

**ANALISIS DAN OPTIMASI DESAIN *UNDERFRAME*  
KERETA LANGSIR DI PT INKA (PERSERO)  
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat  
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Mesin**



**Disusun Oleh :**

**Nama : Muh Luqman Khakim**

**No. Mahasiswa : 18525077**

**NIRM : 2018050164**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
UNIVERSITAS ISLAM INDONESIA  
YOGYAKARTA**

**2022**

## PERNYATAAN KEASLIAN

*Bismillah*, saya menyatakan bahwa karya tulis ini merupakan hasil karya saya sendiri kecuali teori-teori dan metode-metode yang telah disebutkan sumbernya dan ditulis dengan jelas di daftar pustaka. Jika di kemudian hari terdapat bukti yang menyatakan ketidakbenaran pernyataan saya ini, maka saya bersedia menerima sanksi dan konsekuensi sesuai hukum yang berlaku di Universitas Islam Indonesia.

Madiun, 14 April 2022



Muh Luqman Khakim

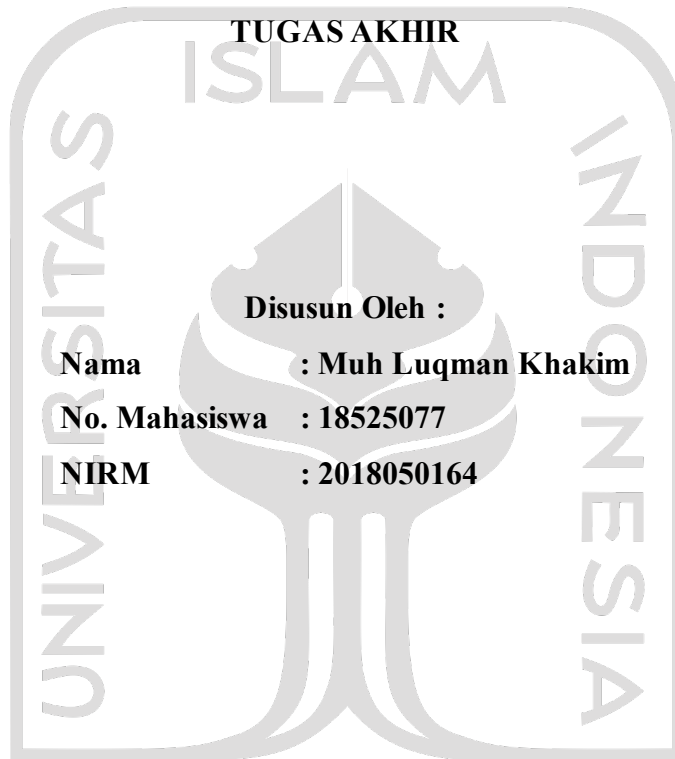
الجمهورية الإسلامية اندونيسية

**LEMBAR PENGESAHAN PIHAK INDUSTRI**

**ANALISIS DAN OPTIMASI DESAIN *UNDERFRAME*  
KERETA LANGSIR DI PT INKA (PERSERO)  
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**TUGAS AKHIR**

ISLAM



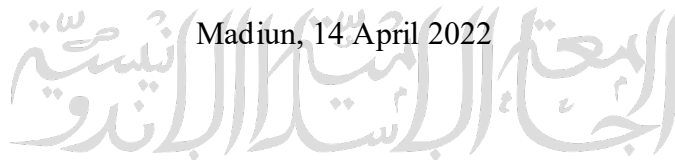
**Disusun Oleh :**

**Nama : Muh Luqman Khakim**

**No. Mahasiswa : 18525077**

**NIRM : 2018050164**

Madiun, 14 April 2022



Pembimbing Industri,

Manajer *System Engineering*,

Hedi Purnomo S.T.

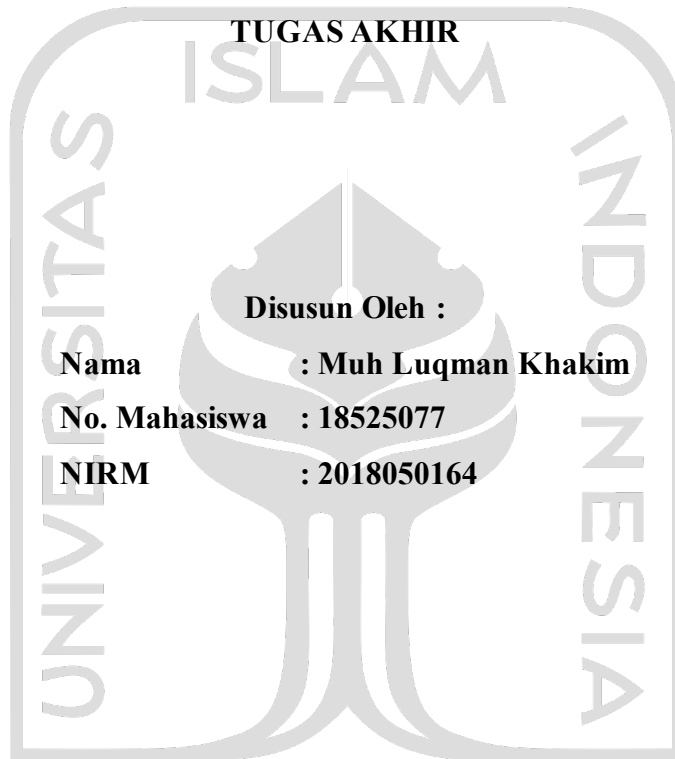
Rudy Indrawan

**LEMBAR PENGESAHAN DOSEN PEMBIMBING**

**ANALISIS DAN OPTIMASI DESAIN *UNDERFRAME*  
KERETA LANGSIR DI PT INKA (PERSERO)  
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**TUGAS AKHIR**

ISLAM



**Disusun Oleh :**

**Nama : Muh Luqman Khakim**

**No. Mahasiswa : 18525077**

**NIRM : 2018050164**

Yogyakarta, 14 April 2022



Pembimbing,

A handwritten signature in black ink, belonging to Irfan Aditya Dharma, is placed below the title 'Pembimbing,'.

Irfan Aditya Dharma, S.T., M.Eng., Ph.D.

**LEMBAR PENGESAHAN DOSEN PENGUJI**

**ANALISIS DAN OPTIMASI DESAIN *UNDERFRAME*  
KERETA LANGSIR DI PT INKA (PERSERO)  
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**TUGAS AKHIR**

**Disusun Oleh :**

**Nama : Muh Luqman Khakim**

**No. Mahasiswa : 18525077**

**NIRM : 2018050164**

Tim Penguji

Irfan Aditya Dharma, S.T., M.Eng., Ph.D.

Ketua

Tanggal : 10/05/2022

Muhammad Ridlwan, S.T., M.T.

Anggota I

Tanggal : 10/05/2022

Arif Budi Wicaksono, S.T., M.Eng.

Anggota II

Tanggal : 27 April 2022

Mengetahui

Ketua Jurusan Teknik Mesin



Dr. Eng. Ir. Risdiyono, S.T., M.Eng., IPM

## HALAMAN PERSEMBAHAN

*Tulisan ini aku persembahkan untuk:*

*Ibuk Djuliyah*

*Ibu, Pengayom, Madrasah pertama.*

*Bapak Sugianto*

*Bapak, Pendidik, Panutan, Penasihat, Pro Engineer.*

*Luhur Danang Purbowo S.H.*

*Mas, Penasihat, Pembela.*

*Rumia Octavia, S.SI., M. Mat.*

*Guru, Pengasih, dan Penyayang.*

الجمعة الاستاذة الاندوية

## HALAMAN MOTTO

*Langgêng, tanpo susah, tanpo sênêng.*

*Antêng-Manthêng, Sugêng Jênêng.*

(Drs. Raden Mas Panji Sosrokartono)

لِّلَّذِينَ نَأْسُوا مَحَلِّي مَا فَاتَهُمُ وَاللَّيْلَةَ حَمُولًا بِمَا أَقْسَمُوا

وَاللَّهُ لِلَّذِينَ يُحِبُّ كُلَّ مُخْتَالٍ فَخُورٍ

(الحج: 23)

الْبَعْثِ الْأَمِّيَّةِ الْأَنْدَلُسِيَّةِ

## KATA PENGANTAR DAN UCAPAN TERIMA KASIH

*Abda'u bismillahi-l-ladzi lahu-l-asmaau-l-husnaa,,*

*Alhamdulillah sahhalah wa yassara wa laa yu'assira,,*

Segala puji ke hadirat Allah 'azza wa jalla tsanaauhu yang telah melimpahkan nikmatnya dan memudahkan jalan penulis untuk menyusun laporan tugas akhir yang berjudul "ANALISIS DAN OPTIMASI DESAIN UNDERFRAME KERETA LANGSIR DI PT INKA (PERSERO) MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA" pada waktu yang tepat. Penulisan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu rentetan dari agenda tugas akhir Program Studi Teknik Mesin Universitas Islam Indonesia.

Penulisan laporan tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Maka dari itu, izinkan penulis untuk mengucapkan terimakasih kepada:

1. Allah 'azza wa jalla tsanaauhu yang telah memudahkan penulis dalam mencari topik tugas akhir, melaksanakan tugas akhir, serta menulis laporan tugas akhir ini.
2. Bapak dan Ibu, yang telah memfasilitasi penulis baik dari segi materi, doa, dan dukungan kepada penulis untuk melaksanakan studi di program studi Teknik Mesin sehingga sampai ke tahap tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Eng. Risdiyono, S.T., M.Eng., selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Islam Indonesia yang telah mengizinkan dan menyetujui penulis mengikuti Program Magang Mahasiswa Bersertifikat di PT INKA (Persero) yang diselenggarakan oleh FHCI BUMN sehingga bisa melakukan tugas akhir di industri.
4. Bapak Irfan Aditya Dharma, S.T., M.Eng., Ph.D., selaku Dosen Pembimbing yang telah memberi bimbingan, saran, dan masukan kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan laporan tugas akhir di PT INKA (Persero).
5. Segenap dosen Teknik Mesin Universitas Islam Indonesia yang telah memberikan ilmunya kepada penulis.



6. Bapak Rudy Indrawan, S.T. selaku Manajer Departemen sistem Engineering yang telah berkenan memberikan izin untuk melaksanakan tugas akhir di Departemen Sistem Engineering PT INKA (Persero).
7. Bapak Hedi Purnomo, S.T. selaku pembimbing lapangan telah membimbing penulis selama tugas akhir dengan penuh kesabaran dan perhatian.
8. Segenap karyawan Divisi Teknologi PT INKA (Persero) yang telah membantu penulis selama pelaksanaan tugas akhir dengan berbagi pengalaman dan pengetahuan.
9. Adirahman Ramadhan, sebagai teman, partner, sekaligus guru yang telah mengajari saya dari yang semula tidak bisa apa-apa menjadi seorang yang bisa berdikari di dalam dunia teknik mesin ini. Agrillia Kandinata, sebagai teman dan partner belajar, diskusi, dan kerja cepat dari awal masuk kuliah teknik mesin UII. Dan semua teman-teman yang lain yang belum sempat saya sebut namanya satu per satu.
10. Semua pihak yang turut membantu penulis dalam melaksanakan tugas akhir dan menyelesaikan laporan tugas akhir, yang belum sempat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penulisan laporan tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan karena kurangnya kemampuan penulis. Maka dari itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun sebagai evaluasi untuk penulisan laporan tugas akhir maupun karya tulis lain selanjutnya. Semoga, laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca.

Madiun, 14 April 2022

Penulis

## ABSTRAK

Kereta langsir adalah sarana perkeretaapian yang memiliki penggerak sendiri, yang bergerak dan digunakan untuk menarik dan atau mendorong kereta, gerbong dan/atau peralatan khusus. *Underframe* merupakan salah satu bagian yang penting dalam kereta api karena berperan sebagai pondasi yang akan menopang beban-beban yang ada di atasnya. Maka dari itu, struktur *underframe* kereta diharuskan memenuhi syarat tertentu agar kuat menopang beban-beban yang diterima. Standar yang dipakai untuk *underframe* kereta langsir ini adalah Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: KM. 44 Tahun 2010 Tentang Standar Spesifikasi Teknis Peralatan Khusus. Analisis tegangan struktur pada penelitian ini menggunakan metode elemen hingga dengan bantuan perangkat lunak Ansys Mechanical APDL. *Existing design* yang dianalisis ternyata belum sesuai standar yang disyaratkan sehingga perlu dilakukan optimasi pada desain tersebut. Optimasi dilakukan dengan mengubah geometri, menebalkan pelat, hingga menambahkan konstruksi baru untuk memperkuat struktur. *Optimized Design* juga dianalisis untuk memverifikasi bahwa desain tersebut sudah memenuhi standar. Hasil dari analisis tersebut menyatakan bahwa *Optimized Design* telah memenuhi standar yang disyaratkan.

Kata kunci: Metode Elemen Hingga, *Underframe* Kereta, Analisis Tegangan, Optimasi Desain, Kereta Langsir

## ABSTRACT

*The shunting locomotive is a rollingstock used for maneuvering other rollingstock. The underframe is one important part of railway construction for its role as a basis to support all of the loads above it. Therefore, railway underframe has to fulfill a certain regulation to be strong enough to support all distributed loads. The standard that used for shunting locomotive underframe is “Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: KM. 44 Tahun 2010 Tentang Standar Spesifikasi Teknis Peralatan Khusus”. Structural stress analysis in this research uses the finite element method with the help of Ansys Mechanical APDL Software. The Existing Design that was analyzed did not fulfil the regulated standard, so it needs to be optimized. Optimization was done by changing geometry, thickening the plate, and adding new construction to strengthen the structure. The Optimized Design was also analyzed to verify that the design has fulfilled the regulated standard. The analysis result declare that the Optimized Design has fulfilled the regulated standard.*

*Keywords: Finite Element Method, Railway Underframe, Structural Stress Analysis, Design Optimization, Shunting Locomotive*

## DAFTAR ISI

Halaman Judul .....	i
Pernyataan Keaslian.....	ii
Lembar Pengesahan Pihak Industri .....	iii
Lembar Pengesahan Dosen Pembimbing .....	iv
Lembar Pengesahan Dosen Penguji.....	v
Halaman Persembahan.....	vi
Halaman Motto.....	vii
Kata Pengantar dan Ucapan Terima Kasih .....	viii
Abstrak.....	x
Daftar Isi.....	xi
Daftar Tabel.....	xiii
Daftar Gambar .....	xiv
Daftar Notasi.....	xvi
Bab 1 Pendahuluan.....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian dan Perancangan .....	3
1.5 Manfaat Penelitian dan Perancangan.....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3
Bab 2 Tinjauan Pustaka .....	4
2.1 Kajian Pustaka.....	4
2.2 Dasar Teori.....	6
2.2.1 Kereta Langsir / <i>Shunting Locomotive</i> .....	6
2.2.2 <i>Underframe</i> (Rangka Dasar) Kereta Api.....	6
2.2.3 Standar Spesifikasi Teknis Rangka Dasar Peralatan Khusus .....	7
2.2.4 Beban .....	9
2.2.5 Konsep Tegangan dan Regangan.....	10
2.2.6 Faktor Keamanan dan Tegangan Izin .....	15
2.2.7 Teori Kegagalan Struktur .....	16

2.2.8	<i>Finite Element Method (FEM)</i> .....	18
2.2.9	Ansys Mechanical APDL .....	19
2.2.10	<i>Sparse Direct Solver</i> .....	19
Bab 3	Metode Penelitian.....	21
3.1	Alur Penelitian .....	21
3.2	Perangkat Lunak .....	23
3.3	<i>Finite Element Analysis (FEA)</i> .....	23
3.3.1	<i>Preparation</i> .....	25
3.3.2	<i>Solution</i> .....	29
3.3.3	<i>Post</i> .....	31
Bab 4	Hasil dan Pembahasan.....	32
4.1	Hasil Pengujian .....	32
4.1.1	Pembebanan Kompresi .....	32
4.1.2	Pembebanan Vertikal.....	33
4.1.3	Pembebanan Kombinasi (Kompresi dan Vertikal).....	34
4.2	Hasil Perancangan.....	37
4.2.1	Model.....	40
4.2.2	Simulasi .....	45
4.3	Analisis dan Pembahasan.....	49
4.3.1	Simulasi .....	49
4.3.2	Optimasi.....	49
4.3.3	Hasil Simulasi dan Optimasi .....	50
Bab 5	Penutup.....	56
5.1	Kesimpulan .....	56
5.2	Saran atau Penelitian Selanjutnya .....	56
Daftar Pustaka	.....	57

## DAFTAR TABEL

Tabel 3-1 Satuan Standar.....	25
Tabel 3-2 Material Properti .....	27
Tabel 4-1 Tabel Hasil Pengujian <i>Existing Design</i> .....	36
Tabel 4-2 Tabel Hasil Pengujian <i>Optimized Design</i> .....	48
Tabel 4-3 Tabel Perbandingan Hasil Pengujian <i>Existing Design</i> dan <i>Optimized Design</i> .....	55



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2-1 Kereta Langsir .....	6
Gambar 2-2 <i>Underframe</i> Kereta Langsir KCI.....	7
Gambar 2-3 Beban Terpusat .....	9
Gambar 2-4 Beban Merata.....	10
Gambar 2-5 Tegangan Normal .....	10
Gambar 2-6 Tegangan Tarik.....	11
Gambar 2-7 Tegangan Tekan .....	11
Gambar 2-8 Tegangan Geser .....	12
Gambar 2-9 Tegangan Normal dan Tegangan Geser .....	12
Gambar 2-11 Ilustrasi Sebuah <i>Body</i> yang dilewati <i>Cutting Plane</i> .....	13
Gambar 2-12 Gaya dan Momen yang Bekerja di Titik P pada Permukaan Elemen $\Delta S$ .....	13
Gambar 2-13 Komponen Tegangan Kartesian .....	14
Gambar 2-14 Tegangan-tegangan Utama.....	17
Gambar 3- 1 Diagram Alir Penelitian.....	21
Gambar 3-2 Diagram Alir <i>Finite Element Analysis</i> .....	22
Gambar 3-3 <i>User Interface</i> Ansys Mechanical APDL.....	23
Gambar 3-4 <i>User Interface Explanation</i> .....	23
Gambar 3-5 <i>Underframe Existing Design</i> .....	24
Gambar 3-6 <i>Design for Analysis</i> .....	26
Gambar 3-7 Pelat dan Elemen Bantu Penerus Gaya .....	26
Gambar 3-9 <i>Mesh Dependency</i> .....	28
Gambar 3-8 Model Setelah <i>Meshing</i> .....	28
Gambar 3-10 Ilustrasi Kondisi Batas.....	29
Gambar 3-11 Ilustrasi Pembebanan Kompresi .....	30
Gambar 3-12 Ilustrasi Pembebanan Vertikal.....	30
Gambar 3-13 Ilustrasi Pembebanan Kombinasi .....	31
Gambar 3-14 Pesan yang Menampilkan Bahwa <i>Solution</i> Telah Selesai.....	31
Gambar 4-1 Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kompresi (MPa) .....	32
Gambar 4-2 Defleksi Akibat Pembebanan Kompresi (mm).....	33

Gambar 4-3 Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Vertikal (MPa) .....	33
Gambar 4-4 Defleksi Akibat Pembebanan Vertikal (mm) .....	34
Gambar 4-5 Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kombinasi (MPa).....	34
Gambar 4-6 Defleksi Akibat Pembebanan Kombinasi (mm).....	35
Gambar 4-7 Plot Distribusi Tegangan pada <i>Existing Design</i> Yang Dibatasi Tegangan Yang Diizinkan .....	37
Gambar 4-8 Perbandingan <i>Existing Design</i> dan <i>Optimized Design</i> (Tampak Atas) .....	38
Gambar 4-9 Perbandingan <i>Existing Design</i> dan <i>Optimized Design</i> (Tampak Isometrik).....	39
Gambar 4-10 Hasil Optimasi pada <i>Center Sill</i> .....	40
Gambar 4-11 Hasil Optimasi pada Bagian Bawah <i>Center Sill</i> .....	41
Gambar 4-12 Hasil Optimasi pada <i>Front Frame</i> .....	42
Gambar 4-13 Hasil Optimasi pada <i>Side Sill</i> .....	43
Gambar 4-14 Hasil Optimasi pada <i>Main Cross Beam</i> .....	44
Gambar 4-15 Tegangan von Mises pada Pembebanan Kompresi (MPa).....	45
Gambar 4-16 Defleksi pada Pembebanan Kompresi (mm).....	45
Gambar 4-17 Tegangan von Mises pada Pembebanan Vertikal (MPa) .....	46
Gambar 4-18 Defleksi pada Pembebanan Vertikal (mm).....	46
Gambar 4-19 Tegangan von Mises pada Pembebanan Kombinasi (MPa) .....	47
Gambar 4-20 Defleksi pada Pembebanan Kombinasi (mm) .....	47
Gambar 4-21 Perbandingan Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kompresi pada <i>Existing Design</i> dan <i>Optimized Design</i> (MPa).....	51
Gambar 4-22 Perbandingan Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Vertikal pada <i>Existing Design</i> dan <i>Optimized Design</i> (MPa).....	52
Gambar 4-23 Perbandingan Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kombinasi pada <i>Existing Design</i> dan <i>Optimized Design</i> (MPa).....	53

## DAFTAR NOTASI

$\sigma$	= Tegangan
$\boldsymbol{\sigma}$	= Tensor tegangan
$\sigma_t$	= Tegangan tarik
$\sigma_c$	= Tegangan tekan
$\sigma_{maks}$	= Tegangan maksimum
$\sigma_{izin}$	= Tegangan yang diizinkan
$\tau$	= Tegangan geser
$\boldsymbol{\tau}$	= Tensor tegangan geser
$\tau_{maks}$	= Tegangan geser maksimum
$\varepsilon$	= Regangan
$\delta$	= Perubahan panjang
$l_0$	= Panjang awal
$b$	= <i>Body Force</i>
$P$	= Gaya atau beban
$P_c$	= Beban kompresi
$P_v$	= Beban vertikal
$S_y$	= Kekuatan luluh
$S_u$	= Kekuatan ultimat
$S_{ut}$	= Kekuatan ultimat terhadap tarikan
$S_{uc}$	= Kekuatan ultimat terhadap tekanan
$n$	= Faktor keamanan
[K]	= Matriks kekakuan
F	= Gaya
$\mathbf{d}$	= Tensor <i>Displacement</i> / Perpindahan



# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

PT Industri Kereta Api (Persero) sebagai perusahaan manufaktur sarana perkeretaapian telah memproduksi beberapa jenis produk perkeretaapian. Salah satu produk dari PT INKA adalah Kereta langsir (*Shunting Locomotive*). Kereta langsir adalah sarana perkeretaapian yang memiliki penggerak sendiri, yang bergerak dan digunakan untuk menarik dan atau mendorong kereta, gerbong, dan/atau peralatan khusus.

Setiap produk perkeretaapian yang diproduksi harus memenuhi standar yang disyaratkan oleh asosiasi standar internasional maupun standar nasional, dan juga peraturan Menteri. Standar ini mengatur setiap komponen yang ada pada produk perkeretaapian seperti kekuatan rangka, *carbody*, performa pengereman, dan lain sebagainya.

Bagian yang penting dalam konstruksi kereta api adalah *underframe*. *Underframe* berperan sebagai pondasi yang akan menopang kerangka dan bagian-bagian lain di atasnya. Oleh karena itu, *underframe* dari kereta disyaratkan memenuhi standar tertentu sehingga kuat menopang beban-beban yang ada. Standar yang dipakai untuk *underframe* kereta langsir ini adalah Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: KM. 44 Tahun 2010 Tentang Standar Spesifikasi Teknis Peralatan Khusus.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui kekuatan dari struktur *underframe* kereta langsir apakah sudah memenuhi standar yang disyaratkan atau belum. Tegangan maksimum yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  untuk struktur kereta langsir adalah 75% dari kekuatan luluh material  $S_y$  yang digunakan. Jika belum memenuhi standar yang disyaratkan, maka akan dilakukan optimasi desain sampai standar yang disyaratkan terpenuhi. Optimasi dilakukan dengan menebalkan pelat, mengubah geometri, hingga menambahkan geometri baru. Hasil dari analisis dan optimasi desain ini nantinya akan diserahkan kepada departemen desain PT INKA

(Persero) sebagai pertimbangan dan/atau referensi untuk meredesain *underframe* tersebut.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana hasil *Finite Element Analysis* dari desain *Underframe* Kereta langsir? Apakah Standar spesifikasi telah terpenuhi?
2. Bagaimana mengoptimasi *Existing Design* sehingga memenuhi persyaratan standar spesifikasi yang telah ditetapkan oleh Menteri Perhubungan Nomor KM 44 Tahun 2010?

## 1.3 Batasan Masalah

Setelah dipaparkan rumusan masalah, maka perlu dipaparkan batasan masalah pada penelitian ini. Beberapa batasan masalah tersebut adalah:

1. Analisis dan Optimasi Desain pada penelitian ini menggunakan perangkat lunak Ansys Mechanical APDL.
2. Penelitian ini dilakukan untuk Unit Teknologi Departemen Engineering PT INKA (Persero).
3. Objek Penelitian ini adalah Desain *Underframe* Kereta Langsir KCI (Kereta Commuter Indonesia).
4. *Existing Design* dikerjakan oleh Unit Teknologi Departemen Desain PT INKA (Persero).
5. Simulasi pengujian menggunakan material linear.
6. Pembebanan yang dilakukan adalah pembebanan statis vertikal dan kompresi (longitudinal) dengan nilai pembebanan sesuai dengan Peraturan Menteri Perhubungan Nomor KM 44 2010.
7. Beban vertikal diasumsikan merata.
8. Luaran dari analisis adalah distribusi tegangan dan defleksi vertikal.
9. Luaran dari optimasi desain adalah konsep desain (bukan *Design for Manufacturing*).

## 1.4 Tujuan Penelitian dan Perancangan

Adapun Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui hasil *Finite Element Analysis* dari desain *Underframe* Kereta langsir apakah telah memenuhi standar spesifikasi.
2. Mengoptimasi *Existing Design* sehingga memenuhi persyaratan standar spesifikasi yang telah ditetapkan oleh pemerintah.

## 1.5 Manfaat Penelitian dan Perancangan

Manfaat dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan desain *underframe* yang sesuai dengan spesifikasi yang telah disyaratkan oleh peraturan Menteri Perhubungan Nomor KM 44 Tahun 2010.

## 1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan Laporan Tugas Akhir ini akan dibagi menjadi 5 bab:

1. Bab 1 berisikan latar belakang masalah, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian & perancangan, manfaat penelitian & perancangan, dan sistematika penulisan.
2. Bab 2 berisikan kajian pustaka dan teori-teori yang melandasi penelitian ini serta standar-standar yang mendasari perancangan ini.
3. Bab 3 berisikan alur penelitian, perangkat lunak yang digunakan, dan tahapan-tahapan proses *Finite Element Analysis*.
4. Bab 4 berisikan hasil yang sudah diperoleh dari *Finite Element Analysis*, hasil dari optimasi desain, dan pembahasan dari hasil-hasil tersebut.
5. Bab 5 berisikan kesimpulan dari hasil penelitian serta saran untuk perbaikan desain.

## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Kajian Pustaka

Metode elemen hingga sudah cukup banyak digunakan dalam analisis kekuatan struktur. Metode ini cukup terpercaya untuk diandalkan dan terbukti banyak berhasil. Penulis mengkaji beberapa penelitian yang menggunakan metode elemen hingga khususnya pada analisis kekuatan struktur produk perkeretaapian. Satrijo & Prahasto (2007), dalam penelitiannya menggunakan metode elemen hingga untuk menganalisis kekuatan *underframe* kereta barang. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa struktur kereta barang PPCW mampu menahan beban yang diberikan. Hal ini ditunjukkan dengan nilai tegangan yang dihasilkan masih lebih kecil dari nilai kekuatan luluh material yang dipakai yaitu Baja Rol dengan kekuatan luluh  $320 \text{ N/mm}^2$ . Hasil simulasi juga menunjukkan bahwa tegangan terbesar berada pada struktur balok bagian samping. Penelitian ini juga memberikan catatan saran agar pendefinisian beban harus dilakukan dengan tepat agar mendapatkan hasil yang valid[1].

Sutikno (2011), juga menggunakan metode elemen hingga untuk menganalisis tegangan akibat pembebanan statis pada desain *carbody* TeC RAILBUS. Railbus merupakan produk kombinasi dari konstruksi kereta dan bis, dengan masa produksi lebih cepat dan biaya produksi lebih rendah. Hasil simulasi menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi tidak melebihi batas kekuatan material sehingga dapat disimpulkan bahwa desain konstruksi *carbody* TeC Railbus dianggap mampu menerima pembebanan yang akan diterima saat beroperasi[2].

Pada analisis kekuatan struktur *underframe* kereta akibat tabrakan, Budiwanto, dkk. (2016) juga menggunakan metode elemen hingga. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis kekuatan struktur *underframe* kereta akibat tabrakan, kemudian membandingkannya dengan bentuk *underframe* kereta akibat tabrakan yang pernah terjadi di Indonesia. Sehingga penelitian ini akan bermanfaat dalam merancang struktur *underframe* kereta yang baru atau memodifikasi struktur *underframe* kereta yang ada. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa struktur

*underframe* kereta mengalami bentuk kegagalan yang identik dengan bentuk kegagalan pada kereta yang mengalami tabrakan di Indonesia, yaitu di daerah kabin penumpang[3].

Metode elemen hingga juga pernah digunakan dalam penelitian yang bertujuan untuk mengetahui besar kekuatan struktur *underframe prototype* LRT (*Light Rail Transit*) dalam menerima beban yang sudah ditentukan. Penelitian ini mempunyai luaran nilai tegangan maksimum, defleksi maksimum, dan letak titik kritis. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa tegangan maksimum struktur *underframe prototype* LRT (*Light Rail Transit*) adalah 211,35 MPa. Kemudian untuk defleksi yang terjadi adalah sebesar 85,678 mm. Dan titik kritis berada pada sambungan antara penampang memanjang dan melintang bagian depan di atas tumpuan. Tegangan maksimum yang diizinkan adalah sebesar 69 MPa dan defleksi maksimum yang diizinkan adalah 17,79 mm. Karena tegangan maksimum dan defleksi maksimum yang terjadi melebihi tegangan dan defleksi yang diizinkan, maka dapat disimpulkan bahwa struktur *underframe* ini tidak aman[4].

Soesilo (2020), menganalisis tegangan yang timbul pada desain *carbody* lokomotif yang dirancangnya. Ia menggunakan metode elemen hingga dengan memberikan pembebanan yang sesuai dengan standar yang disyaratkan yaitu BS EN (British Standard), AAR (Association of American Railroad), dan JIS (Japanese Industrial Standard), serta Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor: PM 153 Tahun 2016 Tentang Standar Spesifikasi Teknis Lokomotif. Hasil analisis menunjukkan nilai tegangan von Mises maksimum yang terjadi adalah sebesar 180,072 MPa. Tegangan ini berada pada bagian ujung *underframe (end center sill)*. Tegangan maksimum yang terjadi tersebut masih di bawah tegangan maksimum yang diizinkan yaitu sebesar 325 MPa. Maka struktur *carbody* lokomotif dapat dikatakan aman dan mampu menahan beban operasionalnya[5].

## 2.2 Dasar Teori

### 2.2.1 Kereta Langsir / *Shunting Locomotive*

Kereta Langsir / *Shunting Locomotive* / Lokomotif Langsir adalah sarana perkeretaapian yang memiliki penggerak sendiri, yang bergerak dan digunakan untuk menarik dan/atau mendorong kereta, gerbong, dan atau peralatan khusus[6].

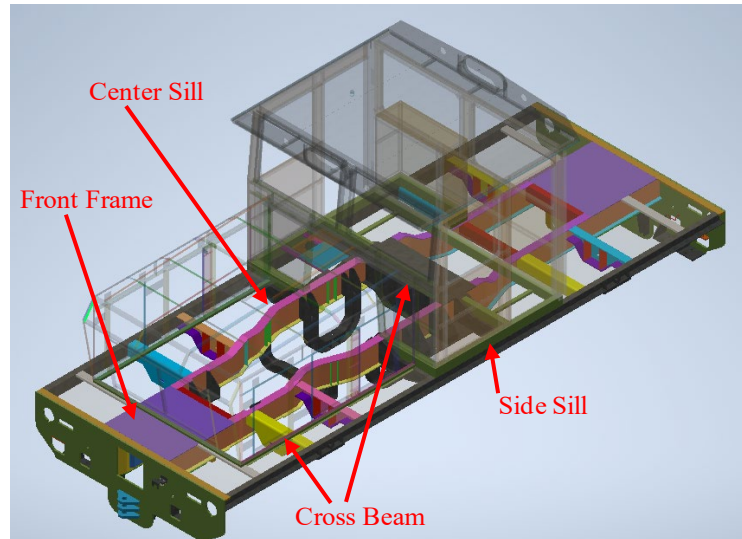


Gambar 2-1 Kereta Langsir  
(Sumber : Dokumen PT INKA)

Kereta langsir sendiri masuk ke dalam kategori Peralatan Khusus. Menurut PERATURAN MENTERI PERHUBUNGAN NOMOR: KM. 44 TAHUN 2010 Tentang STANDAR SPESIFIKASI TEKNIS PERALATAN KHUSUS, Peralatan khusus merupakan sarana perkeretaapian yang tidak digunakan untuk angkutan penumpang atau barang tetapi untuk keperluan khusus[7].

### 2.2.2 *Underframe* (Rangka Dasar) Kereta Api

*Underframe* (Rangka Dasar) adalah struktur yang dirancang sebagai konstruksi dasar kereta api. *Underframe* merupakan bagian yang penting dalam konstruksi kereta api karena berperan sebagai fondasi yang akan menopang kerangka dan bagian-bagian lain di atasnya. *Underframe* ini nantinya akan bertumpu pada rangkaian roda yang sering disebut *bogie*. Oleh karena itu, *underframe* dari kereta disyaratkan memenuhi standar tertentu sehingga kuat menopang beban-beban yang ada.



Gambar 2-2 *Underframe* Kereta Langsir KCI  
(Sumber : Dokumen PT INKA)

Beberapa bagian inti dari *Underframe* kereta api adalah sebagai berikut:

1. *Center Sill*  
*Center sill* adalah balok (*beam*) utama yang terletak di tengah struktur. Bagian ini menjadi bagian utama yang menahan beban struktur.
2. *Side Sill*  
*Side sill* adalah balok (*beam*) yang terletak di sisi samping *underframe*.
3. *Cross Beam*  
*Cross beam* adalah balok (*beam*) yang terletak melintang. Biasanya ada 1 *cross beam* utama (*main cross beam*) yang cukup besar dan terletak di tengah *underframe*. Dan ada juga *cross beam* lain yang terhubung dari *side sill* ke *center sill* atau dari *side sill* satu ke *side sill* lainnya. *Cross beam* ini digunakan untuk memperkuat struktur *underframe*.
4. *Front Frame*  
*Front Frame* dapat dikatakan sebagai rangkaian struktur yang berada ujung *underframe*.

### 2.2.3 Standar Spesifikasi Teknis Rangka Dasar Peralatan Khusus

Standar yang diacu untuk *underframe* kereta langsir adalah Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: KM. 44 Tahun 2010 Tentang Standar Spesifikasi Teknis Peralatan Khusus. Rangka dasar dirancang sebagai konstruksi baja rakitan

las, terbuat dari baja karbon atau material lain yang mempunyai kekuatan dan kekakuan yang tinggi terhadap pembebanan tanpa terjadi deformasi tetap dan dilengkapi dengan konstruksi tahan benturan[7].

Rangka dasar dari peralatan khusus tersebut harus memenuhi persyaratan sebagai berikut[7]:

1. Terbuat dari baja karbon atau material lain dengan kekuatan tarik  $S_u$  minimum  $41 \text{ kg/mm}^2$  atau sebanding dengan 402 MPa.
2. Mampu menahan beban, getaran, dan guncangan sebesar berat peralatan khusus.
3. Tahan terhadap korosi.
4. Konstruksi menyatu (*monocoque* atau *semi monocoque*) atau tidak menyatu dengan badan kereta.

Kemudian dari PT INKA ada tambahan untuk spesifikasi teknis lokomotif langsir[6]:

5. Mampu menahan beban *buckling* (tekukan) sesuai kondisi operasional.
6. Mampu menahan beban impak akibat tumbukan (*crashworthiness*).

Pembebanan rangka dasar dari peralatan khusus tersebut meliputi[7]:

1. Beban kompresi  $P_c$  longitudinal pada alat perangkai minimum sebesar 100 ton, merupakan beban statis yang dikenakan pada peralatan perangkai, diperhitungkan bersama atau tanpa beban vertikal;
2. Beban vertikal  $P_v$  diperhitungkan berdasarkan formula sebagai berikut:

$$P_v = k \times P \quad (2.1)$$

$P_v$  = beban vertikal (ton)

$k$  = Koefisien dinamis dengan nilai 1,3

$P$  = berat yang diterima oleh rangka dasar (ton)

3. Tegangan maksimum yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  pada titik kritis konstruksi rangka dasar, baik untuk tegangan tarik maksimum  $\sigma_{maks}$  maupun tegangan geser maksimum  $\tau_{maks}$  adalah sebesar 75% dari kekuatan mulur bahan atau *Yield Strength*  $S_y$ .



## 2.2.4 Beban

Beban adalah segala gaya eksternal yang mengenai suatu benda. Beberapa tipe dari beban yang penting untuk ditinjau antara lain[8]:

1. Beban mati atau beban *steady*

Yang disebut beban mati atau beban *steady* adalah beban yang tidak berubah ukuran dan arahnya.

2. Beban hidup atau beban variabel

Beban hidup atau beban variabel adalah beban yang berubah terus menerus.

3. Beban tiba-tiba atau beban kejut

Disebut beban tiba-tiba atau beban kejut adalah ketika beban tersebut tiba-tiba diterapkan dan tiba-tiba dihilangkan.

4. Beban *impact*

Beban *impact* adalah beban yang diterapkan dengan beberapa kecepatan awal.

Menurut sistem kerjanya, beban dibagi menjadi 2 jenis yaitu:

1. Beban Statis

Beban yang besarnya konstan dan tidak dipengaruhi oleh waktu.

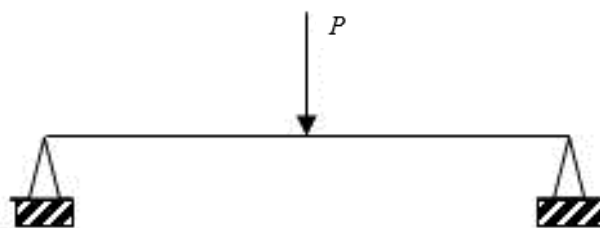
2. Beban Dinamis

Beban yang besarnya tidak tetap dan dipengaruhi oleh waktu.

Berdasarkan pendistribusiannya, beban juga dibagi menjadi 2 jenis yaitu[9]:

1. Beban Terpusat

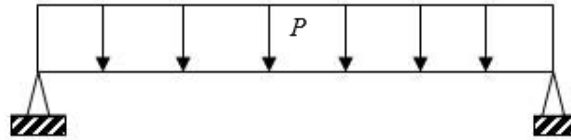
Beban terpusat adalah beban yang didistribusikan secara terpusat ke area yang relatif kecil dari suatu benda. Biasanya area ini diasumsikan menjadi satu titik untuk mempermudah perhitungan.



Gambar 2-3 Beban Terpusat[9]

## 2. Beban Merata

Beban merata adalah beban yang didistribusikan secara merata pada seluruh area pada suatu benda.



Gambar 2-4 Beban Merata[9]

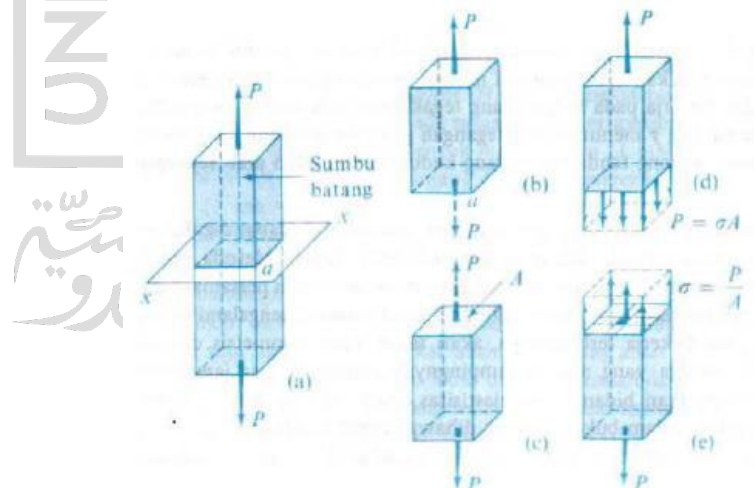
### 2.2.5 Konsep Tegangan dan Regangan

#### 1. Tegangan

Ketika beberapa gaya eksternal atau beban mengenai sebuah benda, terdapat gaya internal yang beragam di setiap potongan dari benda tersebut yang menahan gaya eksternal yang terjadi. Gaya internal per satuan luas di setiap potongan dari benda tersebut disebut dengan Tegangan[8].

##### a. Tegangan Normal

Tegangan normal adalah Intensitas gaya yang bekerja secara tegak lurus atau normal pada permukaan benda yang terkena beban atau gaya eksternal[10].



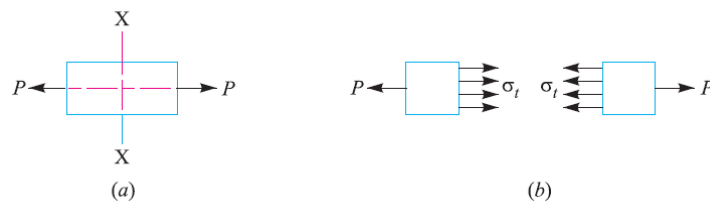
Gambar 2-5 Tegangan Normal[10]

Biasanya dilambangkan dengan simbol Yunani sigma ( $\sigma$ ).

Tegangan Normal dibagi menjadi 2 jenis, yakni[8]:

- Tegangan Tarik (*Tensile Stress*)  $\sigma_t$

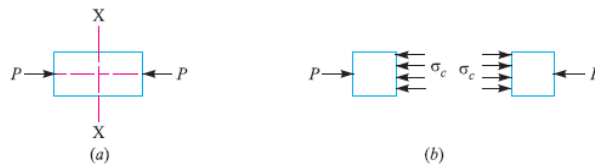
Tegangan normal yang menghasilkan tarikan pada permukaan sebuah potongan sering disebut tegangan tarik (*tensile stress*)[8].



Gambar 2-6 Tegangan Tarik[8]

- Tegangan Tekan (*Compressive Stress*)  $\sigma_c$

Tegangan normal yang menghasilkan dorongan pada permukaan sebuah potongan biasa disebut tegangan tekan (*compressive stress*)[8].



Gambar 2-7 Tegangan Tekan[8]

Secara matematis, baik untuk tegangan tarik  $\sigma_t$  ataupun tegangan tekan  $\sigma_c$  dapat dinyatakan dalam persamaan[8]:

$$\sigma = \sigma_t = \sigma_c = \frac{P}{A} \quad (2.2)$$

Dimana :

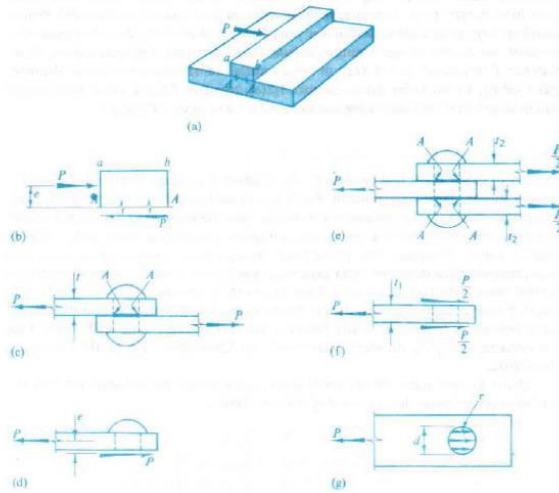
$\sigma$  = Tegangan normal (MPa)

$P$  = Gaya aksial yang mengenai benda (N)

$A$  = Luas penampang (mm)

b. Tegangan Geser

Tegangan geser adalah Intensitas gaya yang bekerja sejajar dengan permukaan benda yang terkena beban atau gaya eksternal[10].



Gambar 2-8 Tegangan Geser[10]

Biasanya dilambangkan dengan simbol Yunani tau ( $\tau$ ). Secara matematis dapat dinyatakan dengan persamaan[8]:

$$\tau = \frac{P}{A} \quad (2.3)$$

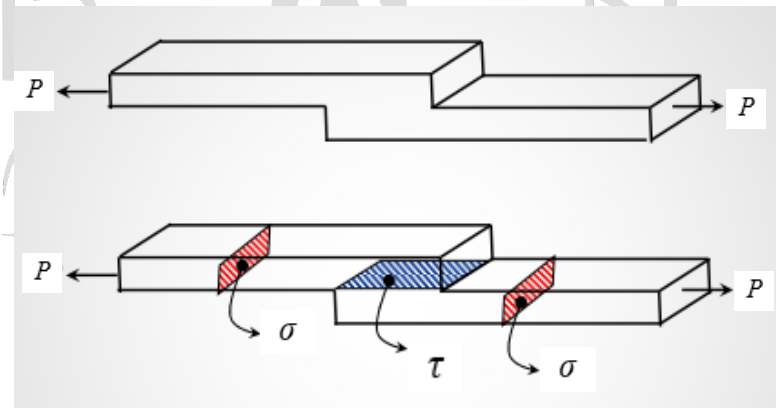
Dimana :

$\tau$  = Tegangan geser (MPa)

$P$  = Gaya tangensial (N)

$A$  = Luas penampang (mm)

Berikut adalah gambar tambahan untuk menekankan pemahaman terhadap tegangan normal dan tegangan geser.



Gambar 2-9 Tegangan Normal dan Tegangan Geser[11]

## 2. Regangan

Regangan merupakan deformasi dari suatu benda yang diakibatkan oleh gaya atau beban yang bekerja padanya. Biasanya dilambangkan

dengan simbol Yunani epsilon ( $\epsilon$ ) [8]. Regangan didapat dari pemuaian atau perubahan panjang dibagi dengan Panjang awal dari benda tersebut. Secara matematis, dapat ditulis sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{\delta}{l_0} \quad (2.4)$$

dimana:

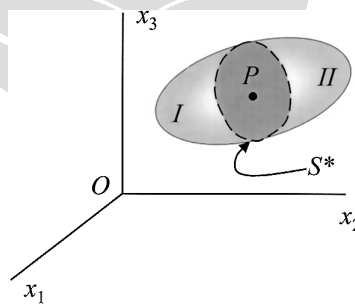
$\epsilon$  = Regangan

$\delta$  = Perubahan panjang (mm)

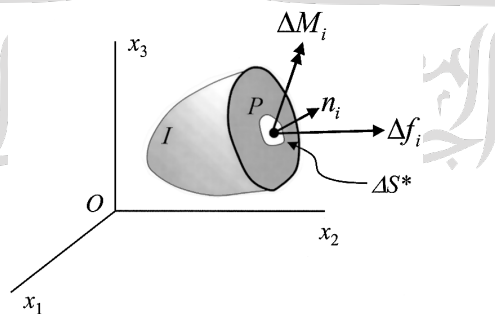
$l_0$  = Panjang awal / panjang asli (mm)

### 3. Prinsip Tegangan Cauchy

Sebuah *Material Body* yang homogen dan isotropik  $B$  memiliki batas permukaan  $S$ , dan Volume  $V$ , yang dikenai *Surface Force* sembarang  $F_i$  dan *Body Force*  $b_i$ . Anggaplah  $P$  sebagai titik interior  $B$  dan bayangkan sebuah *Plane Stress* atau *Cutting Plane* melewati titik  $P$ . Kemudian kita membagi *body* menjadi 2 bagian dan kita sebut I dan II [12].



Gambar 2-10 Ilustrasi Sebuah *Body* yang dilewati *Cutting Plane* [12]



Gambar 2-11 Gaya dan Momen yang Bekerja di Titik P pada Permukaan Elemen  $\Delta S$  [12]

Titik  $P$  ada di elemen kecil pada area  $\Delta S$  dari bidang perpotongan. Seperti ditunjukkan pada gambar di atas. Gaya internal yang ditransmisikan melintasi bidang perpotongan tersebut akan menimbulkan distribusi gaya

pada  $\Delta S$  setara dengan gaya yang dihasilkan  $f_i$  dan momen yang dihasilkan  $M_i$  pada  $P$ . Prinsip tegangan Cauchy menegaskan bahwa dalam batas sebagai daerah  $\Delta S$  menyusut menuju 0 dengan  $P$  sisa titik interior, maka diperoleh

$$t^n = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S} \quad (2.5)$$

Kemudian dengan menerapkan hukum Newton III tentang aksi-reaksi yang melintasi bidang perpotongan, dapat dilihat bahwa gaya yang diberikan oleh bagian I pada bagian II berlawanan dengan gaya yang diberikan bagian II pada bagian I. Maka diperoleh

$$t^n = -t^n \quad (2.6)$$

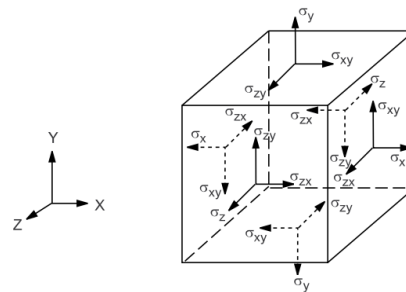
Selanjutnya Hukum Cauchy menyatakan bahwa

$$t = \sigma n \quad (2.7)$$

Untuk komputasi, biasanya ditulis dalam bentuk matriks

$$\begin{bmatrix} t_x^{(n)} \\ t_y^{(n)} \\ t_z^{(n)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_x & n_y & n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Dengan komponen seperti gambar berikut



Gambar 2-12 Komponen Tegangan Kartesian[13]

#### 4. Persamaan *Equilibrium* / Momentum Cauchy

Dalam *solid mechanics* atau material padat yang terdeformasi, tidak mungkin untuk mengikuti pergerakan dari tiap-tiap individu atom atau molekul. Sebagai gantinya, deformasi material padat tersebut dapat diperkirakan dengan teori *continuum* dimana partikel di tiap titik koordinat digantikan dengan properti rerata dari atom atau molekul dalam elemen kecil. Untuk kondisi dimana elemen tersebut terdeformasi namun secara material utuh tidak bergerak terhadap koordinat global maka perilakunya

dapat dijelaskan oleh Persamaan *Equilibrium* atau persamaan kesetimbangan (Persamaan Momentum Cauchy untuk material statis) [14].

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{b} = 0 \quad (2.9)$$

Dimana  $\mathbf{b}$  adalah *body force* ( $\text{N/m}^3$ ). Pada kasus khusus dimana material tidak terpengaruhi oleh *body force* nya (*body force* dapat diabaikan) maka persamaan di atas menjadi:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} = 0 \quad (2.10)$$

#### 5. Persamaan *Strain-Displacement*

Sebelumnya telah dijelaskan bahwa regangan didapat dari perubahan panjang yang dibagi dengan panjang awal. Oleh Karena itu, tensor regangan  $\boldsymbol{\varepsilon}$  mempunyai hubungan dengan tensor *displacement*  $\mathbf{d}$  atau perpindahan nodal. Persamaan matematisnya adalah sebagai berikut[14].

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2} [\nabla \mathbf{d} + (\nabla \mathbf{d})^T] \quad (2.11)$$

#### 6. Hukum Hooke / Teori Elastisitas

Hukum Hooke adalah hukum yang menyatakan idealisasi dan penyamarataan (generalisasi) yang berlaku untuk semua bahan. Hukum ini dapat ditulis secara matematis dengan persamaan berikut[13].

$$\{\boldsymbol{\sigma}\} = [D] \{\boldsymbol{\varepsilon}^{el}\} \quad (2.12)$$

dimana :

$$\{\boldsymbol{\sigma}\} = \text{Tensor Tegangan} = [\sigma_x \sigma_y \sigma_z \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{xz}]^T \text{ (Pa)}$$

$$[D] = \text{Elastisitas atau Matriks kekakuan elastis atau Matriks tegangan-regangan (Pa)}$$

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}^{el}\} = \{\boldsymbol{\varepsilon}\} = \text{Tensor Regangan Elastis}$$

$$\{\boldsymbol{\varepsilon}\} = \text{Tensor Regangan Total} = [\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \varepsilon_{xy} \varepsilon_{yz} \varepsilon_{xz}]^T$$

### 2.2.6 Faktor Keamanan dan Tegangan Izin

Faktor keamanan atau *Factor of Safety* (FoS) berhubungan dengan tegangan izin (*Allowable Stresses*). Tegangan izin merupakan batas nilai tegangan yang diperbolehkan atau dianggap aman (*Safe Stress*). Faktor keamanan dapat diketahui dengan membagi kekuatan luluh atau kekuatan ultimat suatu material

dengan tegangan izin atau tegangan yang dianggap aman. Faktor keamanan biasa dilambangkan dengan ( $n$ ). Secara matematis, persamaan faktor keamanan dapat ditulis sebagai berikut[15]:

$$n = \frac{\text{Yield Strength atau Ultimate Strength}}{\text{Allowable Stress atau Safe Stress}} \quad (2.13)$$

Nilai dari faktor keamanan harus lebih dari 1. Pada standar spesifikasi rangka kereta api, biasanya tegangan yang diizinkan adalah 75% dari *Yield Strength* material yang digunakan.

### 2.2.7 Teori Kegagalan Struktur

Kegagalan struktur dapat berupa patah, retak, aus, korosi, dan lain-lain. Kegagalan-kegagalan tersebut dapat terjadi karena banyak faktor. Salah satunya adalah beban yang melebihi kekuatan material. Beban tersebut dapat berupa gaya, tekanan, momen, dan beban mekanik lainnya. Beban ini yang kemudian menyebabkan tegangan yang akan mengakibatkan kegagalan pada struktur. Teori kegagalan struktur yang umum digunakan ada 3, yaitu:

#### 1. Teori Tegangan Normal Maksimum

Teori ini menyatakan bahwa kegagalan atau keretakan suatu material terjadi apabila tegangan normal maksimum pada suatu titik mencapai suatu nilai kritis tanpa mempertimbangkan tegangan yang lain. Teori ini berlaku hanya dengan menentukan tegangan utama maksimumnya saja[10].

Secara umum, teori tegangan normal maksimum memprediksi kegagalan dengan persamaan berikut ini[15]:

$$\sigma \geq S_{ut} \text{ atau } \sigma \leq S_{uc} \quad (2.14)$$

Dimana :

$S_{ut}$  = Kekuatan *ultimate* material terhadap tarikan

$S_{uc}$  = Kekuatan *ultimate* material terhadap tekanan

Untuk tujuan desain, persamaan di atas dapat ditulis dalam bentuk persamaan lain untuk menyertakan faktor keamanan,  $n$ [15].

$$\sigma = \frac{S_{ut}}{n} \text{ atau } \sigma = \frac{S_{uc}}{n} \quad (2.15)$$

#### 2. Teori Tegangan Geser Maksimum

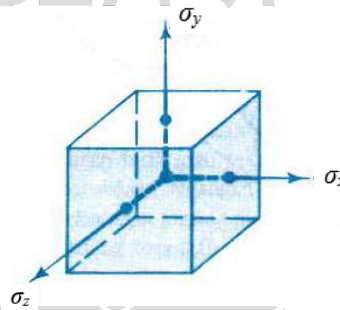


Teori kegagalan ini memprediksi bahwa kegagalan material terjadi apabila tegangan geser maksimum pada setiap elemen sama dengan atau melebihi kekuatan luluh dari suatu material. Teori ini juga disebut Teori Tresca atau Teori Guest[15].

Secara umum, teori tegangan geser maksimum memprediksi peluluhan menggunakan persamaan[15]:

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} \geq \frac{S_y}{2} \text{ atau } \sigma_x - \sigma_z \geq S_y \quad (2.16)$$

dimana  $S_y$  adalah Kekuatan luluh material dan tegangan-tegangan utama disusun berdasarkan kondisi umum yaitu dalam bentuk  $\sigma_x \geq \sigma_y \geq \sigma_z$ .



Gambar 2-13 Tegangan-tegangan Utama[10]

Untuk kebutuhan desain, persamaan di atas bisa dimodifikasi untuk menyertakan faktor keamanan,  $n$ [15].

$$\tau_{maks} = \frac{S_y}{2n} \text{ atau } \sigma_x - \sigma_y = \frac{S_y}{2n} \quad (2.17)$$

### 3. Teori Energi Distorsi (Tegangan von Mises)

Teori kegagalan ini memprediksi bahwa terjadinya peluluhan adalah ketika energi regangan distorsi per satuan volume sama dengan atau lebih dari energi regangan distorsi untuk luluh pada tarikan atau tekanan sederhana dari material yang sama. Teori ini berkaitan dengan *Effective Stress* yang juga biasa disebut dengan *von Mises Stress* yang diambil dari nama orang yang berkontribusi dalam teori ini yaitu Dr. R. von Mises. Persamaan *von Mises stress* dapat ditulis seperti di bawah ini[15]:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}} \quad (2.18)$$

Kemudian kegagalan dapat diprediksi dengan persamaan berikut[15]:

$$\sigma' = S_y \quad (2.19)$$

Dimana  $S_y$  adalah kekuatan luluh material.

## 2.2.8 *Finite Element Method (FEM)*

*Finite Element Method (FEM)* atau Metode Elemen Hingga adalah salah satu metode numerik untuk menyelesaikan sistem persamaan diferensial parsial (atau integral) yang kemudian digunakan untuk *Finite Element Analysis (FEA)*. Dalam dunia teknik, metode elemen hingga digunakan untuk membagi sebuah sistem yang perilakunya tidak dapat diprediksi menggunakan persamaan bentuk tertutup menjadi potongan-potongan kecil, atau elemen, yang solusinya dapat diketahui atau diperkirakan[16].

Metode Elemen Hingga melakukan pendekatan representasi sempurna dari sistem sebagai elemen-elemen dengan jumlah yang tak terbatas. Permisalannya seperti sebuah poligon beraturan yang bentuknya mendekati lingkaran sempurna ketika jumlah sisi poligon beraturan tersebut mendekati tak terhingga. Metode Elemen hingga menghasilkan solusi eksak pendekatan masalah yang ingin diselesaikan dengan membagi sistem menjadi jumlah tak terhingga. Semakin besar jumlah elemen, maka pendekatan akan semakin baik untuk analisis teknik. Tapi di samping itu akan menambah jumlah persamaan yang harus diselesaikan. Oleh karena itu, biasanya metode elemen hingga diselesaikan dengan bantuan komputer. Di dalam dunia teknik sering disebut CAE (*Computer Aided Engineering*)[16].

FEM bekerja dengan cara mendiskritisasi sistem persamaan diferensial parsial menjadi bentuk diskrit atau berupa sistem persamaan aljabar linier. Dalam mekanika struktur, secara umum persamaan aljabar linier ini disebut sebagai persamaan kekakuan global yang dapat dinyatakan sebagai berikut[17]:

$$[F] = [K] \{d\} \quad (2.20)$$

Dimana :

$[F]$  = Matriks gaya global pada masing-masing node

$[K]$  = Matriks kekakuan global

$\{d\}$  = Matriks perpindahan global

Sedangkan bentuk matriks kekakuan global  $\{K\}$  adalah sebagai berikut[17]:

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ K_{m1} & K_{m2} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{mn} \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

Kemudian 2 persamaan di atas disubstitusi menjadi sebagai berikut[17]:

$$[F] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ K_{m1} & K_{m2} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{mn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (2.22)$$

## 2.2.9 Ansys Mechanical APDL

Ansys Mechanical APDL (ANSYS Inc., USA) adalah perangkat lunak yang digunakan untuk membantu menyelesaikan analisis struktur mekanika dengan metode elemen hingga. Ansys Mechanical APDL adalah salah satu produk dari Ansys dengan tampilan yang lebih sederhana sehingga perangkat lunak ini bisa berjalan lebih ringan di komputer dengan spesifikasi terbatas. Perangkat lunak ini dipilih karena perangkat lunak ini sudah biasa digunakan dan dinilai baik hasilnya oleh PT INKA. Ansys Mechanical APDL dalam analisisnya menggunakan teori-teori seperti yang sudah dipaparkan pada sub bab 2.2.5.

### 2.2.10 Sparse Direct Solver

Ansys Mechanical APDL menyelesaikan solusi analisis struktural menggunakan *Sparse Direct Solver*[13].

Dari persamaan (2.20) dilakukan dekomposisi matriks  $[K]$  menjadi matriks segitiga bawah (*Lower Triangular Matrix*) dan segitiga atas (*Upper Triangular Matrix*) sebagai berikut.

$$[K] = [L] [U] \quad (2.23)$$

Kemudian untuk menghitung solusi  $\{d\}$ , dilakukan substitusi maju dan substitusi mundur menggunakan matriks  $[L]$  dan matriks  $[U]$ .

Persamaan 2-16 yang diselesaikan dengan dekomposisi segitiga matriks  $[K]$  menghasilkan persamaan berikut.

$$[L][U]\{d\} = [F] \quad (2.24)$$

Dimana:

$[L]$  = matriks segitiga bawah

$[U]$  = matriks segitiga atas

Dengan substitusi:

$$\{w\} = [U]\{d\} \quad (2.25)$$

Diperoleh  $\{d\}$  dengan terlebih dahulu menyelesaikan sistem matriks segitiga  $\{w\}$  dengan operasi *forword pass* sebagai berikut:

$$[L]\{w\} = [F] \quad (2.26)$$

Kemudian menghitung  $\{u\}$  menggunakan operasi substitusi balik pada matriks segitiga berikut:

$$[U]\{d\} = \{w\} \quad (2.27)$$

Ketika  $[K]$  simetris, prosedur di atas dapat menggunakan substitusi berikut:

$$[K] = [L][L]^T \quad (2.28)$$

Namun dimodifikasi sebagai berikut:

$$[K] = [L][D][L]^T \quad (2.29)$$

Dengan  $[D]$  = matriks diagonal

Suku matriks diagonal  $[D]$  mungkin negatif dalam beberapa kasus analisis elemen hingga non linear. Hal ini memungkinkan kemunculan  $[L']$  tanpa mempertimbangkan akar kuadrat bilangan negatif. Sehingga persamaan (2.24) sampai (2.27) berubah menjadi sebagai berikut.

Persamaan (2.24) menjadi

$$[L'][D][L]^T\{d\} = [F] \quad (2.30)$$

Persamaan (2.25) menjadi

$$\{w\} = [D][L]^T\{d\} \quad (2.31)$$

Persamaan (2.26) menjadi

$$[L']\{w\} = [F] \quad (2.32)$$

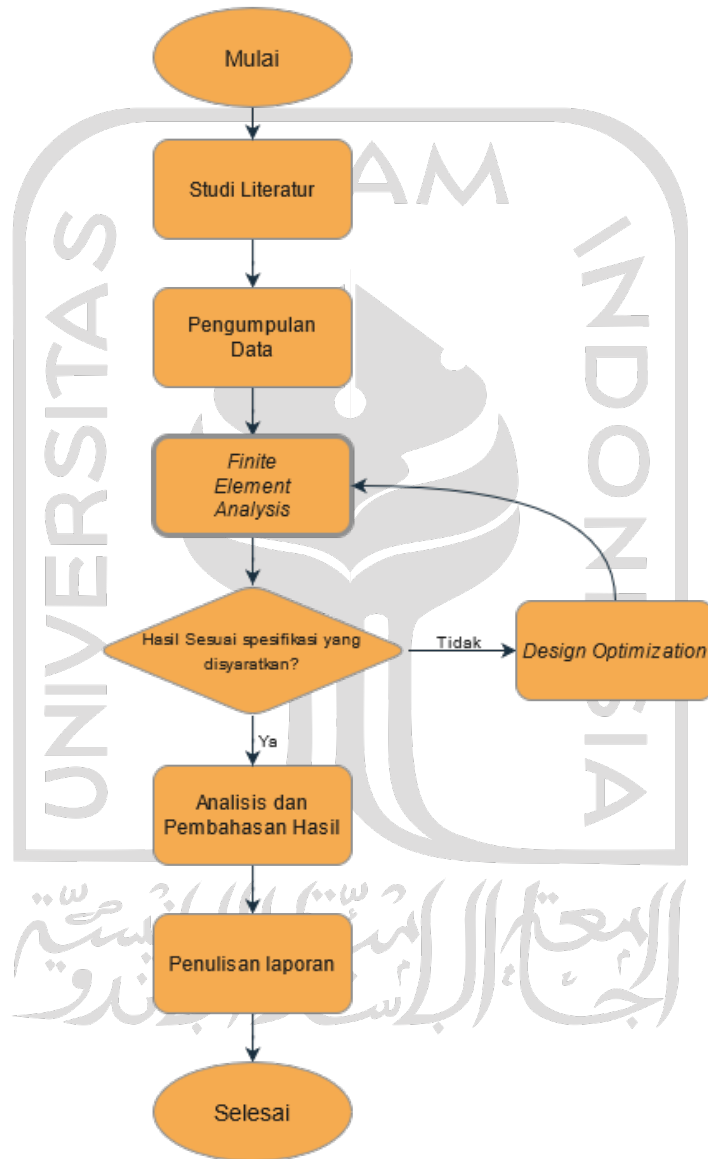
Dan persamaan (2.27) menjadi

$$[D][L]^T\{d\} = [F] \quad (2.33)$$

## BAB 3 METODE PENELITIAN

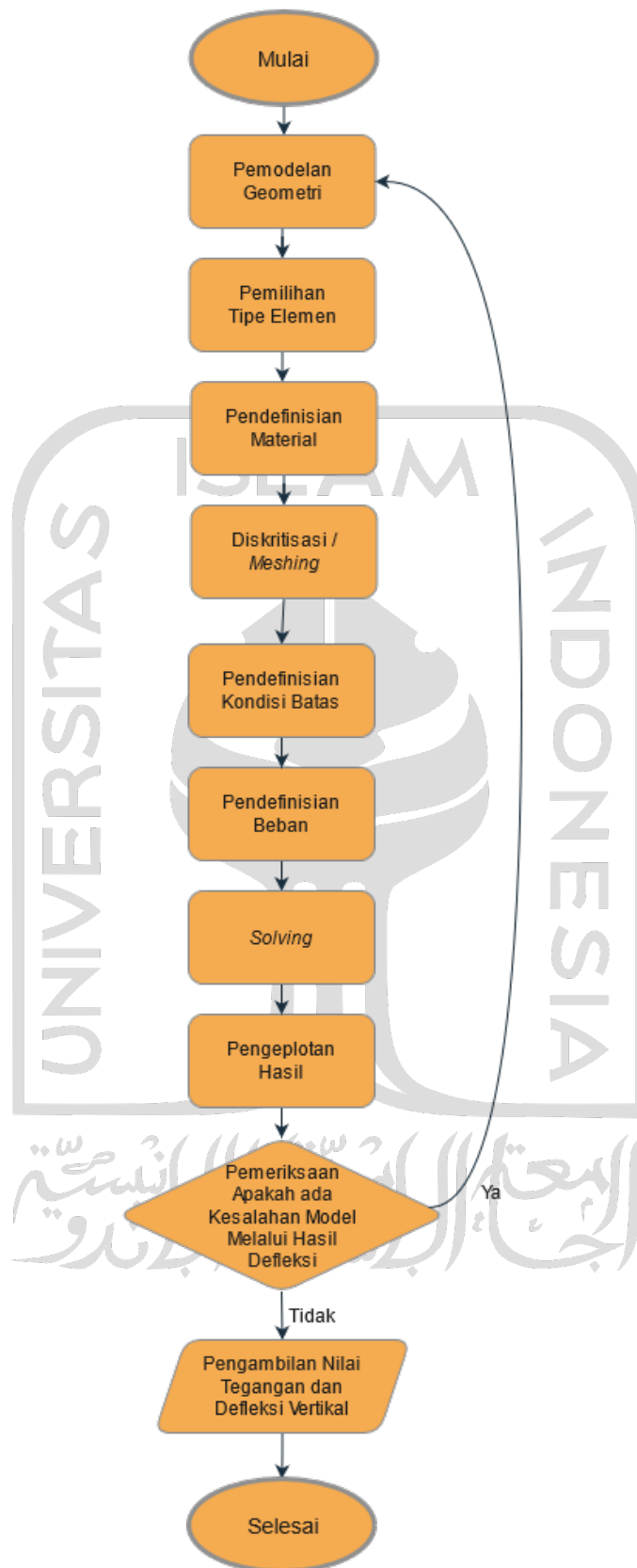
### 3.1 Alur Penelitian

Berikut adalah diagram alir yang digunakan dalam penelitian ini:



Gambar 3- 1 Diagram Alir Penelitian

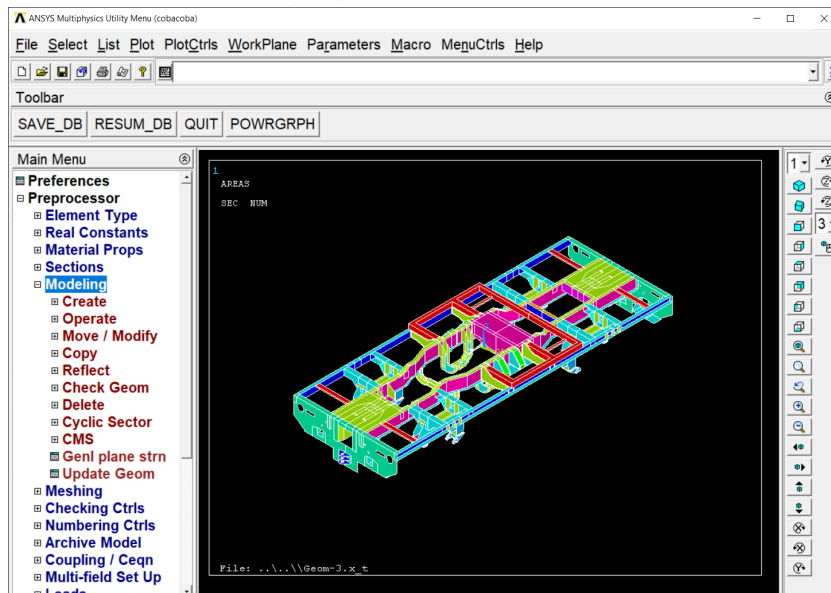
Di bawah ini adalah diagram alir untuk *Finite Element Analysis* yang dilakukan pada penelitian ini:



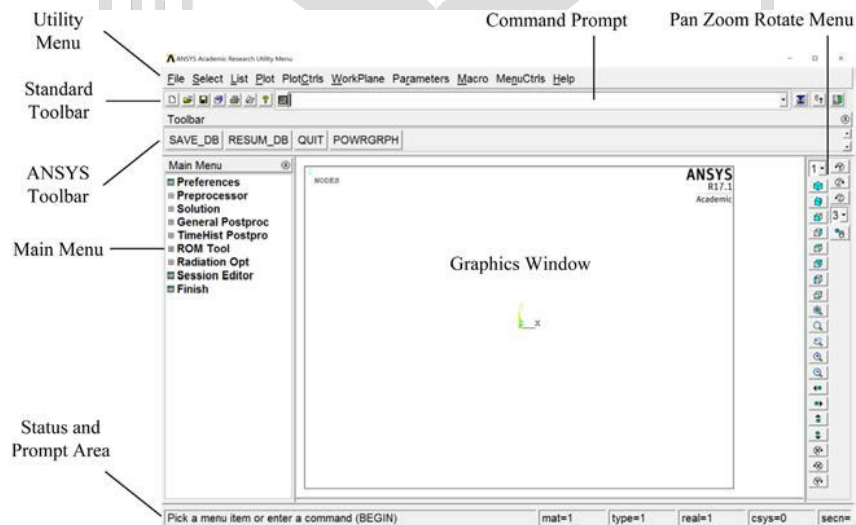
Gambar 3-2 Diagram Alir *Finite Element Analysis*

## 3.2 Perangkat Lunak

Perangkat Lunak yang digunakan dalam penelitian ini adalah Ansys Mechanical APDL (ANSYS Inc., USA). Berikut adalah tampilan *user interface* dari Ansys Mechanical APDL.



Gambar 3-3 User Interface Ansys Mechanical APDL



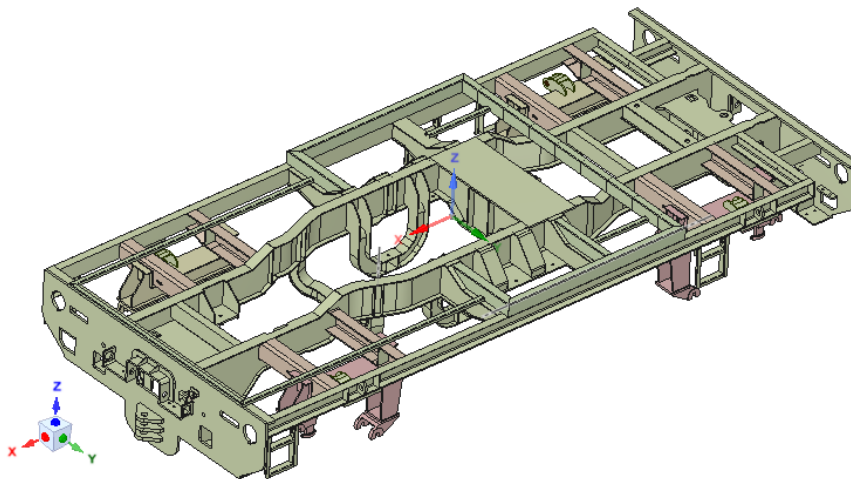
Gambar 3-4 User Interface Explanation[16]

## 3.3 Finite Element Analysis (FEA)

Beberapa langkah dasar dalam *Finite Element Analysis (FEA)* adalah sebagai berikut[16]:

1. Pertama, pembuatan model, pendefinisian jenis elemen dan sifat material, dan penggabungan geometri model (*meshing*) untuk membuat model elemen hingga. Di ANSYS, langkah-langkah ini dilakukan di *Preprocessor*.
2. Selanjutnya, penerapan beban dan batasan, dan pemecahan masalah. Langkah-langkah ini dilakukan di *Solution Processor*.
3. Setelah solusi sudah siap, maka dilanjutkan dengan pengeplotan (*plotting*) hasil, dan pengeksporan hasil di salah satu *Postprocessors*.

Berikut merupakan desain *underframe* kereta langsir yang sudah dikerjakan oleh tim departemen desain dari PT INKA (Persero). Desain ini kemudian diserahkan ke Departemen *Engineering* untuk dianalisis apakah desain ini sudah lolos uji pembebanan statis atau belum.



Gambar 3-5 *Underframe Existing Design*

Sistem sumbu yang digunakan :

- X = Sumbu longitudinal
- Y = Sumbu lateral
- Z = Sumbu vertikal

Sistem satuan yang dipakai adalah SI (mm):



Tabel 3-1 Satuan Standar

MASS	LENGTH	TIME	FORCE	STRESS	ENERGY	Steel Density	Steel Modulus	G - Gravity Constant
kg	m	s	N	Pa	Joule	7.83E+03	2.07E+11	9.81
kg	mm	ms	kN	Gpa	kN-mm	7.83E-06	2.07E+02	9.81E-03
g	cm	s	dyne	dyne/cm <sup>2</sup>	erg	7.83E+00	2.07E+12	9.81E+02
g	cm	us	1e7N	Mbar	1e7 N-cm	7.83E+00	2.07E+00	9.81E-10
g	mm	s	1e-6N	Pa	1e-9 J	7.83E-03	2.07E+11	9.81E+03
g	mm	ms	N	Mpa	N-mm	7.83E-03	2.07E+05	9.81E-03
ton	mm	s	N	Mpa	N-mm	7.83E-09	2.07E+05	9.81E+03
lbf-s <sup>2</sup> /in	in	s	lbf	psi	lbf-in	7.33E-04	3.00E+07	3.86E+02
slug	ft	s	lbf	psi	lbf-ft	1.52E+01	4.32E+09	32.2

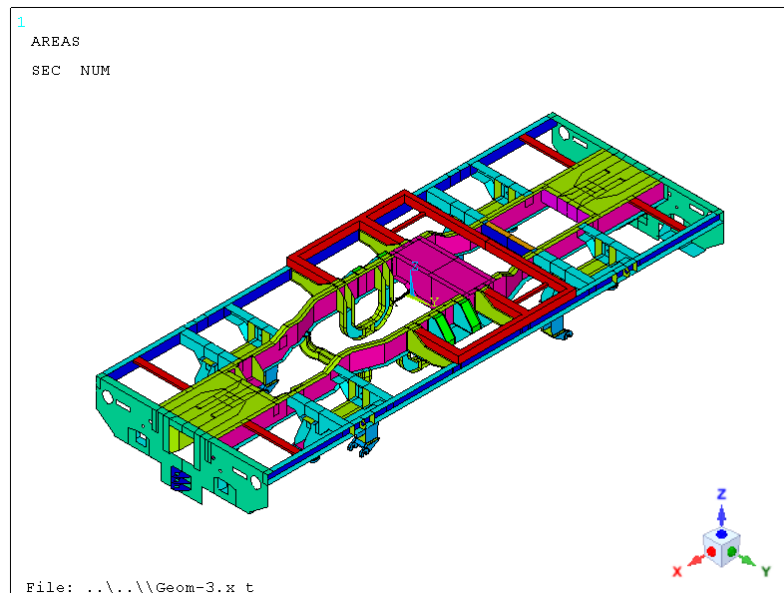
Di sini akan ditampilkan langkah-langkah *Finite Element Analysis (FEA)* yang dilakukan penulis:

### 3.3.1 Preparation

#### 1. Modelling

Pertama kali yang harus dilakukan dalam *Finite Element Analysis* ini adalah memodelkan kembali desain dari *underframe* tersebut dalam bentuk *Design for Analysis* atau bisa juga disebut idealisasi model. Hal ini dilakukan karena geometri dari *underframe* ini sangat kompleks. Oleh karena itu perlu dilakukan idealisasi untuk memudahkan analisis.

Idealisasi dilakukan dengan menyederhanakan desain dengan tanpa mengubah geometri desain secara signifikan. Karena mayoritas struktur *underframe* adalah pelat, maka desain ini akan dimodelkan dalam bentuk lembaran-lembaran atau *surface*. Penentuan ketebalan dilakukan setelah pemodelan geometri telah selesai. Yaitu dengan membuat beberapa *section* sesuai ketebalan asli dan kemudian diterapkan melalui *mesh attribute*.

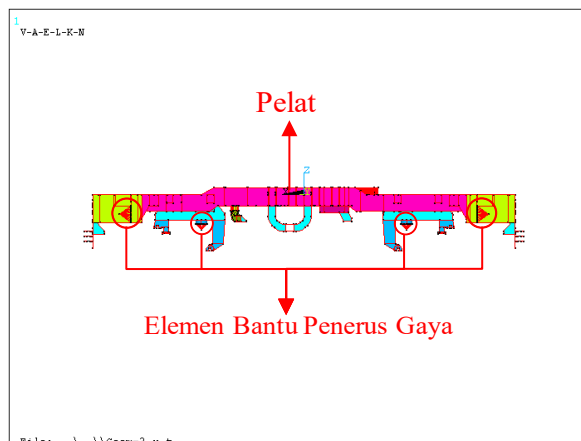


Gambar 3-6 *Design for Analysis*

## 2. Pemilihan Tipe Elemen

Sebelumnya telah dipaparkan bahwa mayoritas struktur *underframe* adalah pelat, maka tipe elemen yang cocok untuk analisis ini adalah *shell*. Untuk tambahan elemen bantu penerus gaya, digunakan elemen *beam*. Lebih jelasnya, tipe elemen yang digunakan pada FEA ini adalah sebagai berikut:

- Shell 4 node* dengan 6 derajat kebebasan pada tiap *node* (*shell 181*) untuk memodelkan pelat.
- Beam 2 node* dengan 6 derajat kebebasan pada tiap *node* (*beam 188*) untuk memodelkan elemen bantu penerus gaya.



Gambar 3-7 Pelat dan Elemen Bantu Penerus Gaya

### 3. Pendefinisian Material

Selanjutnya adalah pendefinisian material. Material yang disyaratkan dalam Peraturan Menteri Perhubungan nomor: KM 44 tahun 2010 adalah baja karbon atau material lain yang mempunyai kekuatan dan kekakuan yang tinggi terhadap pembebanan tanpa terjadi deformasi tetap. Dari standar tersebut, material yang ditetapkan untuk *underframe* ini adalah Baja Karbon SM 490 A (JIS G 3106) untuk semua konstruksi utama atau pelat dan Baja Karbon SS 400 (JIS G 3101) untuk *bracket*. Untuk Tabel *Material Properties* dari material tersebut adalah sebagai berikut:

Tabel 3-2 Material Properti

Material Properti	Jenis	
	SM 490 A (JIS G 3106)	SS 400 (JIS G 3101)
<i>Young Modulus, E</i>	2,10E+05 MPa	2,10E+05 MPa
<i>Shear Modulus, G</i>	7,7E+04 MPa	7,7E+04 MPa
<i>Poison's Ratio, <math>\mu</math></i>	0,3	0,3
<i>Density, <math>\rho</math></i>	7,85E-0.6 kg/mm <sup>3</sup>	7,85E-0.6 kg/mm <sup>3</sup>
<i>Yield Strength, <math>S_y</math></i>	325 MPa	245 MPa
<i>Ultimate Strength, <math>S_u</math></i>	490 MPa	400 MPa
Posisi	Semua konstruksi utama	<i>Bracket</i>

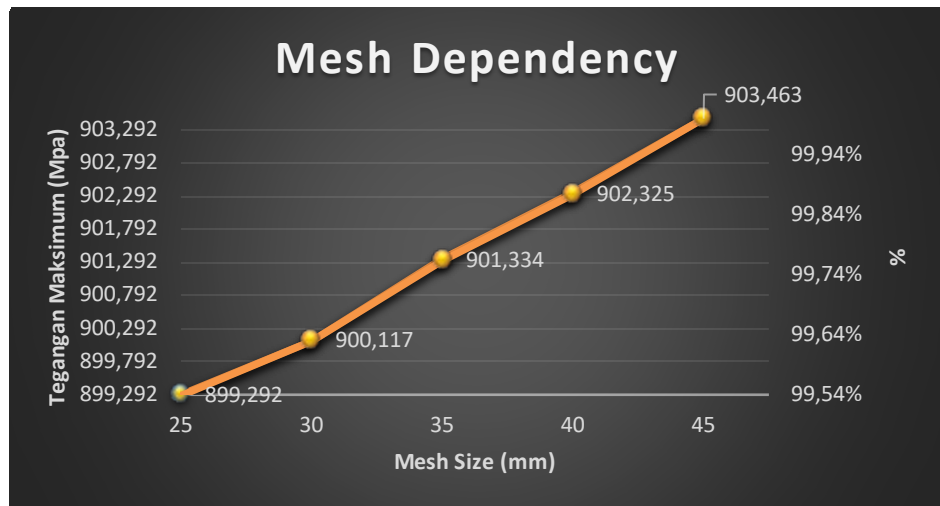
Untuk tegangan maksimum yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  adalah 75% *Yield Strength*  $S_y$  dari setiap material. Yaitu 183,75 MPa untuk Baja Karbon SS 400 (JIS G 3101) dan 243,75 MPa untuk Baja Karbon SM 490 A (JIS G 3106).

### 4. Diskritisasi / *Meshing*

Sebelum proses *meshing* atau diskritisasi, dilakukan penerapan *mesh attribute* menggunakan beberapa *section* yang telah dibuat. Proses ini

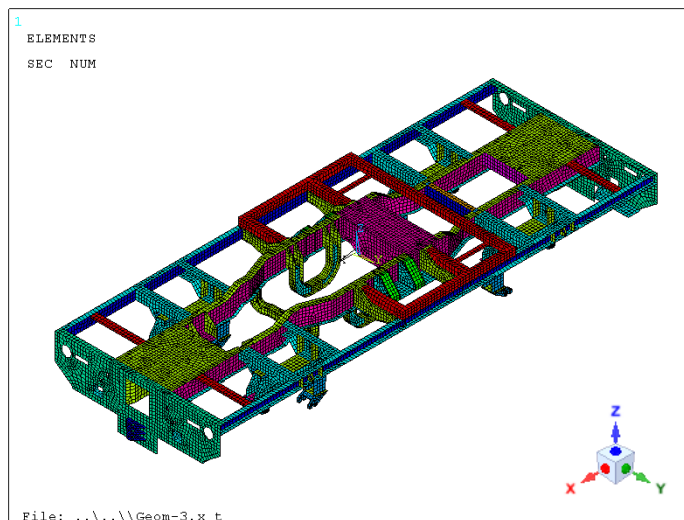
digunakan untuk mendefinisikan ketebalan dari setiap pelat sesuai dengan ketebalan asli pelat yang terdapat pada *Existing Design*.

Penentuan ukuran *mesh* dilakukan dengan melakukan percobaan *mesh dependency* untuk beberapa ukuran yaitu 25mm, 30mm, 35mm, 40mm, dan 45mm. Adapun hasil percobaan *mesh dependency* yang sudah dilakukan adalah sebagai berikut :



Gambar 3-8 *Mesh Dependency*

Dari pengujian tersebut didapat bahwa *mesh dependency* tidak berbeda menyebabkan perbedaan hasil yang signifikan. Maka dipilihlah ukuran 25 mm. Ukuran ini dianggap sudah cukup teliti untuk model *underframe* ini. Bentuk *mesh* yang dipakai adalah *quad* (persegi) dan *tri* (segitiga).



Gambar 3-9 Model Setelah *Meshing*

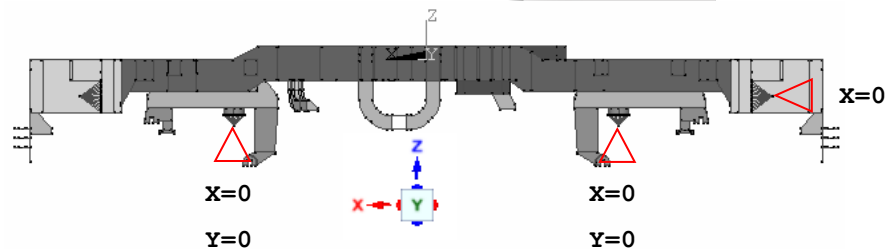
### 3.3.2 Solution

#### 5. Pendefinisian Kondisi Batas

Tahap selanjutnya dalam analisis ini adalah penentuan kondisi batas. Kondisi batas pada analisis ini adalah titik tumpu sebagai tumpuan pembebanan yang akan dilakukan. Kondisi batas ini disesuaikan dengan kondisi dalam operasi atau pengujian. Penentuan kondisi batas ini dilakukan dengan memberikan *constraint* pada beberapa titik tumpu yang telah ditentukan. *Constraint* yang dipakai dalam analisis ini adalah *displacement* atau perpindahan. *Displacement* ke arah tertentu akan diberikan nilai nol sebagai kondisi yang membatasi gerak dari objek yang dianalisis.

Untuk mempermudah pengaplikasian kondisi batas dan gaya yang bekerja, telah dibuat elemen bantu berupa garis yang terhubung ke satu titik. Kemudian kondisi batas akan diaplikasikan ke titik tersebut. Cara ini juga dilakukan untuk menghindari *over-constrained*. Perincian kondisi batas yang digunakan dalam analisis ini adalah sebagai berikut:

- a. Pada bidang  $y-z$  bagian peralatan perangkai dari model:
  - *Fix* translasi arah sumbu  $x=0$  / arah horizontal.
- b. Pada bagian *Coil spring support* :
  - *Fix* translasi arah sumbu  $z=0$  / arah vertikal.
  - *Fix* translasi arah sumbu  $y=0$  / arah lateral.



Gambar 3-10 Ilustrasi Kondisi Batas

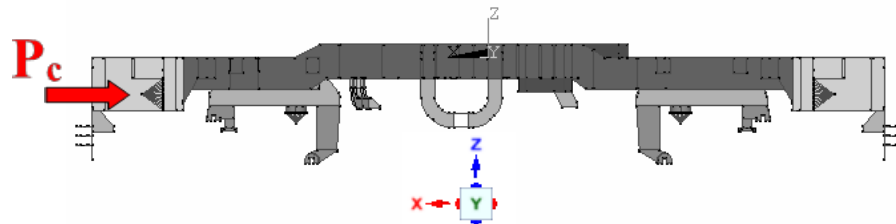
#### 6. Pendefinisian beban

Pembebanan statis dilakukan sesuai standar yang disyaratkan pada Peraturan Menteri Perhubungan nomor: KM 44 tahun 2010. Pembebanan

yang disyaratkan ada tiga macam, yaitu pembebanan kompresi, vertikal, dan kombinasi (gabungan antara pembebanan kompresi dan vertikal).

a. Kompresi

Pembebanan kompresi yang disyaratkan dalam Peraturan Menteri Perhubungan nomor: KM 44 tahun 2010 adalah 100 ton.



Gambar 3-11 Ilustrasi Pembebanan Kompresi

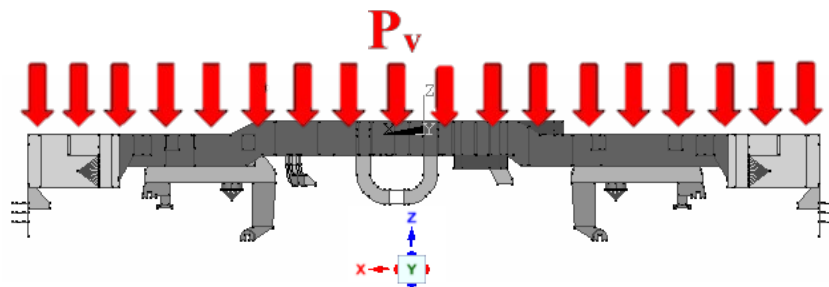
b. Vertikal

Pembebanan vertikal diasumsikan dengan beban terdistribusi merata dengan koefisien dinamis sebesar 1,3 sesuai dengan Peraturan Menteri Perhubungan nomor: KM 44 tahun 2010. Pembebanan ini dilakukan untuk mengetahui keberterimaan struktur untuk menahan beban vertikal maksimum yang telah disyaratkan. Pembebanan ini dilakukan dengan memberikan beban vertikal sebesar 18 ton (yaitu berat dari asumsi dari berat *engine*, interior, dan komponen-komponen lain yang ditopang oleh *underframe*) dikalikan dengan koefisien dinamis sebesar 1,3. Untuk perhitungannya adalah sebagai berikut :

$$P_v = k \times P \quad (3.1)$$

Dimana  $P_v$  adalah beban vertikal dalam satuan Ton. Kemudian  $k$  adalah koefisien dinamis dengan nilai 1,3. Dan  $P$  adalah berat yang diterima oleh rangka dasar dengan satuan Ton.

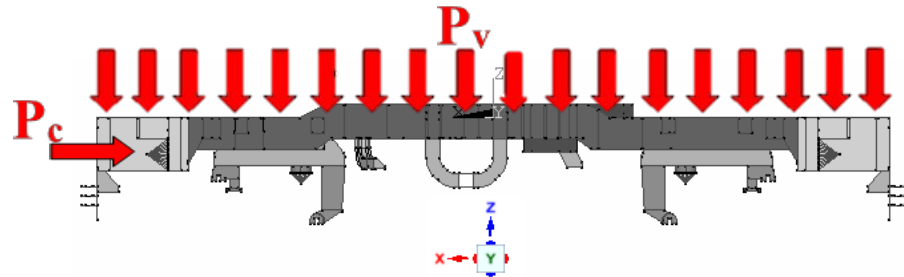
$$P_v = 1,3 \times 18\text{ton} = 23,4\text{ton} \quad (3.2)$$



Gambar 3-12 Ilustrasi Pembebanan Vertikal

- c. Kombinasi kompresi dan vertikal

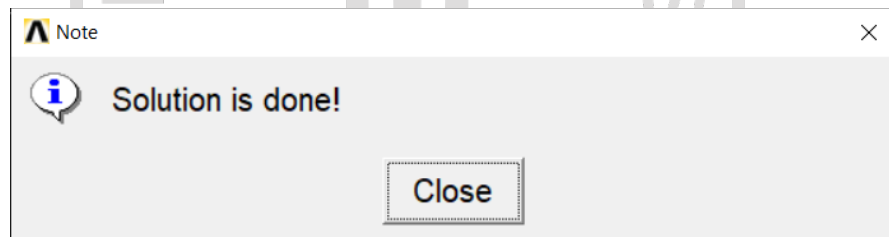
Pembebanan yang terakhir adalah gabungan antara pembebanan kompresi dan pembebanan vertikal yang telah disebutkan di poin a dan b.



Gambar 3-13 Ilustrasi Pembebanan Kombinasi

### 7. Solving

Proses *solving* adalah proses perhitungan yang dilakukan komputer. Proses *solving* pada Ansys Mechanical APDL untuk analisis struktur menggunakan metode *direct solver* yaitu *sparse solver*. Jika terjadi *error* atau terdapat *warning*, maka harus diperhatikan apa isi dari peringatan itu dan sebisa mungkin diperbaiki sampai tidak ada peringatan sama sekali. Proses *solving* inilah yang akan menghasilkan nilai-nilai dari analisis yang dilakukan.



Gambar 3-14 Pesan yang Menampilkan Bahwa *Solution* Telah Selesai

### 3.3.3 Post

#### 8. Pengelotan dan Peninjauan Hasil

Setelah mendapatkan solusi perhitungan, maka yang harus dilakukan adalah mengplotkan hasil perhitungan untuk mempermudah melihat hasilnya. Pada analisis ini, plot yang dipakai adalah distribusi tegangan dan defleksi vertikal. Untuk hasil plotnya, ditampilkan pada Bab 4 Hasil dan Pembahasan.

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

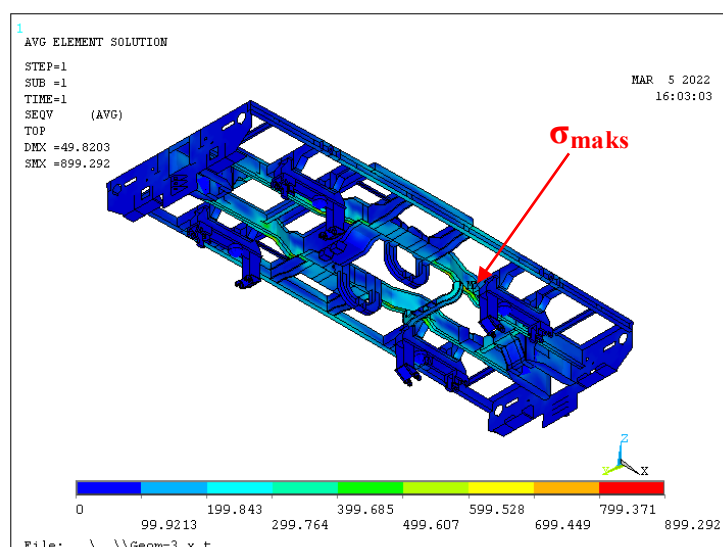
#### 4.1 Hasil Pengujian

Hasil pengujian yang didapat dari simulasi yang dilakukan berupa distribusi tegangan dan defleksi vertikal pada tiap *node*. Nilai tegangan yang diambil adalah tegangan von Mises karena teori kegagalan yang dipakai adalah teori distorsi energi maksimum. Nilai ini yang kemudian akan dijadikan acuan untuk menganalisis apakah kekuatan struktur sudah sesuai standar yang disyaratkan atau belum.

Menurut standar Km. 44 Tahun 2010, tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  adalah 75% dari *Yield Strength* material yang digunakan. Yaitu 243,75 MPa untuk Baja Karbon SM 490 A (JIS G 3106). Apabila tegangan yang terjadi melebihi batas tersebut, maka struktur dapat dikatakan tidak aman dan harus dilakukan optimasi pada bagian yang tidak aman. Berikut adalah hasil simulasi dari beberapa kondisi pembebanan statis yang telah dilakukan.

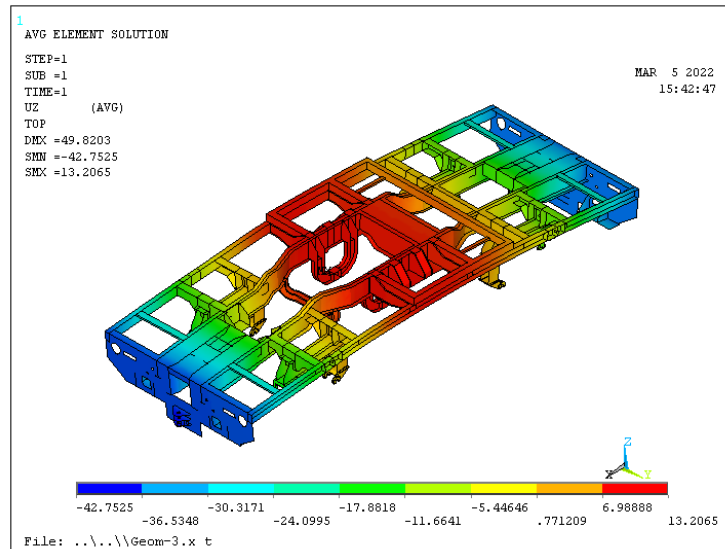
##### 4.1.1 Pembebanan Kompresi

Dari pengujian pembebanan kompresi, didapatkan bahwa tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang timbul dari struktur *underframe* ini adalah 899,29 MPa.



Gambar 4-1 Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kompresi (MPa)

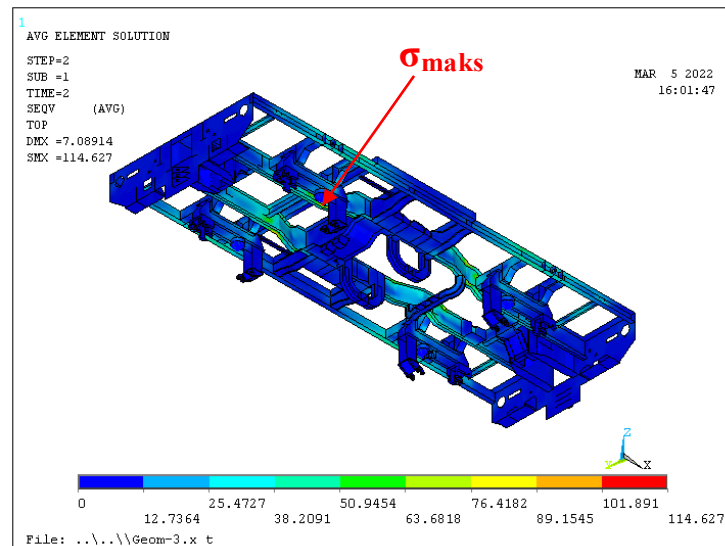




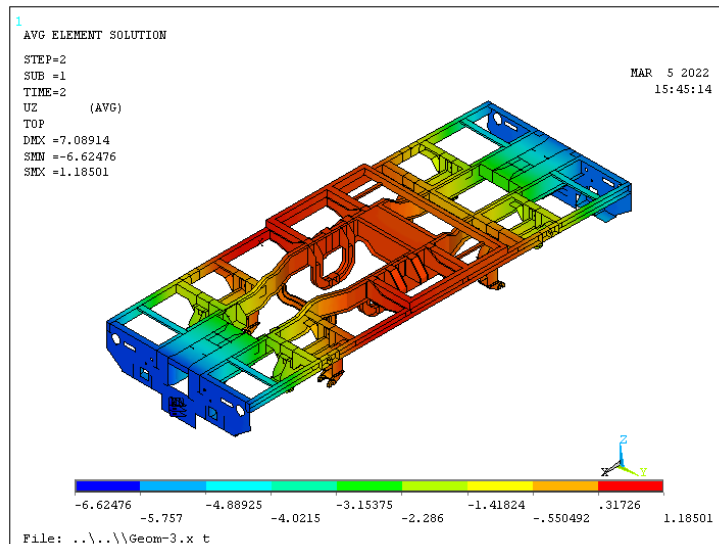
Gambar 4-2 Defleksi Akibat Pembebanan Kompresi (mm)

#### 4.1.2 Pembebanan Vertikal

Sedangkan untuk pembebanan vertikal yang dilakukan, didapatkan bahwa tegangan yang timbul pada titik kritis dari struktur *underframe* ini adalah 114,63 MPa.



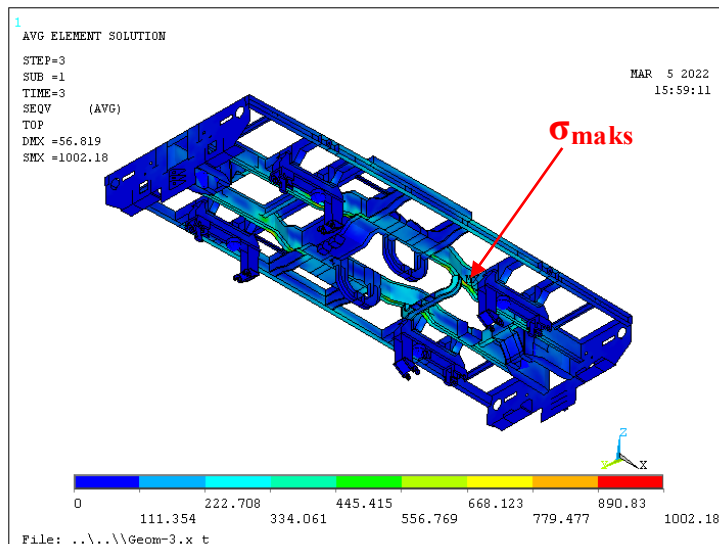
Gambar 4-3 Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Vertikal (MPa)



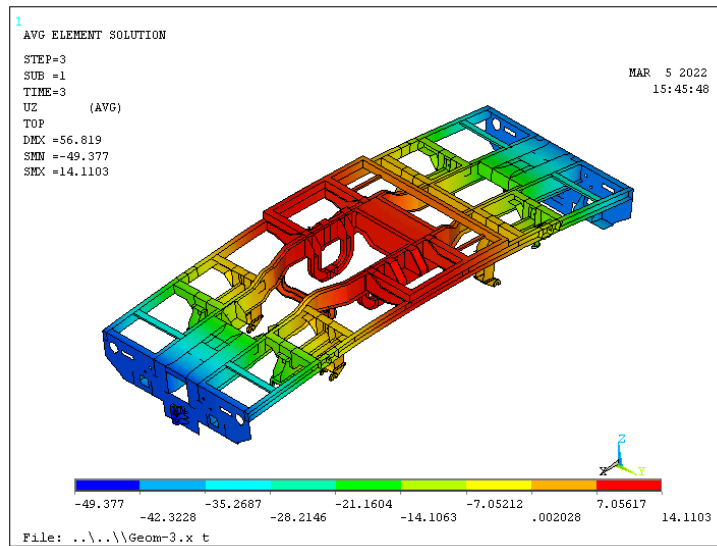
Gambar 4-4 Defleksi Akibat Pembebanan Vertikal (mm)

### 4.1.3 Pembebanan Kombinasi (Kompresi dan Vertikal)

Kemudian untuk kasus pembebanan kombinasi (kompresi dan vertikal), tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang didapat adalah sebesar 1002,18 MPa.



Gambar 4-5 Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kombinasi (MPa)



Gambar 4-6 Defleksi Akibat Pembebanan Kombinasi (mm)



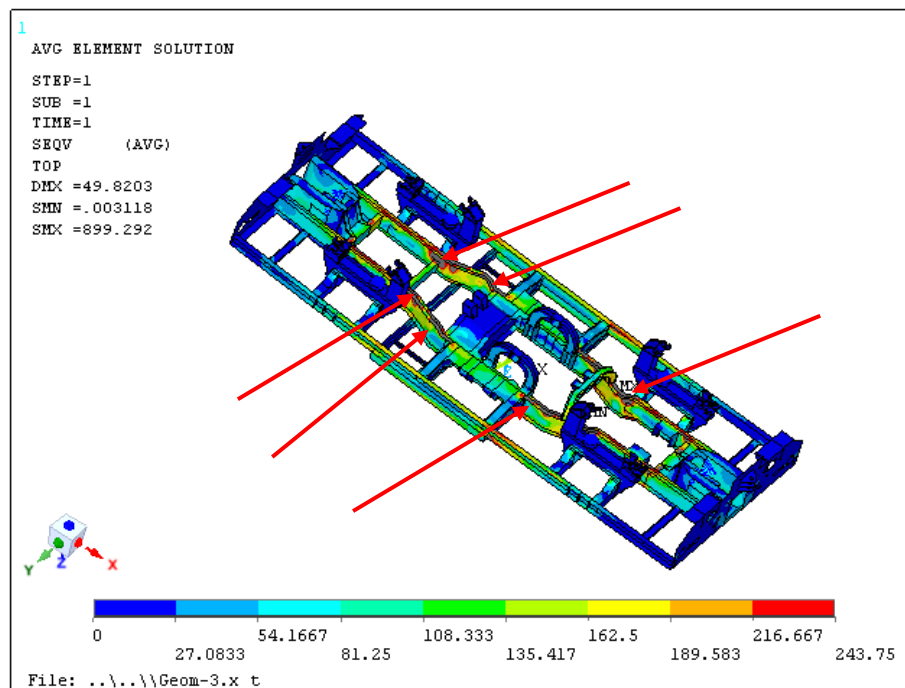
Untuk lebih jelasnya, maka penulis menyajikan hasil simulasinya dalam bentuk tabel sebagai berikut:

Tabel 4-1 Tabel Hasil Pengujian *Existing Design*

No	Beban	Defleksi Vertikal (mm)	Tegangan von mises (Mpa)	Letak Tegangan Maksimum (MPa)	Jenis material	Tegangan izin (Mpa)	Keterangan
1	Kompresi	13,21	899,29 ( $>\sigma_y$ )	<i>Center sill</i>	SM 490 A (JIS G 3106)	243,75	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ > Tegangan izin $\sigma_{izin}$  (Not OK)
2	Vertikal	1,18	114,63	<i>Center sill</i>	SM 490 A (JIS G 3106)	243,75	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ < Tegangan izin $\sigma_{izin}$  (OK)
3	Kompresi dan Vertikal	14,11	1002,18 ( $>\sigma_y$ )	<i>Center sill</i>	SM 490 A (JIS G 3106)	243,75	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ < Tegangan izin $\sigma_{izin}$  (Not OK)

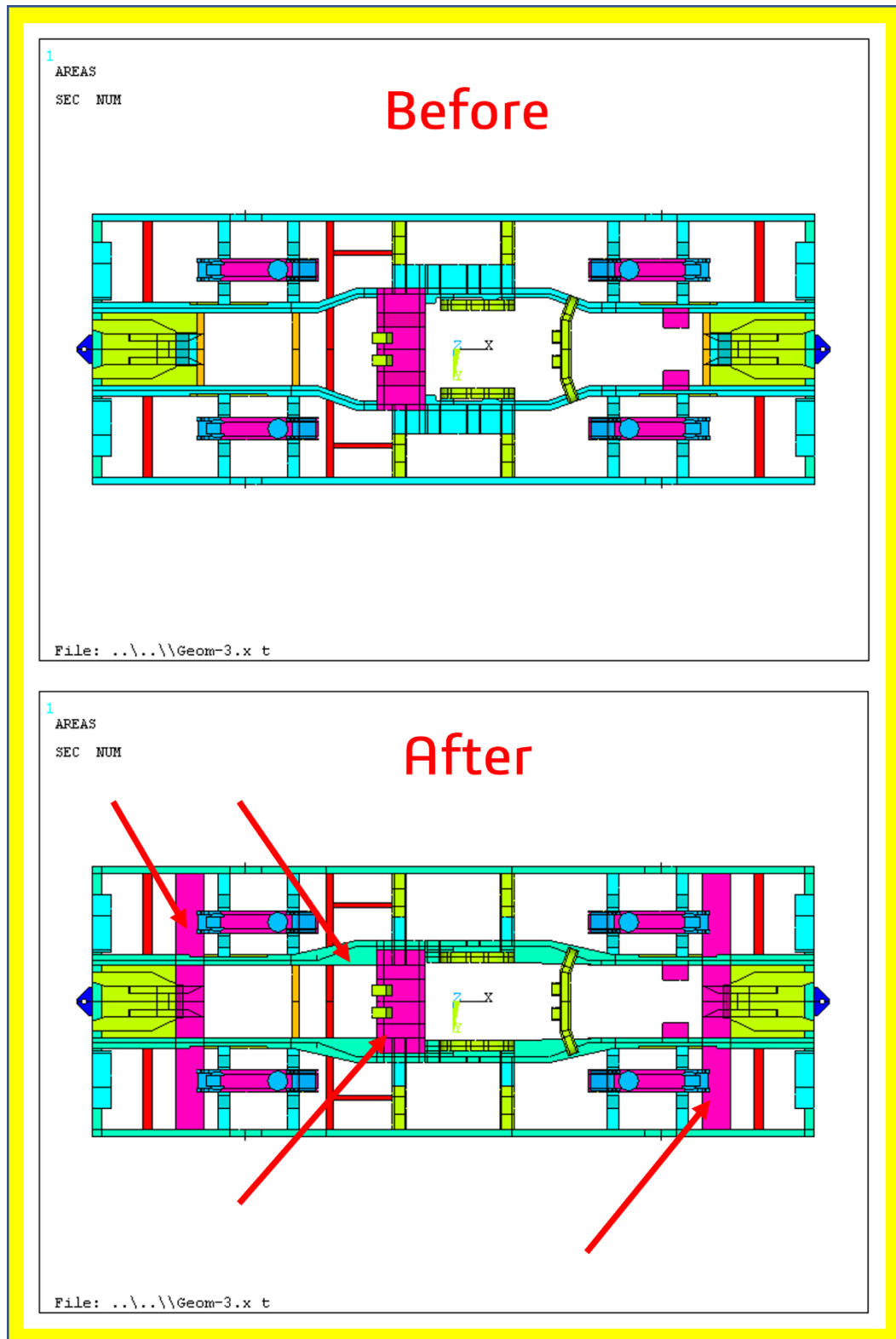
## 4.2 Hasil Perancangan

Perancangan yang dilakukan adalah untuk mengoptimasi *Existing Design* yang belum memenuhi standar. Oleh karena itu, perlu ditinjau bagian-bagian kritis yang perlu dioptimasi. Berikut adalah plot distribusi tegangan yang dibatasi sampai tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$ . Sehingga untuk bagian yang memiliki tegangan lebih dari tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  akan berwarna abu-abu.

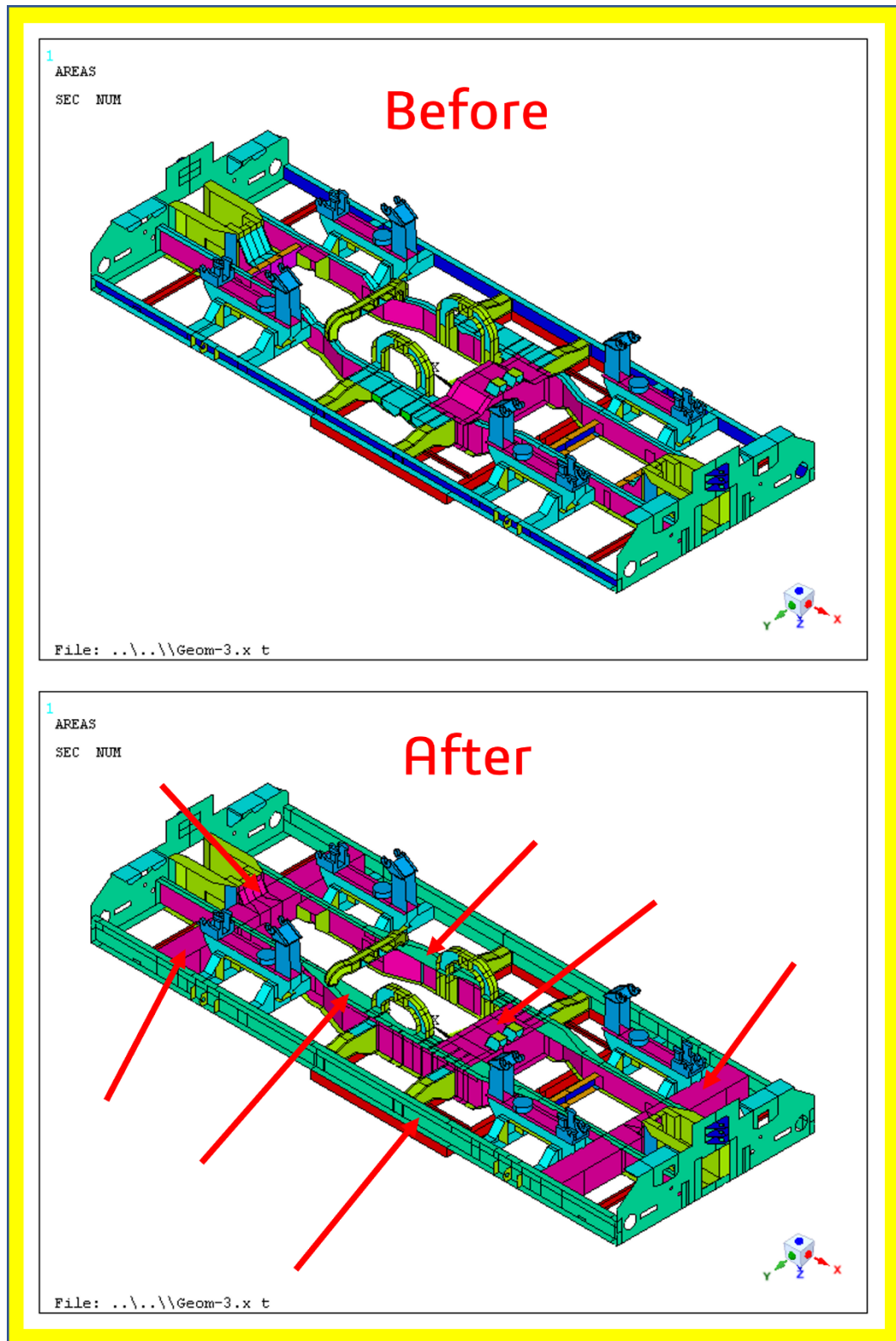


Gambar 4-7 Plot Distribusi Tegangan pada *Existing Design* Yang Dibatasi Tegangan Yang Diizinkan

Optimasi yang dilakukan mulai dari melakukan penebalan pada pelat, mengubah bentuk struktur, sampai menambahkan beberapa bagian untuk memperkuat struktur. Setelah melakukan optimasi, desain yang baru akan disimulasikan untuk memverifikasi apakah desain tersebut sudah memenuhi standar yang disyaratkan atau belum. Proses optimasi dan verifikasi ini dilakukan berulang kali sampai mendapatkan desain yang memenuhi standar yang disyaratkan. Berikut adalah gambar dari *Existing Design* dan *Optimized Design*.



Gambar 4-8 Perbandingan *Existing Design* dan *Optimized Design* (Tampak Atas)

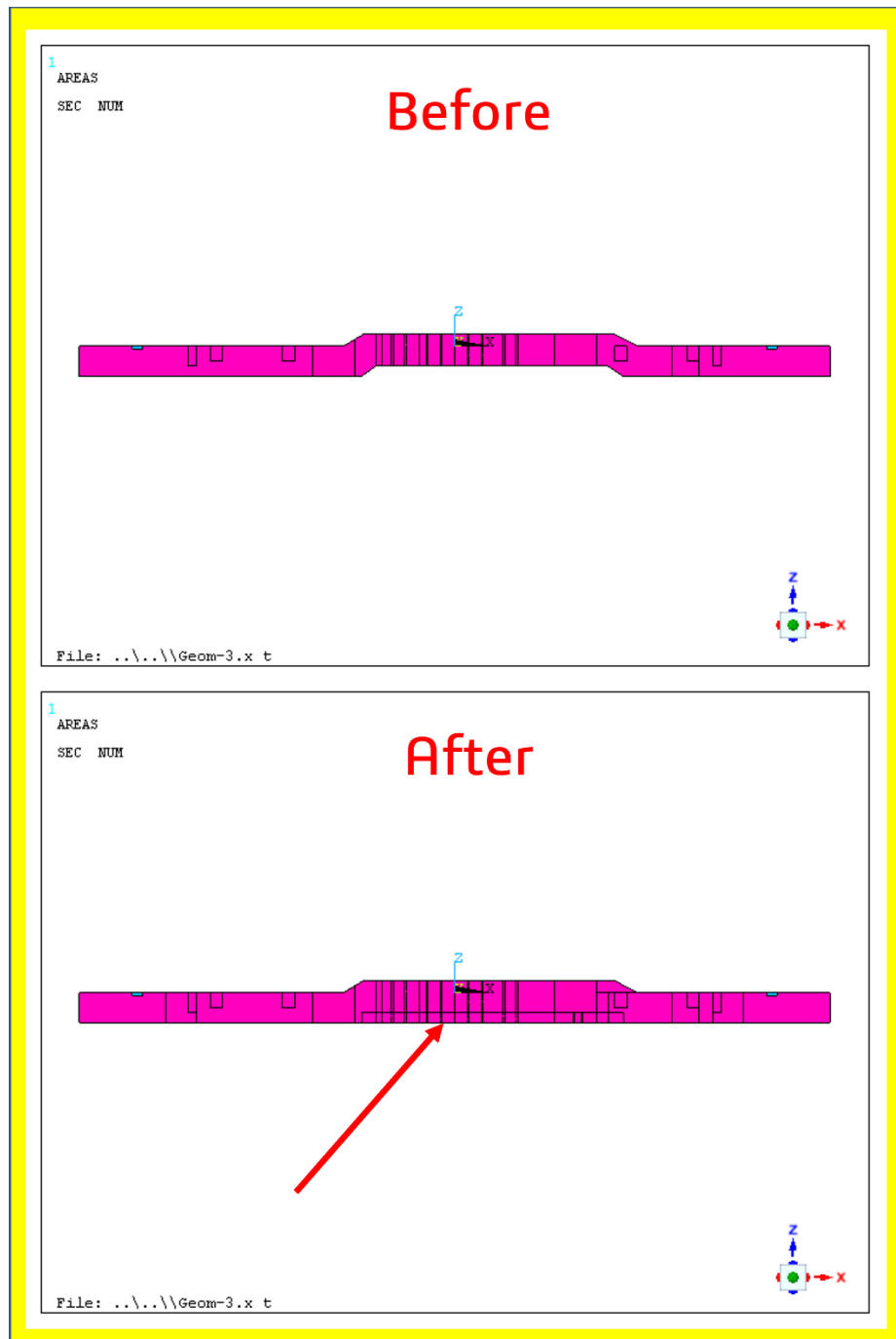


Gambar 4-9 Perbandingan *Existing Design* dan *Optimized Design* (Tampak Isometrik)

## 4.2.1 Model

Berikut adalah perincian beberapa perubahan desain yang dilakukan untuk mengoptimasi *Existing Design*:

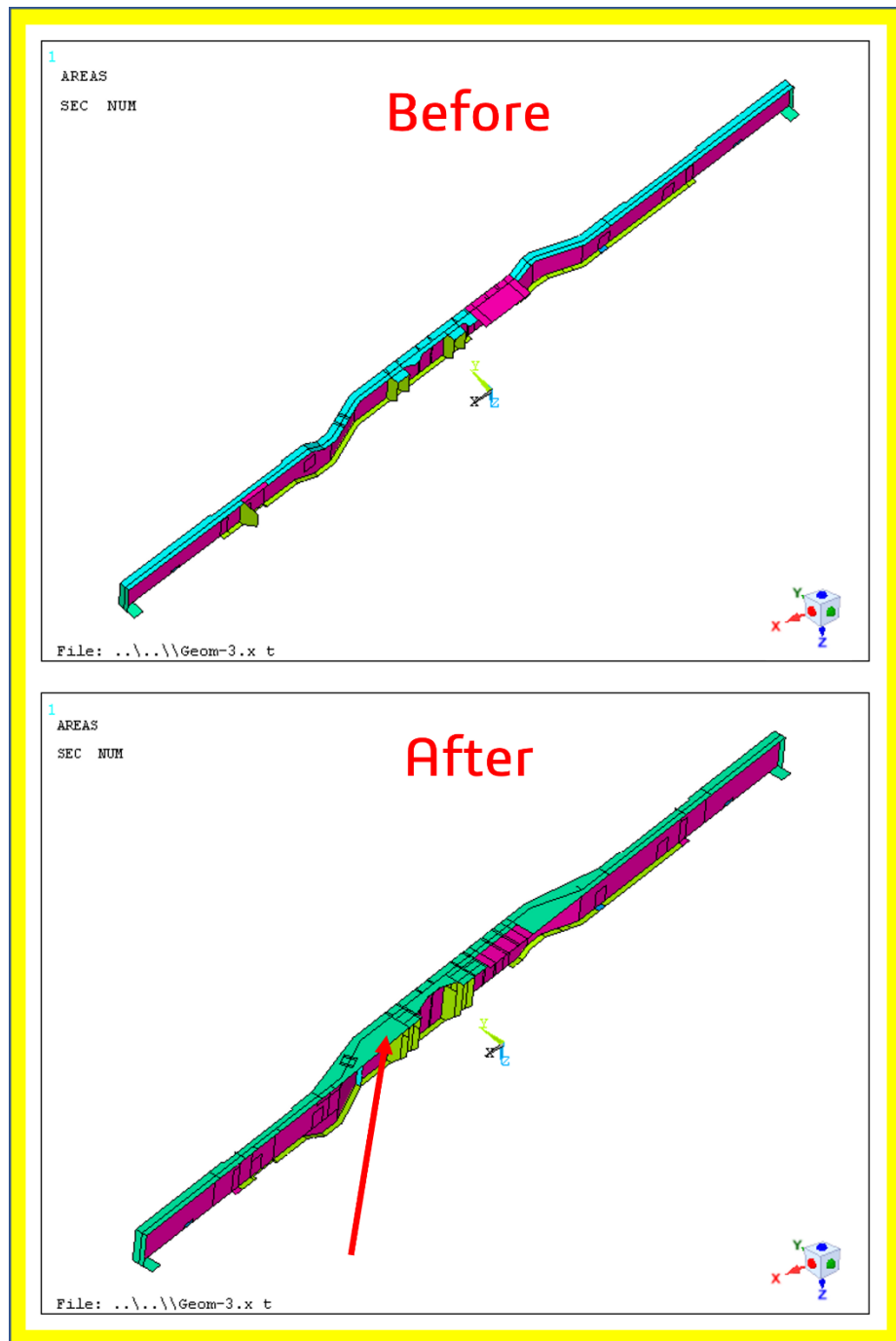
1. Perubahan yang pertama adalah pada bagian *centersill*. Yaitu menghilangkan cekungan pada *centersill* tersebut.



Gambar 4-10 Hasil Optimasi pada *Center Sill*

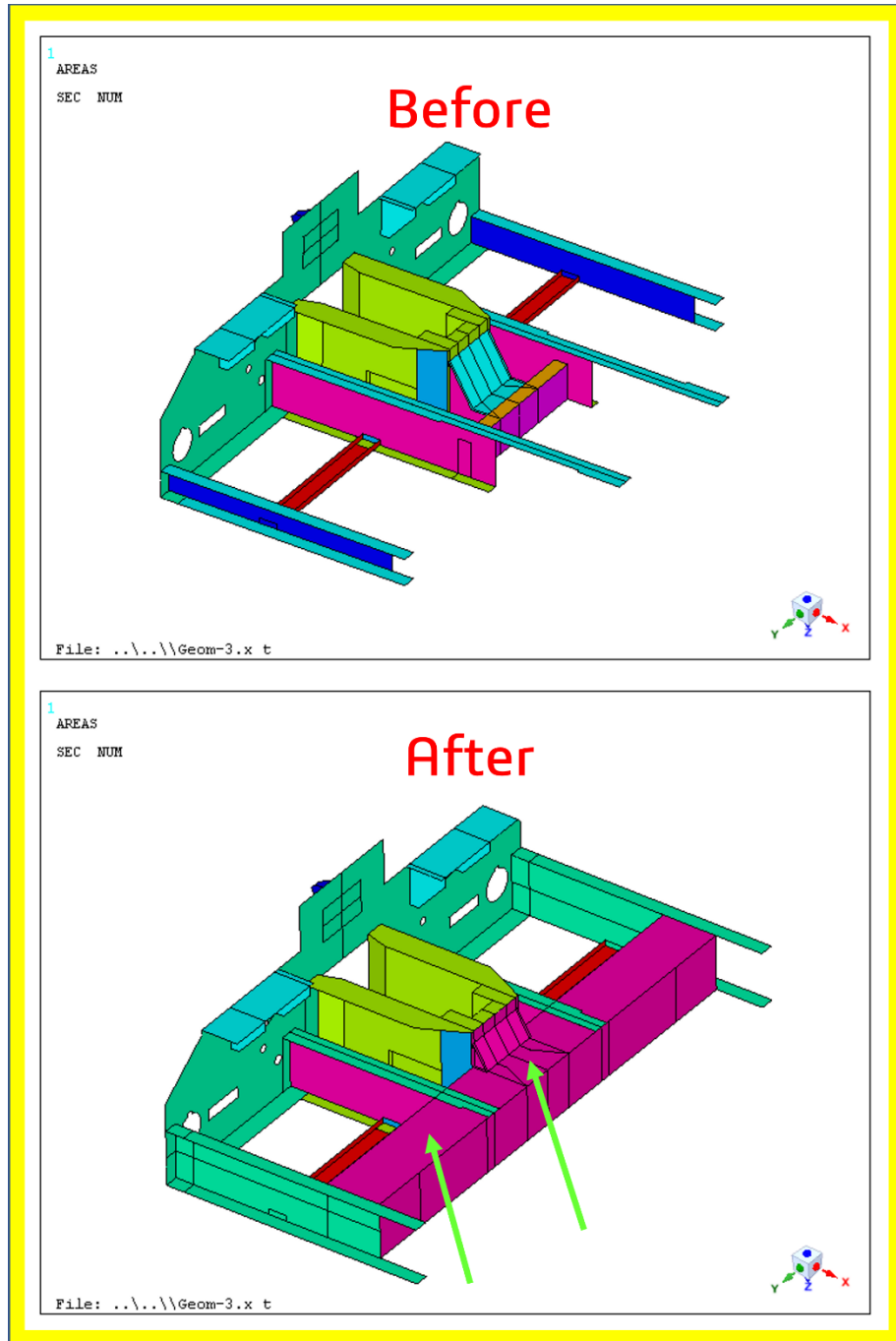


Pada bagian bawah *center sill* juga dilakukan penebalan pelat dari yang sebelumnya 12 mm menjadi 22 mm.



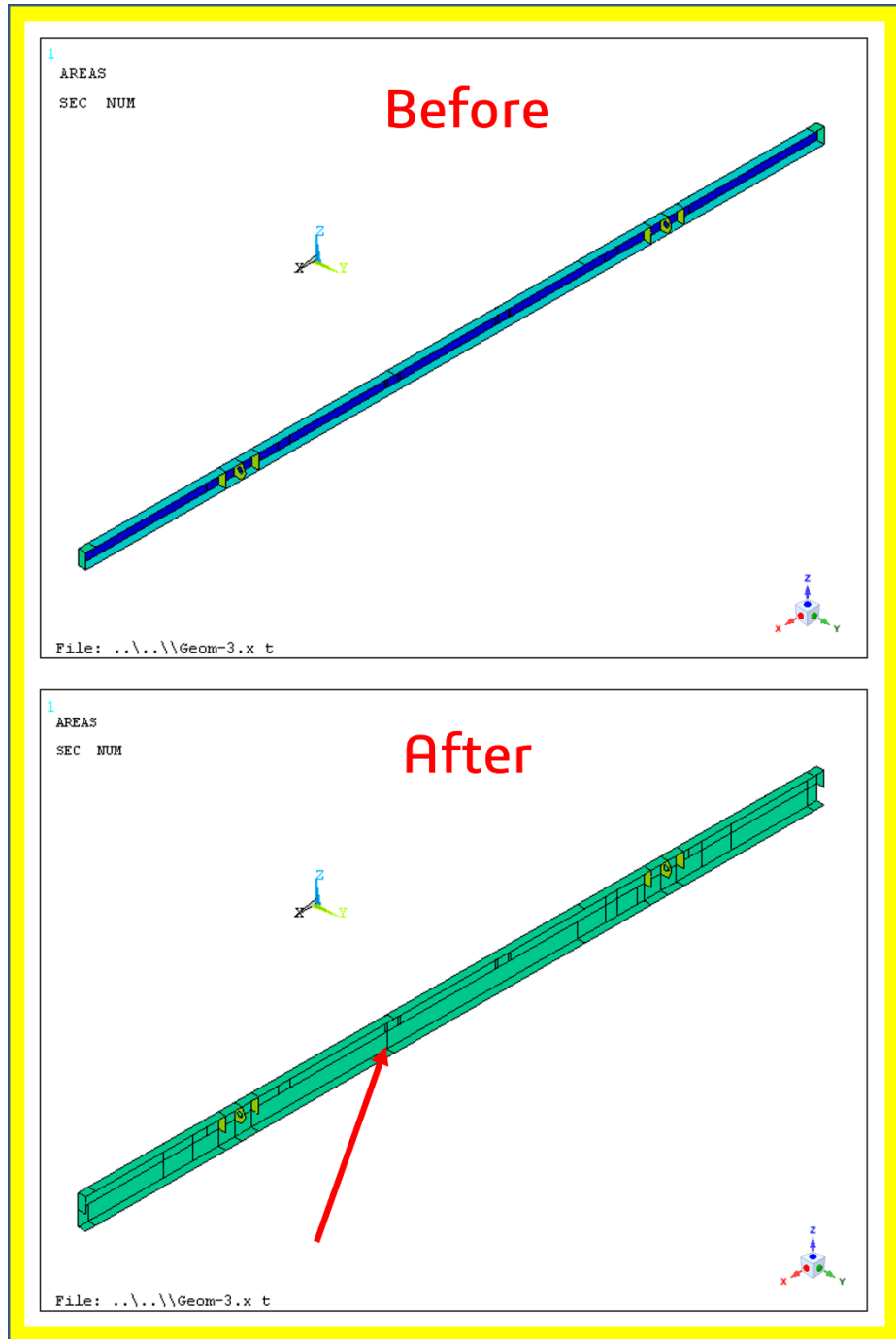
Gambar 4-11 Hasil Optimasi pada Bagian Bawah *Center Sill*

2. Optimasi yang lain adalah bagian *front frame*. Pada bagian ini dilakukan perubahan geometri dan penambahan bagian untuk memperkuat struktur khususnya bagian *center sill*. Penebalan pelat juga dilakukan pada bagian yang sebelumnya mempunyai ketebalan di bawah 16 mm menjadi 16 mm.



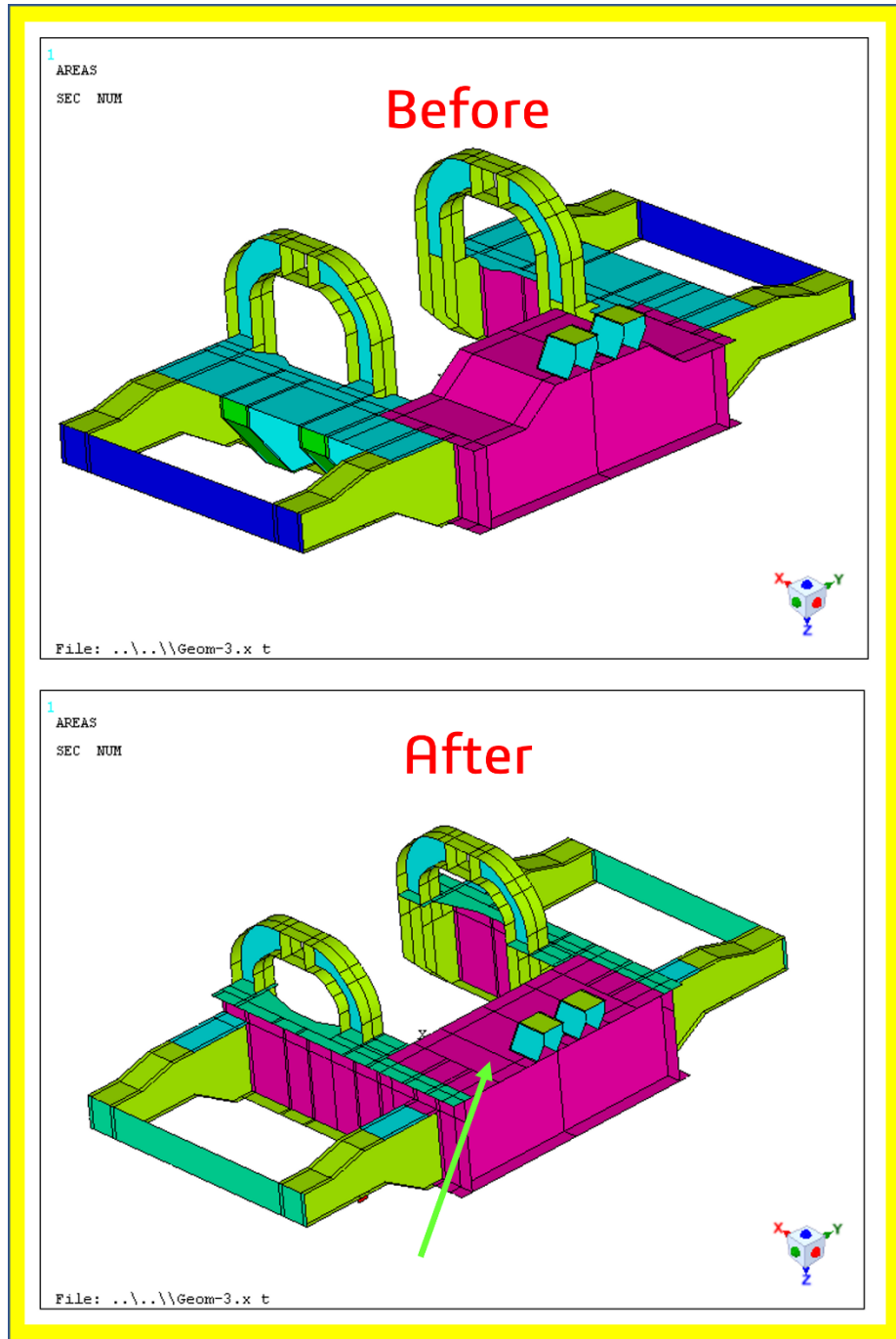
Gambar 4-12 Hasil Optimasi pada *Front Frame*

- Optimasi juga dilakukan untuk bagian *side sill*. Pada bagian *side sill* dibuat agak tinggi dan ketebalannya yang sebelumnya 12 mm dan 6,5 mm diubah menjadi 22 mm.



Gambar 4-13 Hasil Optimasi pada *Side Sill*

4. Perubahan selanjutnya adalah bagian *main cross beam*. *Main cross beam* yang sebelumnya menonjol ke bawah dibuat rata.



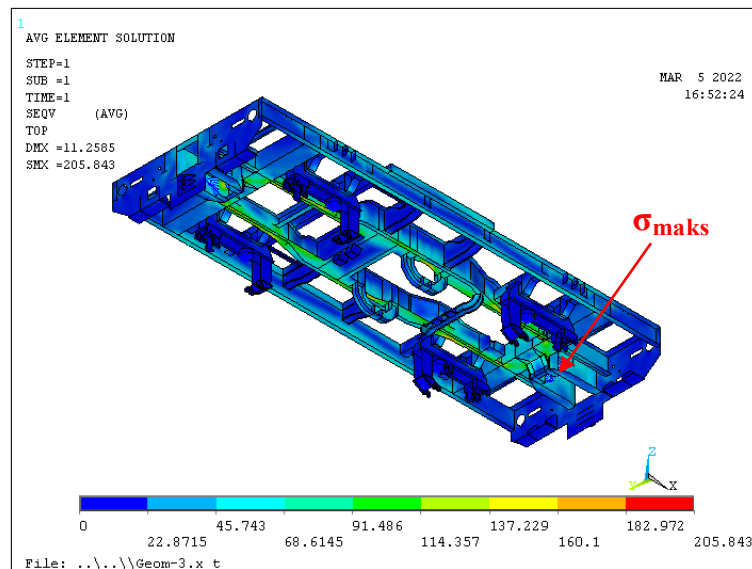
Gambar 4-14 Hasil Optimasi pada *Main Cross Beam*

## 4.2.2 Simulasi

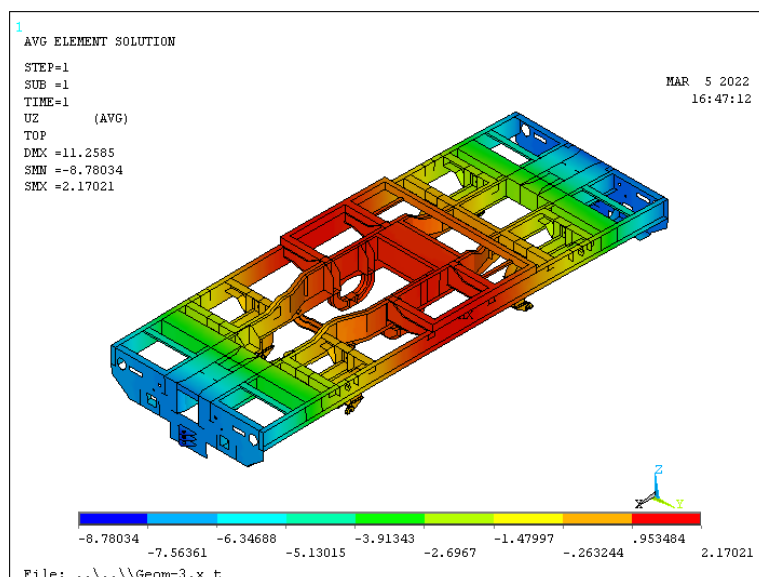
Desain hasil perancangan di atas juga telah disimulasikan untuk memverifikasi apakah sudah memenuhi standar yang disyaratkan pada Peraturan Menteri nomor : KM 44 tahun 2010. Adapun hasil simulasi pembebanan dari desain tersebut adalah sebagai berikut.

### 1. Beban Kompresi

Pada pembebanan kompresi, tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang timbul adalah sebesar 205,84 MPa seperti yang ditunjukkan pada gambar 4-15.



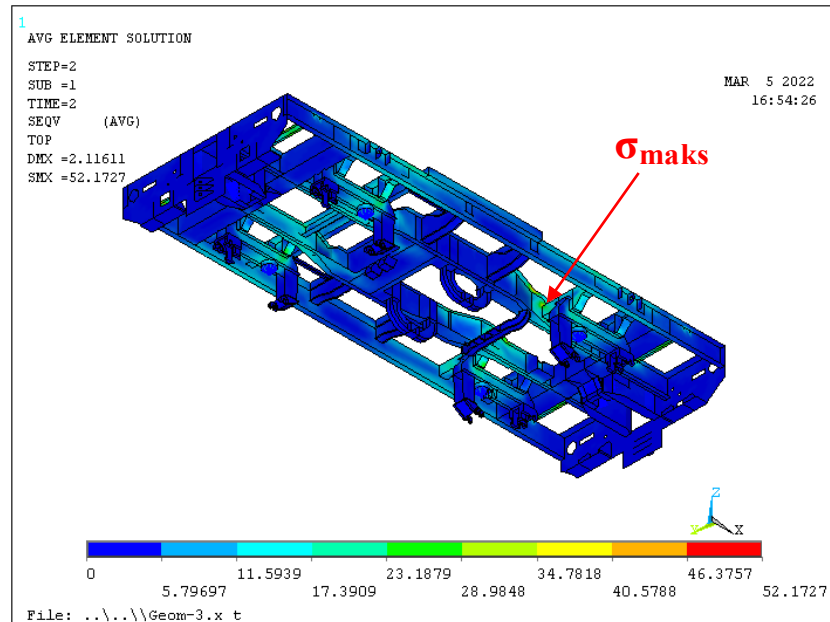
Gambar 4-15 Tegangan von Mises pada Pembebanan Kompresi (MPa)



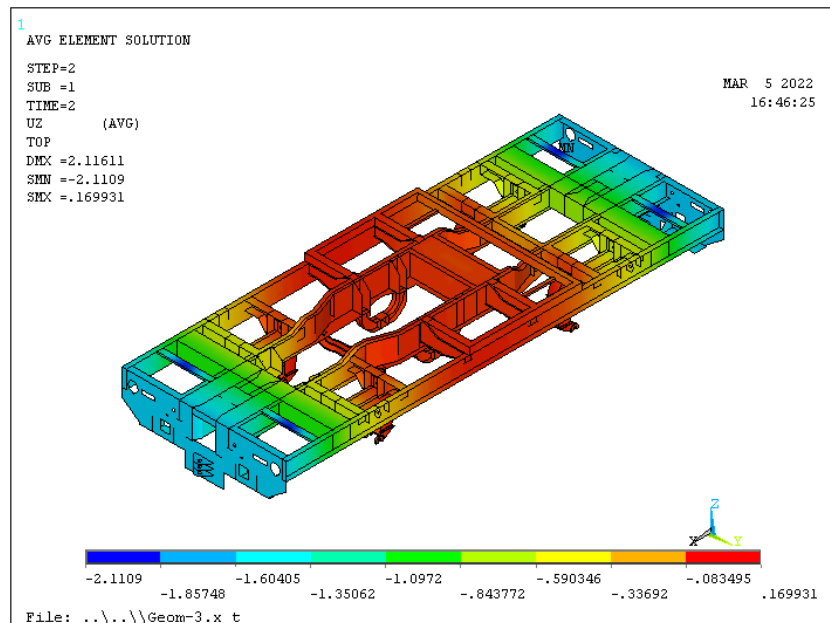
Gambar 4-16 Defleksi pada Pembebanan Kompresi (mm)

## 2. Beban Vertikal

Kemudian untuk pembebanan vertikal, tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang didapatkan adalah sebesar 52,17 MPa seperti yang diperlihatkan pada gambar 4-17



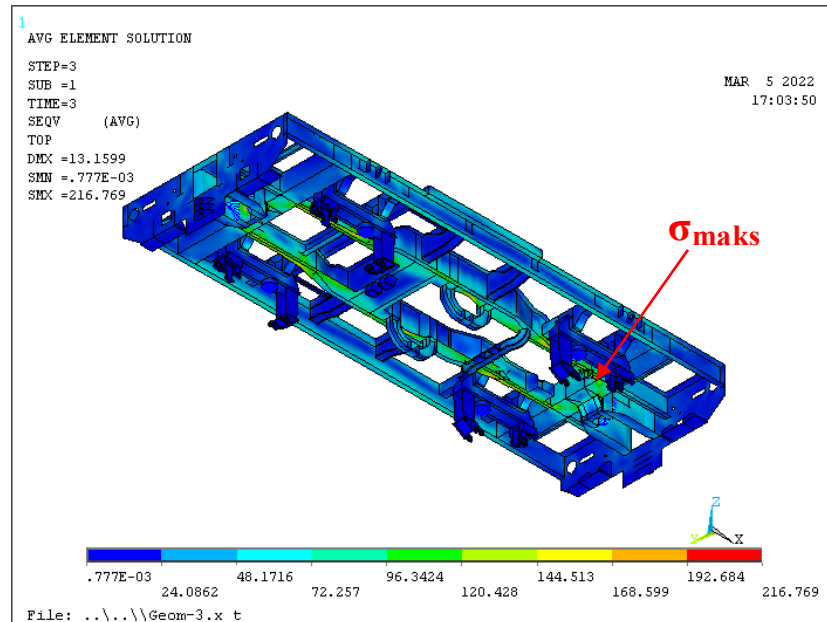
Gambar 4-17 Tegangan von Mises pada Pembebanan Vertikal (MPa)



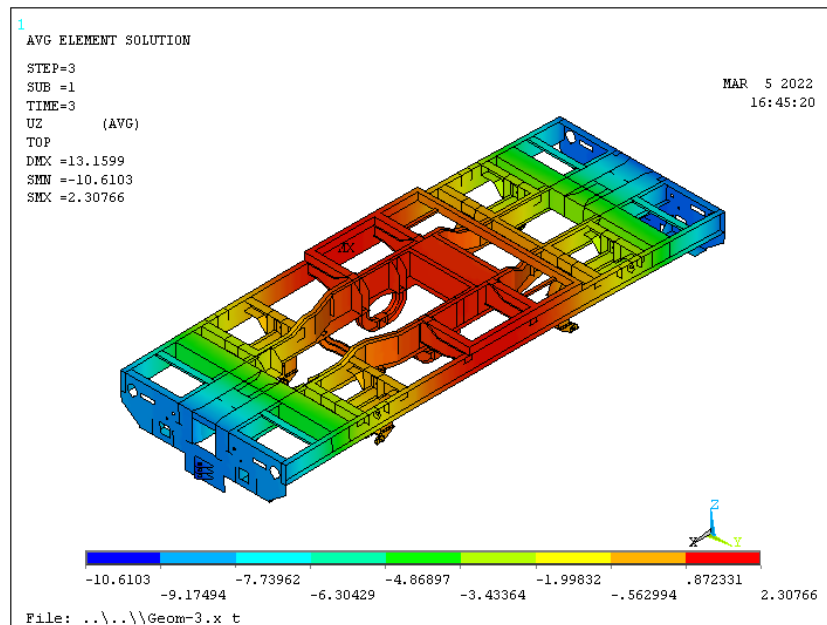
Gambar 4-18 Defleksi pada Pembebanan Vertikal (mm)

### 3. Beban Kombinasi (Kompresi dan Vertikal)

Kasus yang terakhir adalah pembebanan kombinasi. Pada kasus ini, tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang timbul adalah 216,77 MPa seperti yang diperlihatkan pada gambar 4-19



Gambar 4-19 Tegangan von Mises pada Pembebanan Kombinasi (MPa)



Gambar 4-20 Defleksi pada Pembebanan Kombinasi (mm)

Kemudian hasil simulasi tersebut disajikan dalam tabel berikut:

Tabel 4-2 Tabel Hasil Pengujian *Optimized Design*

No	Beban	Defleksi Vertikal (mm)	Tegangan von Mises (Mpa)	Letak Tegangan Maksimum (MPa)	Jenis material	Tegangan izin (Mpa)	Keterangan
1	Kompresi	2,16	205,84	<i>Center sill</i>	SM 490 A (JIS G 3106)	243,75	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ < Tegangan izin $\sigma_{izin}$  (OK)
2	Vertikal	0,17	52,17	<i>Center sill</i>	SM 490 A (JIS G 3106)	243,75	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ < Tegangan izin $\sigma_{izin}$  (OK)
3	Kompresi dan Vertikal	2,31	216,77	<i>Center sill</i>	SM 490 A (JIS G 3106)	24,75	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ < Tegangan izin $\sigma_{izin}$  (OK)



## 4.3 Analisis dan Pembahasan

### 4.3.1 Simulasi

Analisis yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan metode elemen hingga. Untuk memudahkan analisis tersebut, digunakan perangkat lunak Ansys Mechanical APDL dengan lisensi yang dimiliki oleh PT INKA (Persero). Elemen yang digunakan pada analisis ini adalah *Shell 4 node* dengan 6 derajat kebebasan pada tiap node (*shell 181*) untuk memodelkan pelat, dan *Beam 2 node* dengan 6 derajat kebebasan pada tiap node (*beam 188*) untuk memodelkan elemen bantu penerus gaya.

Analisis yang dilakukan adalah analisis dengan pembebanan statis. Akan tetapi pada pembebanan vertikal, beban maksimum yang digunakan juga dikalikan dengan koefisien dinamis sebesar 1,3 sesuai dengan peraturan menteri perhubungan nomor: KM 44 tahun 2010. Sehingga berdasarkan standar, simulasi dinamis tidak perlu dilakukan karena pembebanan statis yang dilakukan sudah dikalikan dengan koefisien dinamis.

Hasil yang didapatkan dari simulasi adalah nilai-nilai tegangan dan defleksi. Nilai-nilai tersebut didapatkan dari hasil perhitungan menggunakan beberapa teori kegagalan struktur. Teori-teori tersebut memprediksi terjadinya peluluhan dalam kondisi kompleks. Nilai tegangan yang diambil pada analisis ini adalah tegangan von Mises karena analisis ini menggunakan teori distorsi energi maksimum. Teori kegagalan ini dipilih karena teori inilah yang menghasilkan tegangan paling ekstrem dan biasa digunakan untuk simulasi.

### 4.3.2 Optimasi

Dari hasil simulasi *Existing Design* (yang akan dijelaskan lebih rinci di sub bab selanjutnya), bisa dilihat distribusi tegangan untuk menganalisis bagian mana yang menjadi titik kritis dan perlu dilakukan optimasi. Beberapa langkah yang dilakukan untuk optimasi adalah penebalan pelat, mengubah bentuk struktur, hingga menambahkan beberapa bagian untuk memperkuat struktur.

Bagian pertama yang dioptimasi adalah *center sill*. Optimasi dilakukan dengan menghilangkan cekungan pada *center sill*. Cekungan ini dinilai sebagai

penyebab besarnya tegangan yang terjadi. Setelah cekungan dihilangkan, tegangan yang terjadi sudah berkurang akan tetapi masih ada titik kritis yang melebihi tegangan yang diizinkan. Hal ini karena bentuk dari *center sill* yang masih mempunyai belokan (meluas dan menyempit) karena didesain untuk tempat *engine*. Kemudian dilakukan penebalan pelat yang ada di bawah *center sill* agar strukturnya dapat lebih kuat sehingga tegangan yang terjadi tidak melebihi tegangan izin.

Bagian *front frame* juga ditambahkan bagian yang ditujukan untuk memperkuat struktur. Bagian yang ditambahkan adalah sebuah *cross beam* yang melintang dari *side sill* satu ke *side sill* lainnya. Kemudian dilakukan juga perubahan geometri *front frame* yang menempel pada *cross beam* baru ini agar tujuan penguatan struktur tercapai. Penebalan pelat juga dilakukan untuk pelat yang sebelumnya mempunyai ketebalan di bawah 16 mm menjadi 16 mm. Penebalan ini dilakukan agar bagian tersebut tidak kalah kuat dengan bagian lain.

Optimasi selanjutnya adalah bagian *side sill*. *Side sill* ditinggikan agar lebih kuat dan tidak menjadi peralihan tegangan karena kalah kuat dengan struktur lain. Pelat *side sill* juga diganti menjadi pelat 22 mm dari yang sebelumnya 12 mm dan 6,5 mm.

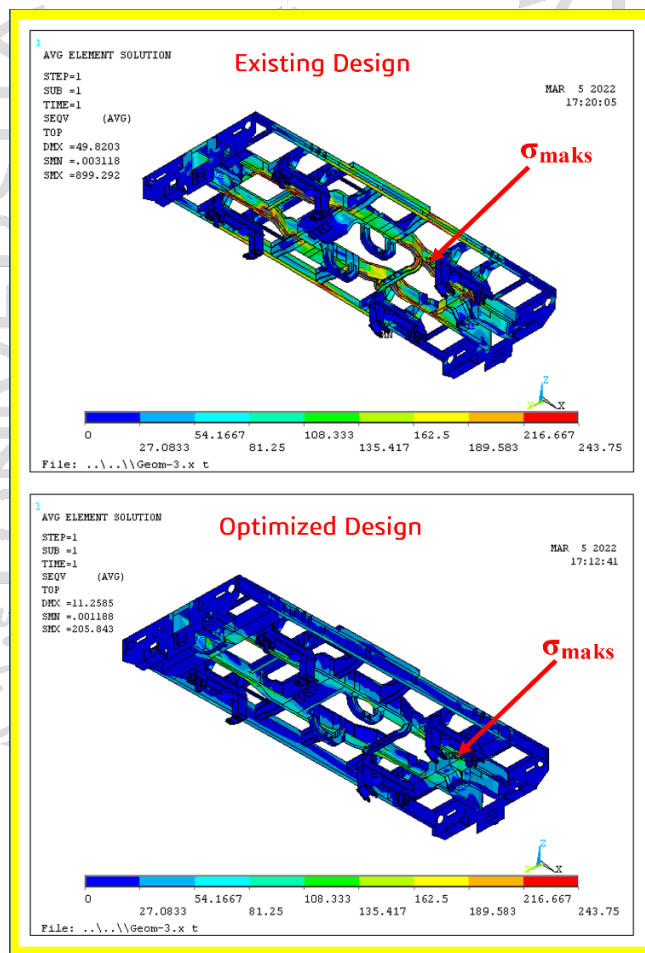
Kemudian dilakukan juga perubahan bentuk dari main *cross beam*. Ini menyesuaikan dengan perubahan yang dilakukan ada *center sill*. Setelah *center sill* dibuat rata (tanpa cekungan), tonjolan pada *main cross beam* tidak terlalu tinggi sehingga diputuskan untuk membuatnya menjadi rata agar tidak menjadi tempat peralihan tegangan karena geometrinya yang tidak rata.

### 4.3.3 Hasil Simulasi dan Optimasi

Dari simulasi 3 kasus pembebanan yang dilakukan pada *Existing Design*, didapatkan hasil distribusi tegangan dan defleksi yang beragam. Tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang timbul ada yang masih di bawah nilai tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  dan ada juga yang melebihi tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  bahkan melebihi nilai kekuatan luluh. Kemudian setelah dilakukan optimasi, nilai tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  akibat 3 kasus pembebanan pada *Optimized Design* mengalami penurunan seperti yang diharapkan.

## 1. Pembebanan Kompresi

Gambar 4-21 bagian atas merupakan plot tegangan dari pembebanan kompresi pada *Existing Design* yang nilai maksimumnya dibatasi dengan nilai tegangan maksimum yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  untuk memudahkan analisis. Dari gambar tersebut, kita bisa lihat bahwa tegangan von Mises maksimum yang timbul akibat pembebanan kompresi adalah sebesar 899,29 MPa. Tegangan tersebut berlokasi di *center sill*. Tegangan tersebut sudah melebihi tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  yaitu sebesar 243,75 MPa dan juga melebihi kekuatan luluh material yang digunakan. Oleh karena itu, perlu adanya optimasi desain agar tegangan yang terjadi pada titik kritis konstruksi tidak melebihi tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$ .



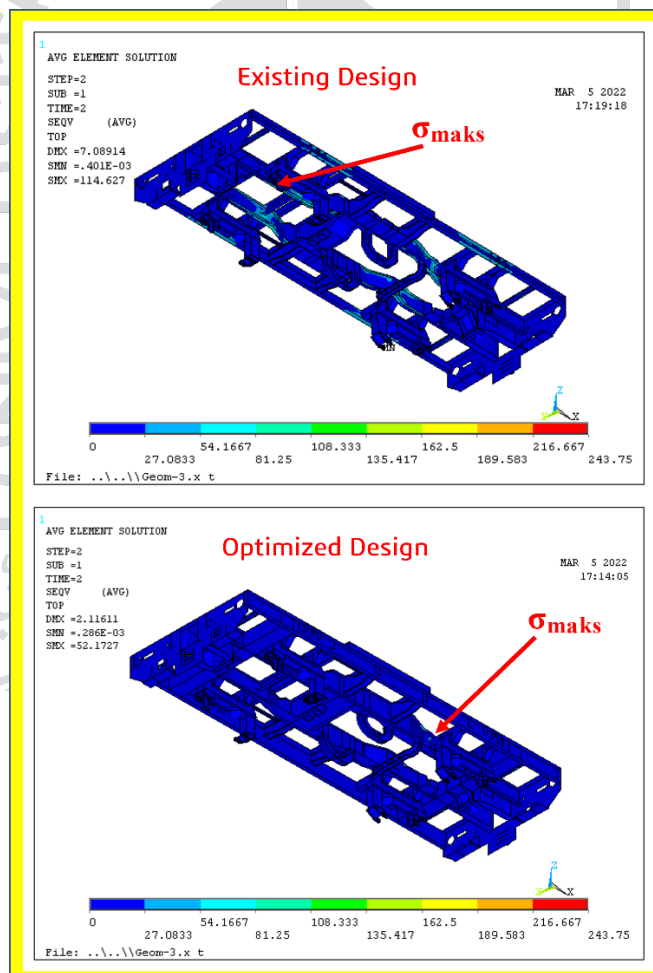
Gambar 4-21 Perbandingan Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kompresi pada *Existing Design* dan *Optimized Design* (MPa)

Setelah dilakukan optimasi, plot tegangan yang timbul akibat pembebanan kompresi ditunjukkan pada gambar 4-21 bagian bawah.

Tegangan von Mises maksimum yang timbul adalah sebesar 205,84 MPa pada bagian *center sill*. Tegangan ini berada di bawah tegangan maksimum yang diizinkan  $\sigma_{izin}$ . Maka dapat dikatakan struktur *underframe* ini telah memenuhi standar yang disyaratkan pada Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : KM 44 Tahun 2010 untuk kasus pembebanan kompresi.

## 2. Pembebanan Vertikal

Dari gambar 4-22 bagian atas, bisa dilihat bahwa tegangan von Mises maksimum yang timbul pada *Existing Design* akibat pembebanan vertikal berada di bagian *center sill*. Tegangan tersebut mempunyai nilai sebesar 114,63 MPa. Tegangan tersebut masih jauh di bawah tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$ . Maka dapat disimpulkan bahwa struktur *underframe* telah mampu menahan beban yang disyaratkan.

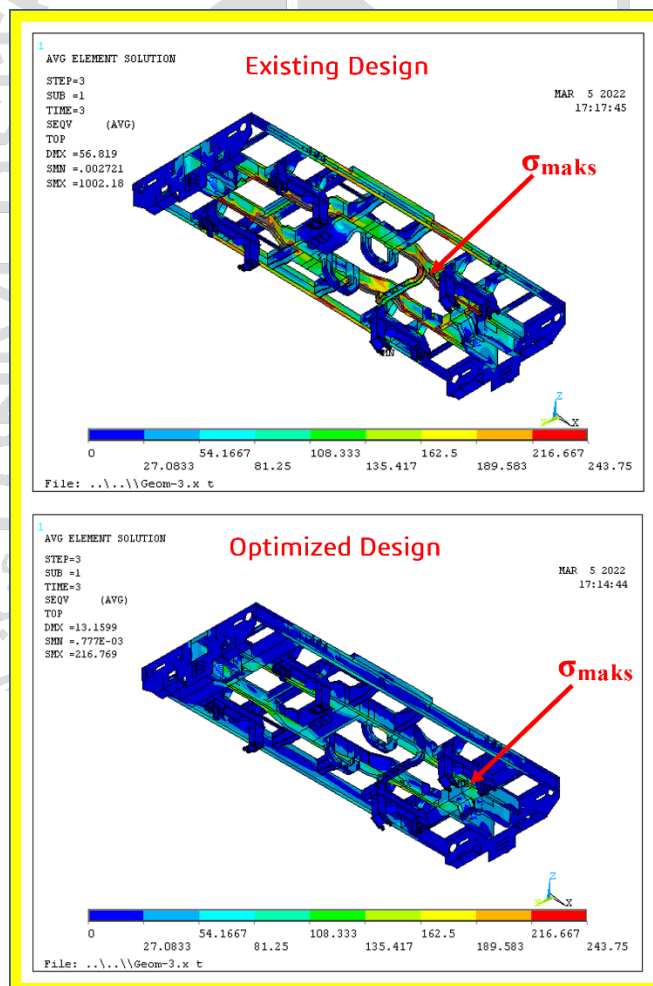


Gambar 4-22 Perbandingan Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Vertikal pada *Existing Design* dan *Optimized Design* (MPa)

Pada *Optimized Design*, tegangan von Mises maksimum yang timbul akibat pembebanan vertikal adalah sebesar 52,17 MPa dan berlokasi di bagian *center sill*. Tegangan tersebut jauh di bawah tegangan maksimum yang diizinkan  $\sigma_{izin}$ . Maka dapat disimpulkan struktur *underframe* ini telah memenuhi standar yang disyaratkan pada Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : KM 44 Tahun 2010.

### 3. Pembebanan Kombinasi (Kompresi dan Vertikal)

Tegangan von Mises maksimum yang timbul pada *Existing Design* akibat pembebanan kombinasi adalah sebesar 1002,18 MPa. Tegangan tersebut jauh melebihi tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$ . Maka perlu dilakukan optimasi pada struktur *underframe* ini. Tegangan tersebut berlokasi di bagian *center sill*.



Gambar 4-23 Perbandingan Tegangan von Mises Akibat Pembebanan Kombinasi pada *Existing Design* dan *Optimized Design* (MPa)

Setelah dioptimasi, Tegangan von Mises maksimum yang timbul akibat pembebanan kombinasi adalah sebesar 216,77 MPa pada bagian *center sill*. Hal tersebut ditunjukkan pada gambar 4-24 bagian bawah. Maka dapat disimpulkan bahwa *underframe* juga mampu menahan beban karena tegangan von Mises maksimum yang timbul tidak melebihi tegangan izin  $\sigma_{izin}$  sesuai standar yang disyaratkan.

Semua kasus pembebanan yang disyaratkan sudah dilakukan dan semua hasilnya menunjukkan bahwa nilai tegangan maksimum  $\sigma_{maks}$  yang timbul pada *Optimized Design* akibat pembebanan ketiga kasus tersebut masih berada di bawah nilai tegangan maksimum yang diizinkan  $\sigma_{izin}$ . Sehingga dapat dikatakan bahwa desain *underframe* hasil optimasi ini telah lolos syarat sesuai Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : KM 44 Tahun 2010.

Pada halaman berikutnya dilampirkan tabel perbandingan hasil simulasi *Existing Design* dan *Optimized Design*.



Tabel 4-3 Tabel Perbandingan Hasil Pengujian *Existing Design* dan *Optimized Design*

No	Beban	<i>Existing Design</i>				<i>Optimized Design</i>			
		Defleksi Vertikal (mm)	Tegangan von Mises (Mpa)	Letak Tegangan Maksimum (MPa)	Keterangan	Defleksi Vertikal (mm)	Tegangan von Mises (Mpa)	Letak Tegangan Maksimum (MPa)	Keterangan
1	Kompresi	13,21	899,29 ( $>\sigma_y$ )	<i>Center sill</i>	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ $>$ Tegangan izin $\sigma_{izin}$ (Not OK)	2,16	205,84	<i>Center sill</i>	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ $<$ Tegangan izin $\sigma_{izin}$ (OK)
2	Vertikal	1,18	114,63	<i>Center sill</i>	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ $<$ Tegangan izin $\sigma_{izin}$ (OK)	0,17	52,17	<i>Center sill</i>	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ $<$ Tegangan izin $\sigma_{izin}$ (OK)
3	Kompresi dan Vertikal	14,11	1002,18 ( $>\sigma_y$ )	<i>Center sill</i>	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ $>$ Tegangan izin $\sigma_{izin}$ (Not OK)	2,31	216,77	<i>Center sill</i>	Tegangan maksimum $\sigma_{maks}$ $<$ Tegangan izin $\sigma_{izin}$ (OK)

## **BAB 5**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan analisis dan pembahasan yang dilakukan, maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- Dari simulasi pengujian yang dilakukan menggunakan metode elemen hingga didapatkan bahwa tegangan von Mises maksimum yang timbul pada *Existing Design* melebihi batas tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  (243,75 MPa). Maka *Existing Design* dinyatakan belum lolos standar yang disyaratkan dan memerlukan optimasi desain.
- Optimasi yang dilakukan adalah dengan melakukan penebalan pelat, mengubah bentuk model, hingga menambahkan bagian ke model tersebut.
- Setelah dilakukan optimasi, struktur dinyatakan lolos standar yang disyaratkan karena tegangan von Mises maksimum yang timbul sudah berada di bawah tegangan yang diizinkan  $\sigma_{izin}$  (243,75 MPa) yaitu sebesar 216,77 MPa.

#### **5.2 Saran atau Penelitian Selanjutnya**

Adapun beberapa hal yang disarankan penulis untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

- Optimasi desain bisa dilanjutkan sehingga desain semakin mudah untuk dimanufaktur dengan tetap memperhatikan kekuatan yang disyaratkan.
- Ketika melakukan simulasi, sebaiknya diperhatikan lagi hasil dari simulasi tersebut apakah model yang dibuat sudah baik atau belum. Memperbesar *scale factor* ketika menampilkan hasil yang terjadi dapat mempermudah dalam meneliti kembali apakah ada pemodelan yang salah, misalnya suatu area terlepas dari area yang seharusnya menempel dengan area tersebut.



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] D. Satrijo dan T. Prahasto, “ANALISIS KEKUATAN UNDER FRAME KERETA BARANG MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA,” *ROTASI*, vol. 9, no. 3, hlm. 5, 2007.
- [2] E. Sutikno, “ANALISIS TEGANGAN AKIBAT PEMBEBANAN STATIS PADA DESAIN CARBODY TeC RAILBUS DENGAN METODE ELEMEN HINGGA,” *J. Rekayasa Mesin*, vol. 2, no. 1, hlm. 17, 2011.
- [3] B. Budiwanto, I. W. Puja, M. A. Kariem, dan H. R. Pasaribu, “Analisis Kekuatan Struktur UnderFrame Kereta Akibat Tabrakan,” *Proceeding Semin. Nas. Tah. Tek. Mesin XV SNTTM XV*, hlm. 6, 2016.
- [4] R. T. Hardianto, Wahyudi, dan D. Aditya, “Analisis Kekuatan Konstruksi Underframe Pada Prototype Light Rail Transit (LRT),” hlm. 6.
- [5] A. H. Soesilo, Fadelan, dan W. T. Putra, “PERANCANGAN DAN ANALISIS CARBODY LOKOMOTIF DENGAN METODE ELEMEN HINGGA,” *KOMPUTEK*, vol. 4, no. 2, hlm. 8, Okt 2020, doi: 10.24269/jkt.v4i2.532.
- [6] M. E. Wiryawan, “SPESIFIKASI TEKNIS LOKOMOTIF LANGSIR.” PT INKA (Persero), 2021.
- [7] *PERATURAN MENTERI PERHUBUNGAN NOMOR KM 44 TAHUN 2010*. 2010. Diakses: 1 November 2021. [Daring]. Tersedia pada: [http://jdih.dephub.go.id/produk\\_hukum/view/UzAwZ05EUWdWR0ZvZFc0Z01qQXhNQT09](http://jdih.dephub.go.id/produk_hukum/view/UzAwZ05EUWdWR0ZvZFc0Z01qQXhNQT09)
- [8] R. S. Khurmi dan J. K. Gupta, *A Textbook of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House, 2005.
- [9] A. J. Prasetyo, “APLIKASI METODE ELEMEN HINGGA ( MEH ) PADA STRUKTUR RIB BODI ANGKUTAN PUBLIK,” Universitas Sebelas Maret, 2010.
- [10] E. P. Popov, *Mekanika Teknik (Mechanics of Materials)*, 2 ed. Jakarta: Erlangga, 1986.
- [11] Risdiyono, “Konsep Dasar Perancangan,” dipresentasikan pada Kuliah Desain Produk Mekanik 2, 2020.

- [12] G. T. Mase dan G. E. Mase, *Continuum mechanics for engineers*, 2nd ed. Boca Raton, Fla: CRC Press, 1999.
- [13] “Ansys Help.” ANSYS Inc.
- [14] W. S. Slaughter, *The linearized theory of elasticity: with 153 figures*. 2013.
- [15] R. G. Budynas, J. K. Nisbett, dan J. E. Shigley, *Shigley’s Mechanical Engineering Design*, Tenth edition. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [16] M. K. Thompson dan J. M. Thompson, *ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis*. 2017.
- [17] Moch. A. Choiron, A. Purnowidodo, dan K. Anam, *Modul Ajar Metode Elemen Hingga*. Malang, 2014.

