3. Perbandingan nilai *safety factor* dari tiga jenis material



Gambar 4.30 Kurva perbandingan *safety factor* dan material

Dari gambar 4.39 diatas dapat disimpulkan bahwa nilai *safety factor* yang aman digunakan untuk pembebanan 2,3 ton, 2,5 ton dan 3 ton adalah material AISI 1020 *steel carbon pipe* dimana nilai *safety faktor minimum* dari pembebanan 3 ton adalah 10,204 ul dimana nilai tersebut berada diatas nilai minimum toleransi yang diizinkan yaitu 9 ul. Untuk material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy pipe* tidak aman digunakan karena nilai *safety factornya* berada dibawah nilai toleransi minimum *safety factor* yang diizinkan yaitu 9 ul.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

1. Dari simulasi pemodelan *stress analysis* diatas dapat dilihat bahwa nilai *von mises stress*, *displacement* dan *safety factor* yang paling aman digunakan dari tiga jenis material adalah material AISI 1020 *steel carbon pipe* dimana nilai untuk *von mises stress* nya 34,3 Mpa, *displacement* nya 0,0591 mm dan *safety factor* nya 10,2 ul.
2. Hasil simulasi perbandingan *von mises stress*, *displacement*, *safety factor* dan tegangan dari *stress analysis* diatas dapat disimpulkan bahwa, material yang aman digunakan untuk kaki *outrigger* manual mobil *crane* super z 300 adalah material AISI 1020 *steel carbon pipe* dengan ukuran pipa 4½” inch, *Outside Diameter* 5.000 mm, *Inside Diameter* 4.506 mm, *schedules* STD 40S, *wall* 0.247 dan Est, LBS per Ft (*steel carbon pipe*) 12.45. Material AISI 1008 *steel pipe* dan *steel alloy* tidak aman digunakan karena nilai *von mises stress* dan *safety factor* berada dibawah toleransi aman dimana kekuatan material lebih kecil dari tegangan yang terjadi.

#### **5.2 Saran**

1. Untuk analisa menggunakan *software autodesk inventor* sebaiknya diperhatikan proses *meshing*, dikarenakan semakin kecil bagian *meshing* yang terbentuk maka akan semakin mendekati nilai sebenarnya.
2. Pada saat membuat geometri kaki *outrigger* manual mobil *crane* di *autodesk inventor* sebaiknya memperhatikan ukuran gambar secara detail agar perhitungan menjadi semakin lebih akurat.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] H. Jamato, M. Aswanto, and Trijeti, "Perbandingan penggunaan tower crane dengan mobil crane ditinjau dari efisiensi waktu dan biaya sebagai alat angkat utama pada pembangunan gedung," *Semin. Nas. Sains dan Teknol.*, no. November, pp. 1–10, 2015.
- [2] M. S. Darmawan, P. Wiranto, and W. T. Nugraha, "Produktivitas Mobile Crane Pada Pembangunan Gedung Bertingkat (Studi Kasus Gedung Parkir 'B' Proyek Pembangunan Training Centre & Hotel DPBCA, Sentul City, Kab. Bogor)," *Progr. Stud. Tek. Sipil, Fak. Tek.*, vol. 1, no. 3, pp. 1–13, 2016.
- [3] A. F. N. Chiek Desa, N. F. Habidin, S. N. Hibadullah, N. Mohd Fuzi, and F. I. Mohd Zamri, "The Impact of Occupational Safety and Health Administration Practices (OSHAP) and OHSAS 18001 efforts in Malaysian Automotive Industry," *J. Appl. Sci. Res.*, vol. 1, no. 1, pp. 47–59, 2013.
- [4] P. Optimization, S. Jeng, C. Yang, and W. Chieng, "Outrigger Force Measure for Mobile Crane Safety Based on Linear Outrigger Force Measure for Mobile Crane Safety Based on Linear Programming Optimization," no. February 2016, 2010, doi: 10.1080/15397730903482702.
- [5] Y. K. Afandi, I. S. Arief, J. Teknik, S. Perkapalan, and F. T. Kelautan, "Jurnal Korosi (Abdi)," vol. 4, no. 1, pp. 1–5, 2015.
- [6] A. Arifin, B. R. Santoso, and M. N. Ilman, "Pengaruh Preheat Terhadap Struktur Mikro, Sifat Mekanis dan Kekuatan Creep Sambungan Las GTAW Material Baja Paduan  $12\text{Cr}1\text{MoV}$  yang Digunakan pada Superheater Boiler," *Jur. Tek. Mesin dan Ind. Univ. Gadjah Mada*, vol. 12, p. 5, 2012.
- [7] S. Mulyadi, "Analisa tegangan-regangan produk tongkat lansia dengan menggunakan metode elemen hingga," *J. ROTOR*, vol. 4, p. 1, 2011.

- [8] B. Siswanto, "Analisa Pengujian Ketahanan Bejana Tekan Dengan Metode Hidrostatictest," vol. 06, no. 01, pp. 70–77, 2017.
- [9] E. Sutikno, T. Mesin, and U. Brawijaya, "PADA DESAIN CARBODY TeC RAILBUS DENGAN," vol. 2, no. 1, pp. 65–81, 2011.
- [10] H. Saputra, "Skripsi analisis tegangan dan struktur girder pada overhead crane 10 ton menggunakan autodesk inventor 2016," 2020.
- [11] I. Hamdi, T. -, and H. Oktadinata, "Pengaruh Variasi Posisi Pengelasan Terhadap Distorsi Dan Sifat Mekanik Hasil Pengelasan Baja Ss400 Menggunakan Metode Gmaw," *J. Ilm. Tek. Mesin*, vol. 8, no. 1, pp. 1–10, 2020, doi: 10.33558/jitm.v8i1.1998.
- [12] S. Misar, Sudarsono, "Misar, Sudarsono, Samhuddin," *ENTHALPY-Jurnal Ilm. Mhs. Tek. Mesin*, vol. 3, no. 4, pp. 1–8, 2018.
- [13] Lasinta Ari Nendra Wibawa, "Turbulen: jurnal teknik mesin universitas tridinanti palembang," *J. Tek. Mesin*, vol. 1, no. 2, pp. 64–68, 2019.
- [14] A. Kurniawan, "Analisa Kekuatan Struktur Crane Hook Dengan Perangkat Lunak Elemen Hingga Untuk Pembebanan 20 Ton," 2014.
- [15] L. P. M. P. M. Astra, *COMPUTER AIDED DESIGN 1 AUTODESK INVENTOR 2016 Seri : Modeling dan Drawing*. 2016.
- [16] P. T. Otomotif, J. T. Mesin, and F. Teknik, "Desain Dan Analisis Kekuatan Pada Ladder Frame Chassis Kendaraan Hybrid Elektrik- Pneumatik Menggunakan Software Autodesk Inventor Professional 2017," 2020.
- [17] A. Harahap, "Simulasi Pembebanan Pada Shackle Menggunakan Perangkat Lunak Ansys APDL 15.0," *J. Mech. Eng. Manuf. Mater. ENERGY*, vol. 4, no. 1, 2020, doi: 10.31289/jmemme.v4i1.3811.
- [18] J. Supryanto, T. Sukarnoto, and S. Soeharsono, "Analisis Kekuatan Struktur Penopang Overhead Crane Kapasitas 2 x 20 Ton," *MESIN*, vol. 10, no. 1, 2019, doi: 10.25105/ms.v10i1.4135.





Image Width (pixels):

---

# Stress Analysis Report



Analyzed File:	
Autodesk Inventor Version:	2016 (Build 200138000, 138)
Creation Date:	05/01/2022, 11.32
Simulation Author:	ASUS
Summary:	

---

## Project Info (iProperties)

### Summary

Author ASUS

### Project

Designer	ASUS
Cost	Rp0
Date Created	05/01/2022

### Status

Design Status WorkInProgress

### Physical

Material	Generic
Density	1 g/cm <sup>3</sup>
Mass	1,0327 kg
Area	696491 mm <sup>2</sup>
Volume	1032700 mm <sup>3</sup>
Center of Gravity	x=391,046 mm y=-0,0000000013422 mm z=-0,000000000978365 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

---

## Simulation:1

### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	05/01/2022, 11.23
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No

### Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes

### Material(s)

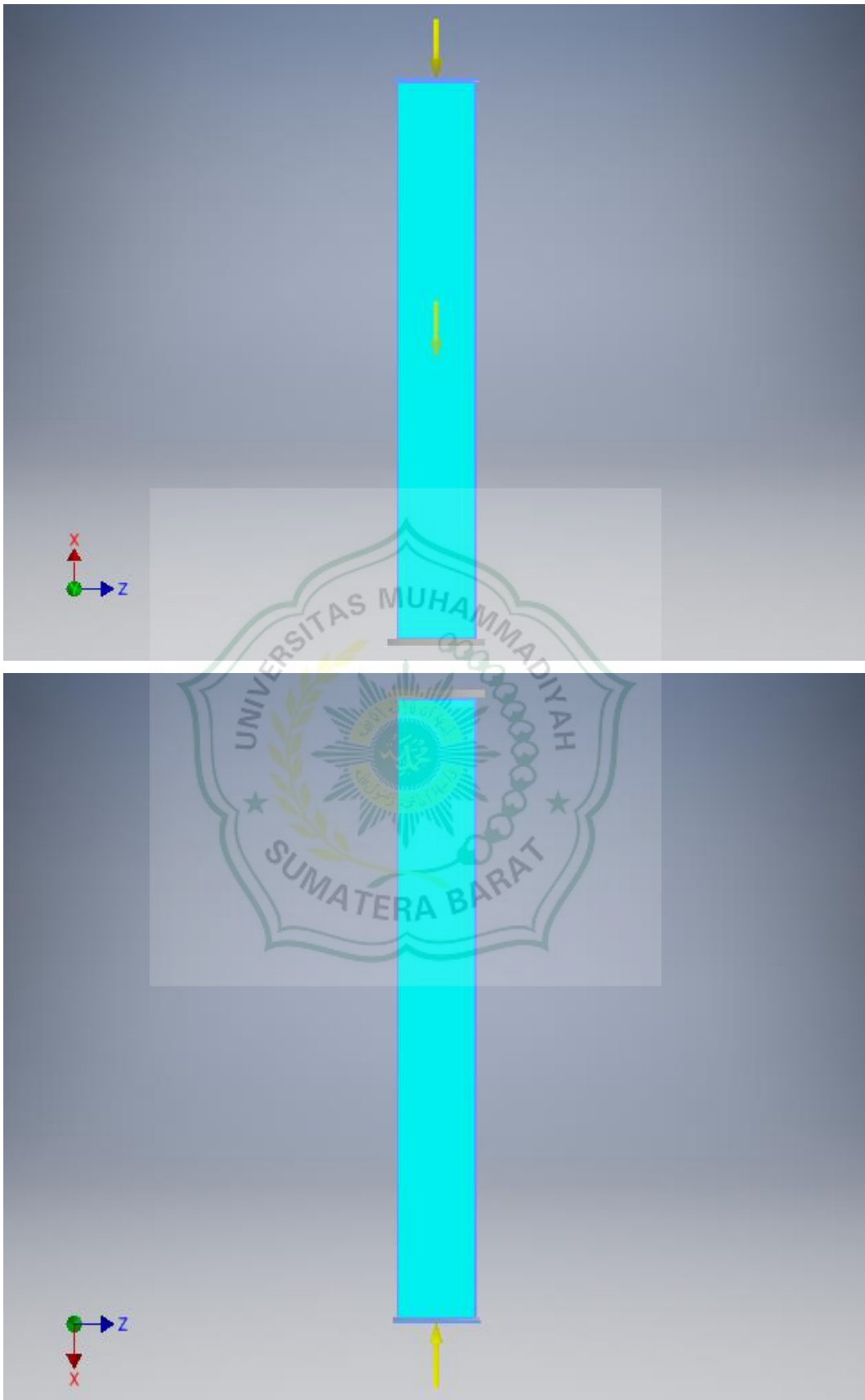
Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	285 MPa
	Ultimate Tensile Strength	340 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0,29 ul
	Shear Modulus	80,0 GPa
Part Name(s)	Part3	

### Operating conditions

#### Force:1

Load Type	Force
Magnitude	23000,000 N
Vector X	-23000,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	0,000 N

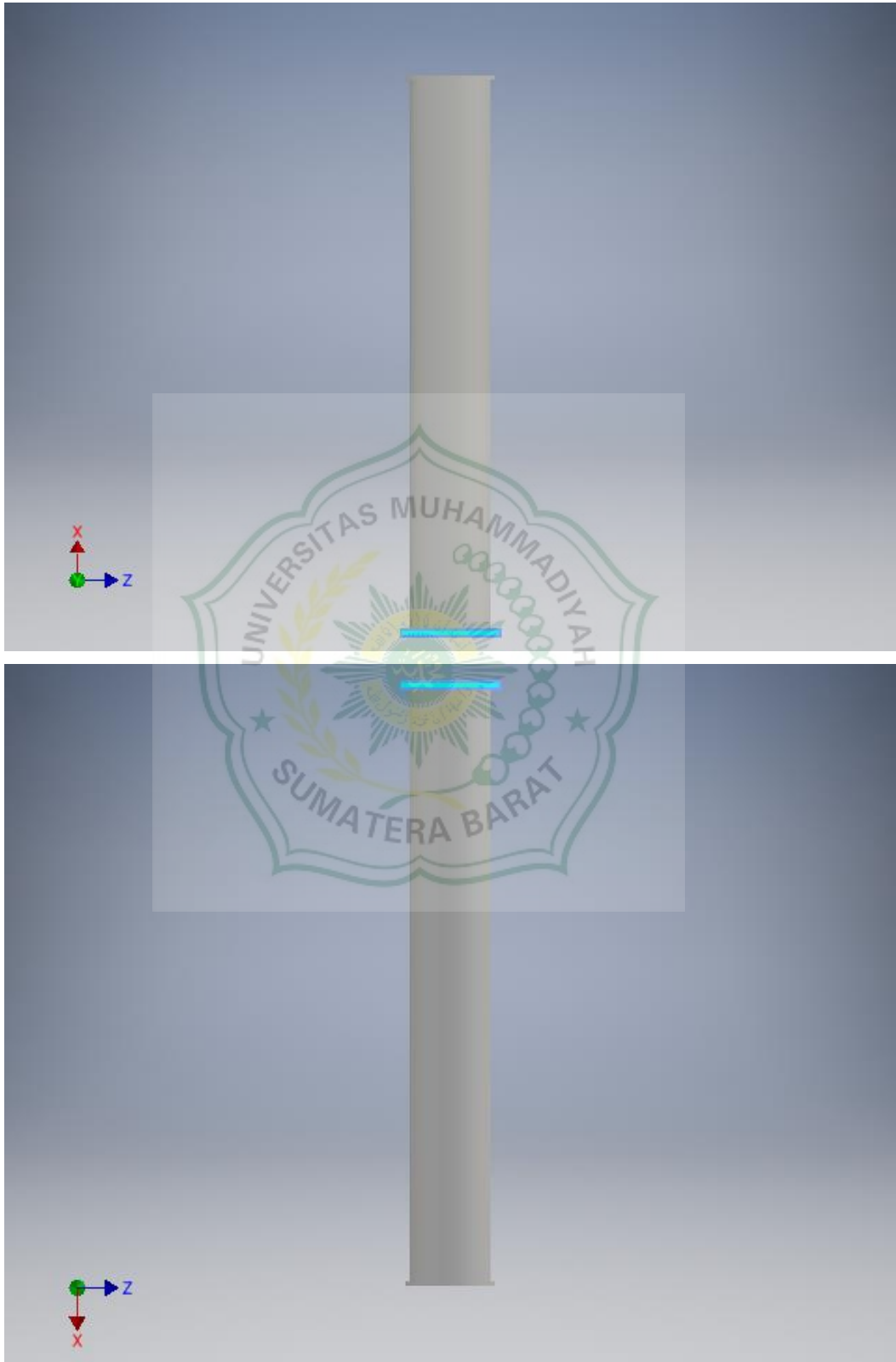
#### Selected Face(s)



Frictionless Constraint:1

Constraint Type Frictionless Constraint

Selected Face(s)





## ☐Results

### ☐Reaction Force and Moment on Constraints

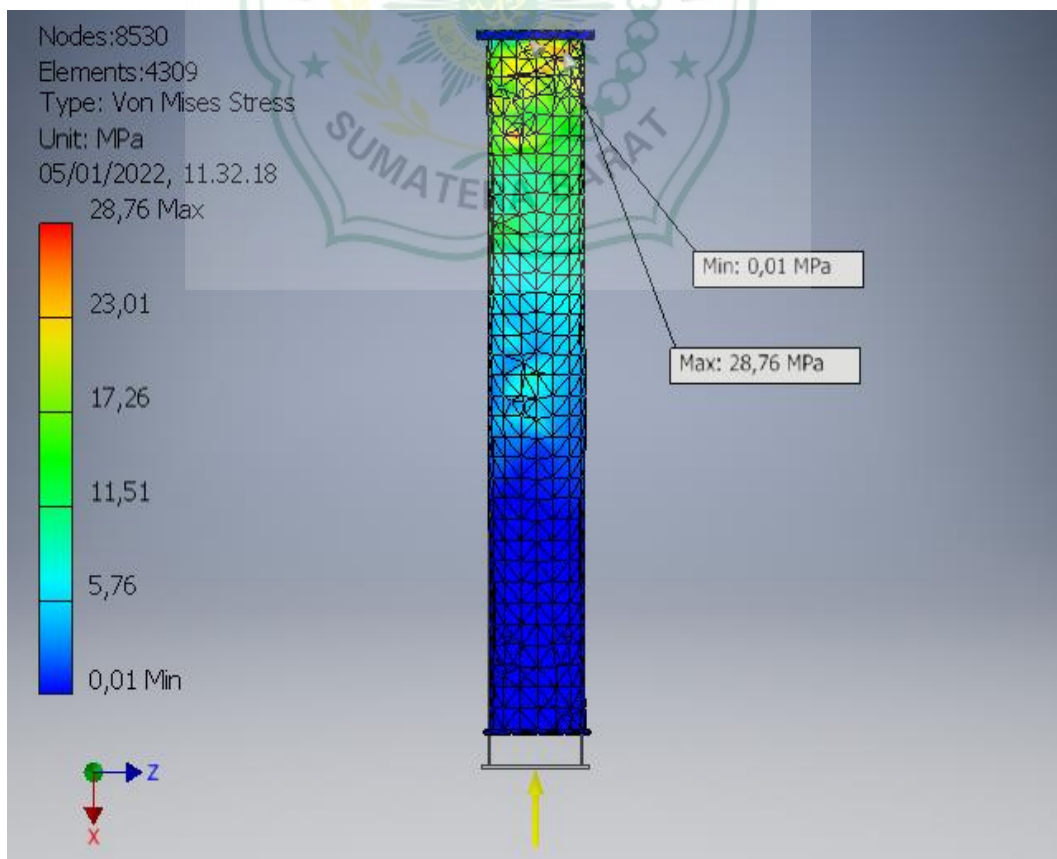
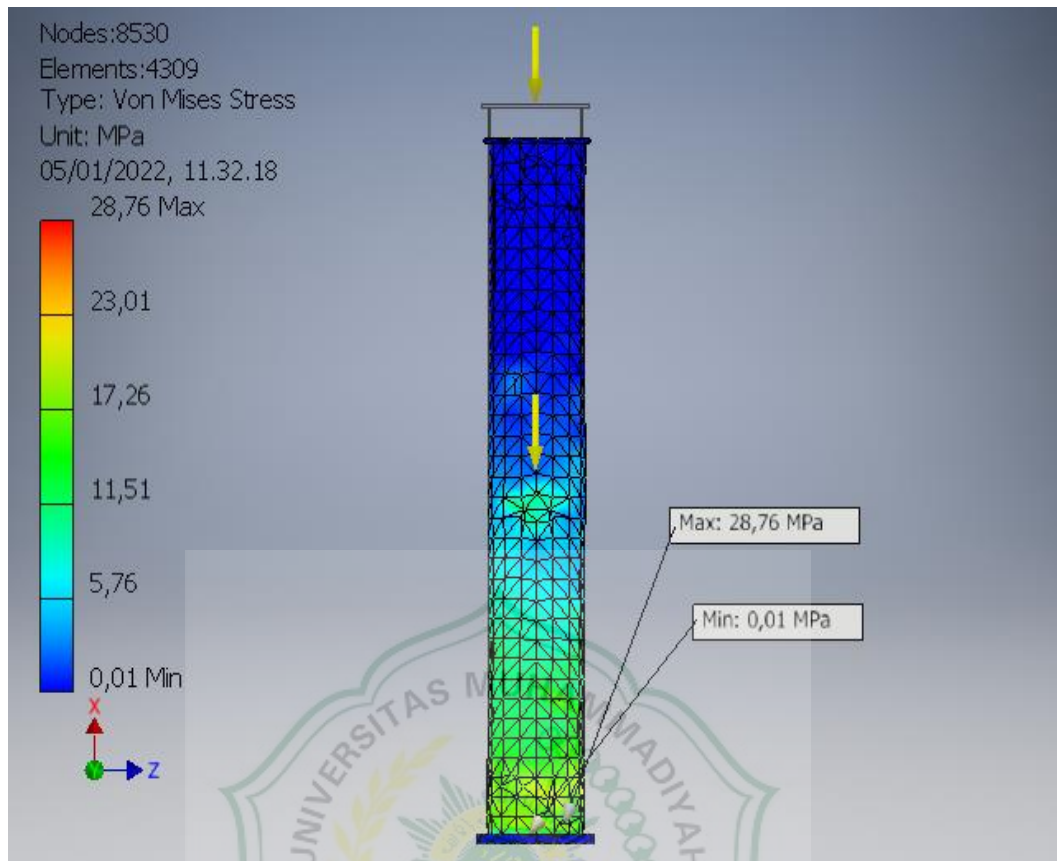
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	23000 N	23000 N	0,872306 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		0 N		-0,872306 N m

### ☐Result Summary

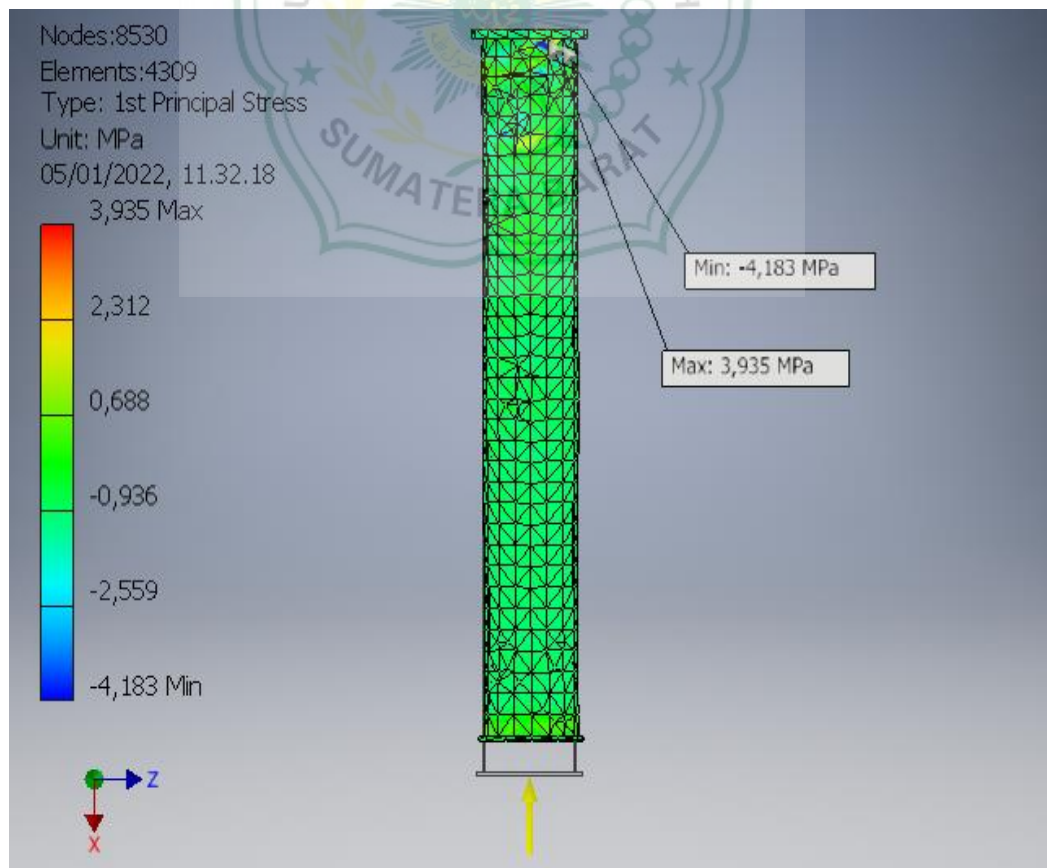
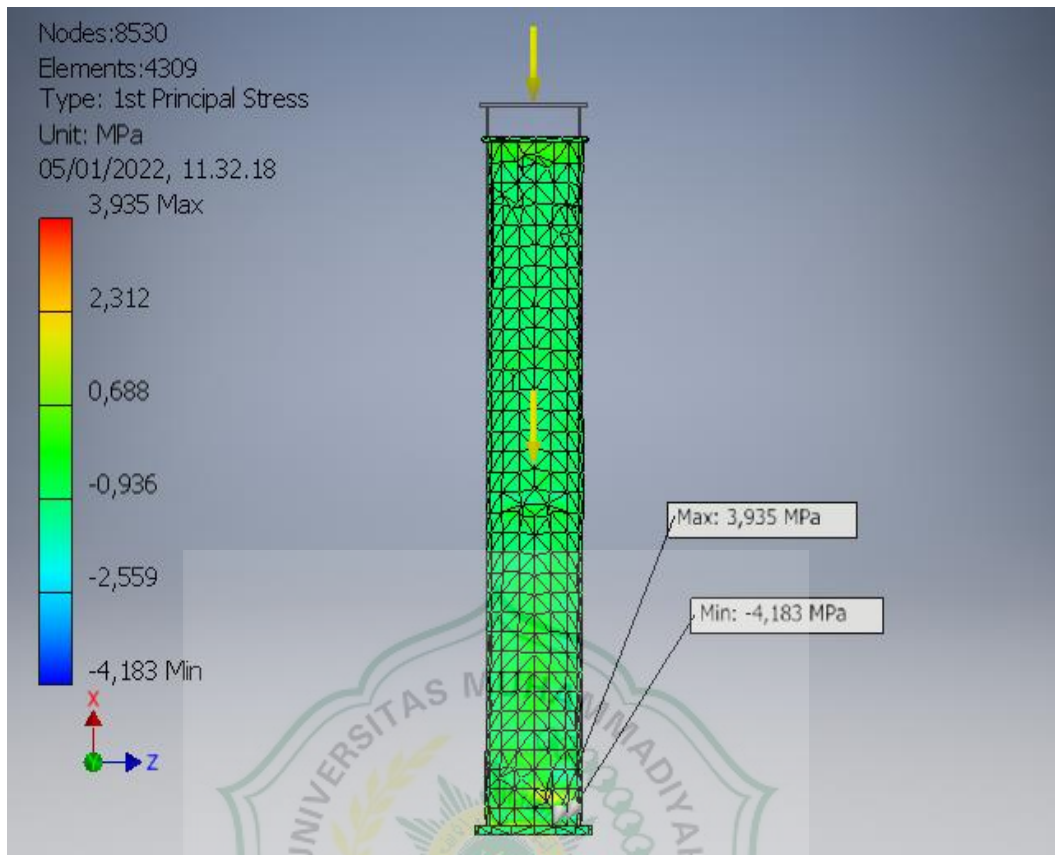
Name	Minimum	Maximum
Volume	1032700 mm <sup>3</sup>	
Mass	8,1067 kg	
Von Mises Stress	0,00952446 MPa	28,76 MPa
1st Principal Stress	-4,18286 MPa	3,93515 MPa
3rd Principal Stress	-31,2317 MPa	0,663344 MPa
Displacement	0,00000171405 mm	0,0439818 mm
Safety Factor	7,19751 ul	15 ul
Stress XX	-31,1577 MPa	3,5449 MPa
Stress XY	-7,11672 MPa	4,59564 MPa
Stress XZ	-4,0527 MPa	6,24694 MPa
Stress YY	-6,70569 MPa	2,34287 MPa
Stress YZ	-3,22672 MPa	3,07207 MPa
Stress ZZ	-7,98344 MPa	2,71279 MPa
X Displacement	-0,0432361 mm	0,00000542127 mm
Y Displacement	-0,00787142 mm	0,00230553 mm
Z Displacement	-0,00186793 mm	0,00293093 mm
Equivalent Strain	0,0000000425198 ul	0,000121977 ul
1st Principal Strain	-0,000000216966 ul	0,0000557529 ul
3rd Principal Strain	-0,000137778 ul	-0,0000000389644 ul
Strain XX	-0,00013732 ul	0,0000154916 ul
Strain XY	-0,0000440559 ul	0,0000284492 ul
Strain XZ	-0,0000250882 ul	0,0000386716 ul
Strain YY	-0,00000922604 ul	0,0000500582 ul
Strain YZ	-0,0000199749 ul	0,0000190176 ul
Strain ZZ	-0,00000772629 ul	0,0000427346 ul

## ☐Figures

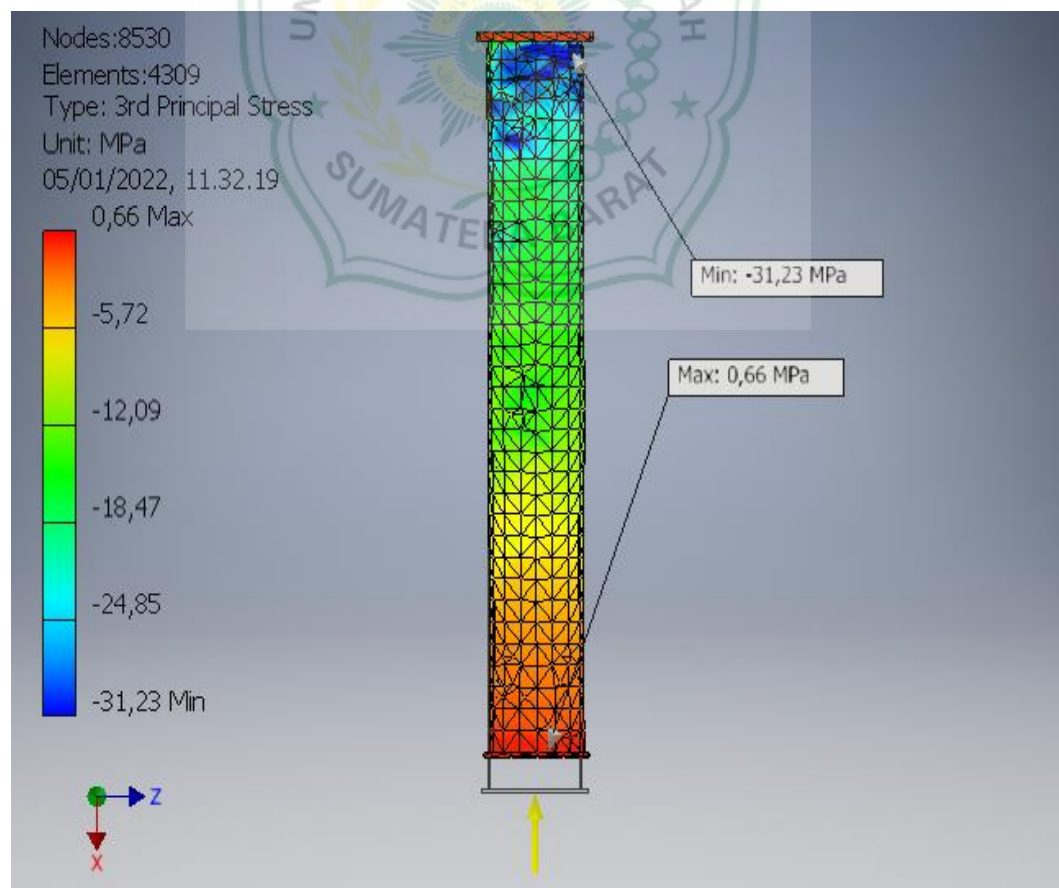
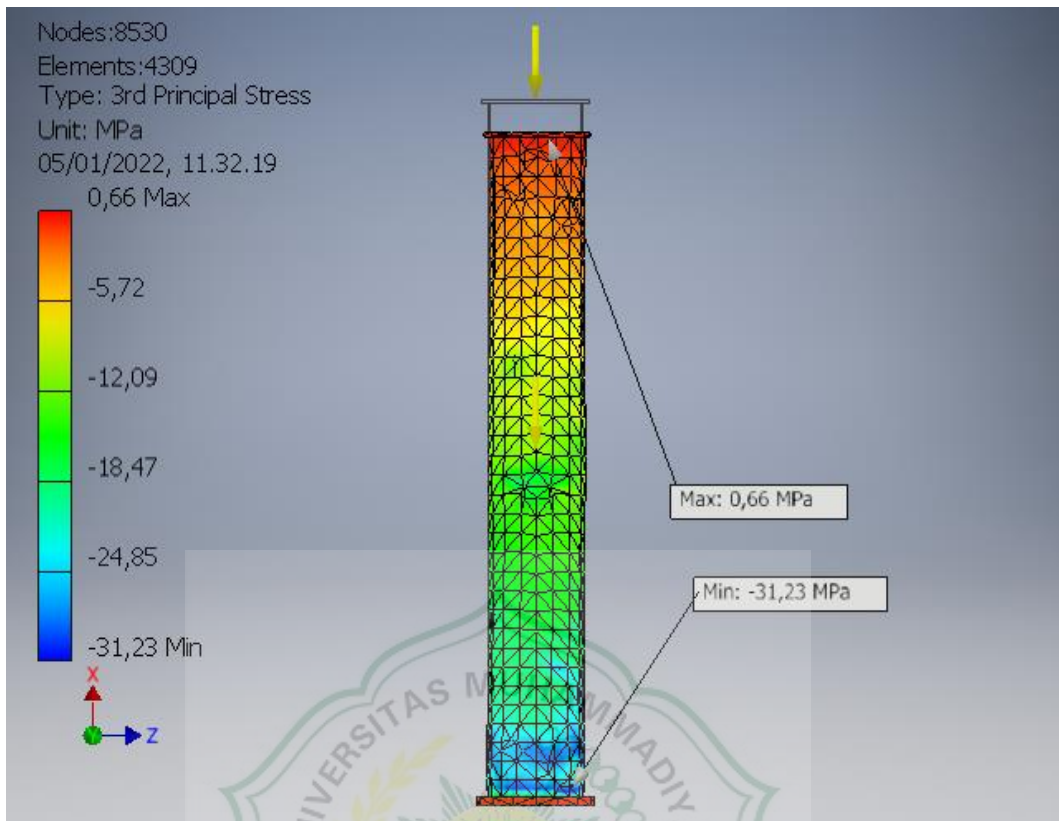
## Von Mises Stress



## 1st Principal Stress

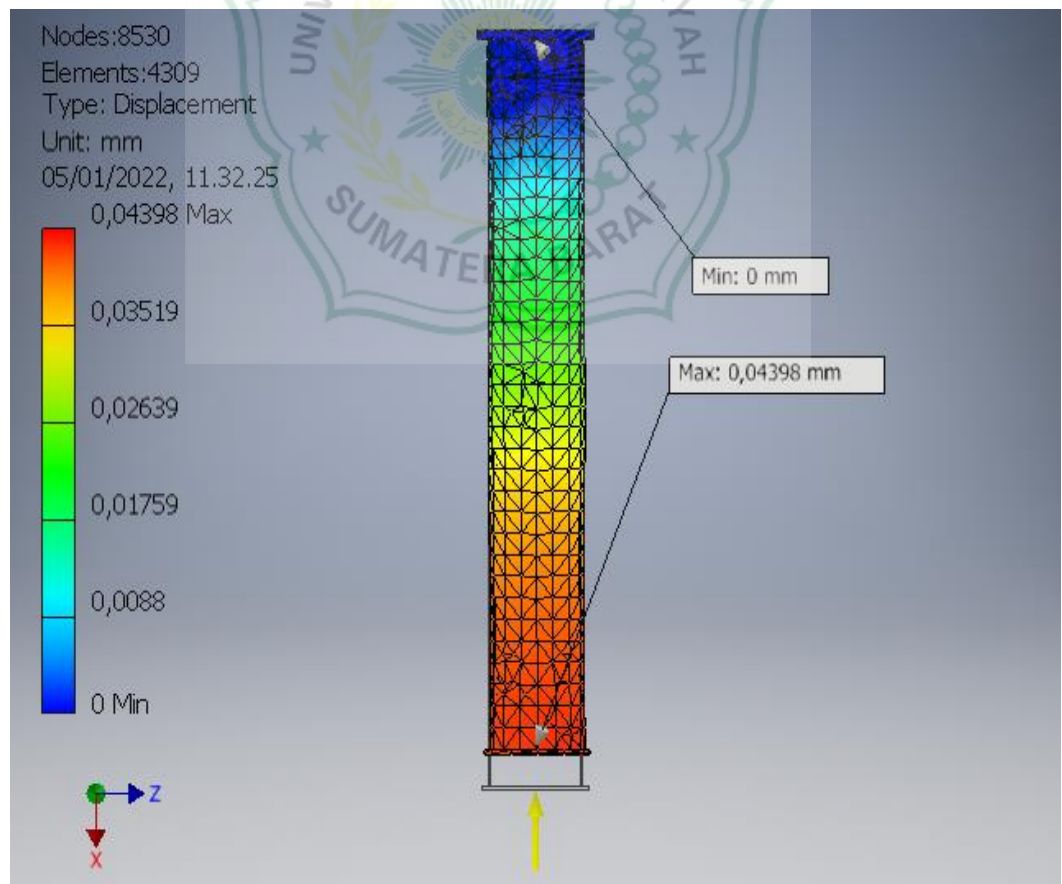
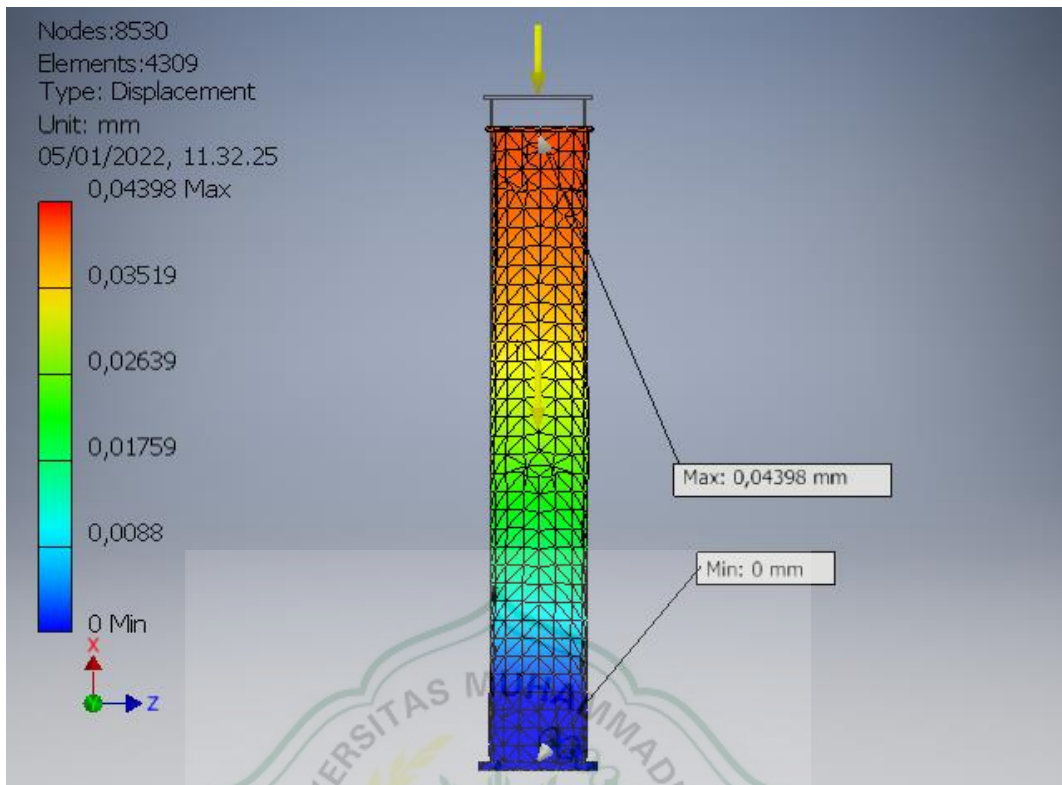


### 3rd Principal Stress





## Displacement



### Safety Factor

