



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM141585

**ANALISIS KEGAGALAN *FATIGUE* PADA
FRAME BOGIE LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)
DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN
HINGGA**

WIED KUKUH PRASETYO
NRP. 0211144000041

Dosen Pembimbing
ACHMAD SYAIFUDIN, S.T., M.Eng., Ph.D.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**ANALISIS KEGAGALAN *FATIGUE* PADA
FRAME BOGIE LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)
DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN
HINGGA**

WIED KUKUH PRASETYO
NRP. 0211144000041

Dosen Pembimbing
ACHMAD SYAIFUDIN, S.T., M.Eng., Ph.D.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TM141585

***FATIGUE FAILURE ANALYSIS ON BOGIE
LIGHT RAIL TRANSIT (LRT) FRAME USING
FINITE ELEMENT METHOD***

**WIED KUKUH PRASETYO
NRP. 0211144000041**

Supervisor
ACHMAD SYAIFUDIN, S.T., M.Eng., Ph.D.

***Department of Mechanical Engineering
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2018***

**ANALISIS KEGAGALAN FATIGUE PADA FRAME
BOGIE LIGHT RAIL TRANSIT (LRT) DENGAN
MENGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

WIED KUKUH PRASETYO

NRP. 0211144000041

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. (Pembimbing)
NIP. 197909262005011001
2. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT (Penguji I)
NIP. 198604012015041001
3. Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc (Penguji II)
NIP. 197805112001121001
4. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E (Penguji III)
NIP. 196511031996021001

SURABAYA

JULI, 2018

ANALISIS KEGAGALAN *FATIGUE* PADA *FRAME BOGIE LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)* DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Wied Kukuh Prasetyo
NRP : 0211144000041
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D.

ABSTRAK

Pada tahun 2016, Pemerintah Indonesia merencanakan angkutan umum komersial dalam kota untuk memperlancar transportasi di Indonesia. Salah satu angkutan yang dipilih untuk digunakan adalah *Light Rail Transit (LRT)*. LRT dipilih karena ukuran yang kecil cocok untuk transportasi dalam kota. Penggunaan LRT juga akan mengurangi jumlah kecelakaan yang terjadi di jalan karena LRT memiliki jalur tersendiri sehingga tidak melewati jalan yang digunakan oleh kendaraan lain. Komponen LRT yang akan digunakan terdiri dari sekitar 70% produk impor dari Bombardier, Inggris dan sisanya produksi dalam negeri. Komponen LRT yang diimpor tersebut salah satunya adalah *bogie*. Penelitian ini merupakan tahap awal pengembangan pada *frame bogie* yaitu berupa analisis *fatigue*.

Pada penelitian ini, perangkat lunak *Autodesk Inventor Professional 2017* digunakan untuk pemodelan 3D dan *CATIA SIMULIA V6* digunakan sebagai media analisis elemen hingga. Untuk material yang digunakan pada penelitian ini adalah material SM490B dengan sifat material yang didapatkan sesuai dari standar JIS. Tipe analisis yang dilakukan disini berupa analisis *fatigue* struktur. Analisis *fatigue* dilakukan untuk mengetahui umur kerja *frame bogie*. Penelitian ini dilakukan berdasarkan standardisasi yaitu EN 13749, dimana pada pengujian *fatigue* terdapat 3 variasi pembebanan vertikal akibat *carbody* yang diterapkan dari *normal service load* yang meliputi: *switches*, *straight track*, dan *running*

through curves. Kemudian dilakukan analisis faktor keamanan struktur dan umur *fatigue* yang didapatkan akibat pembebanan akibat *carbody*. Namun, pada penelitian ini digunakan kasus pembebanan *straight track* dengan amplitudo maksimum pembebanan sikliknya sebesar 108,68 kN dan amplitudo minimum sebesar 58,52 kN.

Setelah dilakukannya simulasi, didapatkan nilai Pembebanan terbesar terjadi pada *bogie* bagian belakang, lebih tepatnya terjadi pada *sideframe* 1 dan 4. Setelah dilakukan simulasi, tegangan kritis *von mises* yang terjadi pada *bogie* bagian belakang ini didapatkan nilai 168 MPa. Letak titik kritis tegangan *von mises*nya terletak pada lubang sambungan antara *sideframe* 4 dengan *1st spring*. Untuk umur *fatigue* dari desain didapatkan bahwa, umur operasional dari *frame bogie* didapatkan 2.591 jam operasional.

Kata kunci: *Frame Bogie*, Metode Elemen Hingga, Analisis *Fatigue*, EN 13749.

**FATIGUE FAILURE ANALYSIS ON BOGIE LIGHT RAIL
TRANSIT (LRT) FRAME USING FINITE ELEMENT
METHOD**

Name : Wied Kukuh Prasetyo
NRP : 0211144000041
Department : *Mechanical Engineering- ITS*
Academic Supervisor : Achmad Syaifudin, S.T,M. Eng,Ph.D

ABSTRACT

In 2016, the Government of Indonesia plans commercial public transport in the city to facilitate transportation in Indonesia. One of the vehicles selected for use is Light Rail Transit (LRT). LRT is chosen because of its small size suitable for inner city transportation. The use of LRT will also reduce the number of accidents that occur on the road because LRT has its own path so as not to pass the road used by other vehicles. The LRT component to be used consists of about 70% of imported products from Bombardier, UK and the rest of domestic production. The imported LRT component is one of them is bogie. This research is an early stage of development on frame bogie that is in the form of fatigue analysis.

In this study, Autodesk Inventor Professional 2017 software is used for 3D modeling and CATIA SIMULIA V6 is used as a finite element analysis medium. For material used in this research is SM490B material with material properties obtained according to JIS standard. The type of analysis performed here is a fatigue analysis of the structure. Fatigue analysis was performed to determine the working age of frame bogie. This research was conducted based on the standardization of EN 13749, where in the fatigue test there are 3 variations of vertical loading due to carbody applied from normal service load which include: switches, straight track, and running through curves. Then performed the analysis of

safety factor structure and fatigue age obtained due to carbody loading. However, in this study used case of straight track loading with maximum amplitude of cyclic loading of 108.68 kN and minimum amplitude of 58.52 kN.

After the simulation, the biggest loading occurs on the back of the bogie, more precisely on sideframe 1 and 4. After the simulation, the critical von mises that occurred in this rear bogie got 168 MPa value. Location of critical point von mises lies in the hole connection between the 4th sideframe with 1st spring. For the fatigue life of the design it was found that, the operational life of the frame bogie got 2.591 hours of operation.

Keywords: Bogie Frame, Finite Element Method, Fatigue Analysis, EN 13749.

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur bagi Allah SWT atas limpahan petunjuk dan rahmatnya-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dapat terselesaikan. Penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ayah Widoko, Ibu Sri Margini, Adik Widad Gandes Mahira, serta keluarga besar.
2. Bapak Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis.
3. Bapak Ari Kurniawan Saputra, ST, MT., Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc., Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E., selaku dosen penguji tugas akhir penulis.
4. Bapak Bobby Oedy Pramudyo, Ir., M.Eng., Ph.D., Prof. selaku dosen wali.
5. Seluruh dosen, staff, angkatan 2014, Teman-teman Lab. Mekanika Benda Padat Departemen Teknik Mesin ITS.
6. Rekan-rekan tugas akhir Rayhan, Egy, Betti, Kelvin, Mas Andhika, Mas Alkalifa, Rifai, Windhu, dan rekan-rekan lainnya yang telah menyelesaikan tugas akhir bersama dalam susah dan senang.
7. Semua pihak yang telah membantu yang tidak dapat dituliskan satu per satu.

Akhir kata semoga Allah SWT menjadikan Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat serta kontribusi bagi rekan-rekan semua.

Surabaya, 28 Juli 2018

Penulis

(halaman ini sengaja dikosongkan)

Daftar Isi

ABSTRAK	i
<i>ABSTRACT</i>	iii
Daftar Isi.....	vii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel.....	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 LATAR BELAKANG	1
1.2 PERUMUSAN MASALAH.....	4
1.3 RUANG LINGKUP	4
1.4 TUJUAN PENELITIAN	4
1.5 MANFAAT PENELITIAN	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 PENELITIAN TERDAHULU.....	7
2.2 <i>BOGIE</i>	9
2.3 STANDAR EN 13749 TAHUN 2011	11
2.4 STANDAR EN 15663 TAHUN 2017	11
2.5 KEGAGALAN <i>FATIGUE</i>	12
2.6 TEORI KEGAGALAN	13
2.7 CATIA SIMULIA V6.....	14
2.7.1 Durability Validation.....	14

2.8 METODE ELEMEN HINGGA	15
2.8.1 Prosedur MEH.....	15
2.8.2 Verifikasi.....	16
2.8.3 Validasi	16
2.9 ANALISIS YANG DIGUNAKAN.....	17
2.9.1 Analisis Pembebanan Pada <i>Carbody</i>	17
2.9.2 Analisis Fatigue.....	18
BAB III METODE PENELITIAN.....	23
3.1 DIAGRAM ALIR PENELITIAN	23
3.2 MODEL MATERIAL	24
3.3 MODEL SOLID 3D	25
3.4 MODEL ELEMEN HINGGA.....	26
3.5 KONDISI BATAS DAN SOLUSI.....	27
3.6 TIPE ANALISIS DAN KONTROL SOLUSI.....	29
3.6.1 Analisis Pembebanan <i>Carbody</i>	29
3.6.2 Pembebanan Siklik Akibat <i>Carbody</i>	43
3.6.3 Frekuensi Kerja.....	46
3.6.4 Kontrol Solusi, Verifikasi Prosedur Simulasi, dan Verifikasi Kondisi Batas	47
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	49
4.1 ANALISIS HASIL SIMULASI STATIS.....	49

4.1.1 Analisis Letak Tegangan Kritis <i>Von Mises</i> ...	49
4.1.2 Analisis <i>Fatigue Life</i>	51
4.2 VERIFIKASI HASIL SIMULASI <i>FATIGUE</i>	53
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	55
5.1 KESIMPULAN	55
5.2 SARAN.....	55
Daftar Pustaka	xv
LAMPIRAN	xvii
Biodata Penulis.....	xxxix

(halaman ini sengaja dikosongkan)

Daftar Gambar

Gambar 1. 1 Jumlah Kecelakaan Kereta Api di India Tahun 2007-2017	3
Gambar 2. 1 Pemodelan Kondisi Batas pada Uji <i>Fatigue</i>	7
Gambar 2. 2 <i>Bolster Bogie</i> dan <i>Bolsterless Bogie</i>	10
Gambar 2. 3 <i>Single-Axle Bogie</i> dan <i>Two-Axle Bogie</i>	10
Gambar 2. 4 Grafik S-N.....	12
Gambar 2. 5 Siklus Tegangan Bolak-Balik.....	13
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian yang Digunakan	23
Gambar 3. 2 Diagram Alir Penelitian yang Digunakan (lanjutan)	24
Gambar 3. 3 Model 3D <i>Frame Bogie</i> yang Telah Disederhanakan	25
Gambar 3. 4 Proses <i>Meshing</i> pada Model Solid 3D	26

Gambar 3. 5	Gaya Vertikal pada Masing-Masing <i>Sideframe</i>	27
Gambar 3. 6	Tumpuan pada Masing-Masing Sambungan <i>1st Spring</i>	28
Gambar 3. 7	Contoh Hasil Simulasi <i>Fatigue</i>	28
Gambar 3. 8	<i>Free Body Diagram Carbody</i> pada Sumbu XZ.....	32
Gambar 3. 9	<i>Free Body Diagram Carbody</i> pada Sumbu YZ.....	34
Gambar 3. 10	Distribusi gaya F_z pada Masing-Masing <i>Sideframe</i> pada Sumbu XY	36
Gambar 3. 11	Contoh Pembebanan Siklik Untuk Kasus Pembebanan <i>Straight Track</i>	45
Gambar 4. 1	Hasil Tegangan <i>Von Mises</i> Akibat Beban Siklik pada Kasus Pembebanan <i>Straight Track</i>	50
Gambar 4. 2	Letak Tegangan <i>Von Mises</i> Maksimum pada Kasus Pembebanan <i>Straight Track</i>	50
Gambar 4. 3	Hasil Simulasi <i>Fatigue</i> pada Kasus Pembebanan <i>Straight Track</i>	52

Daftar Tabel

Tabel 2. 1 Pembebanan pada Uji <i>Fatigue</i>	8
Tabel 3. 1 Data Material JIS G3106.....	24
Tabel 3. 2 Percepatan Untuk Masing-Masing Kasus Pembebanan	30
Tabel 3. 3 Distribusi F_z pada Masing-Masing <i>Sideframe</i> pada Saat <i>Switches</i>	37
Tabel 3. 4 Distribusi Gaya pada Kasus Pembebanan <i>Straight Track</i>	39
Tabel 3. 5 Distribusi Gaya pada Kasus Pembebanan <i>Running Through Curves</i>	42
Tabel 3. 6 Distribusi F_z pada Masing-Masing <i>Sideframe</i> pada Saat <i>Running Through Curves</i>	43

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Melihat perkembangan industri perkeretaapian saat ini, material komponen yang mempunyai keunggulan seperti kekuatan dan ketangguhan ditingkatkan. Material komponen yang mempunyai sifat ketangguhan dapat meningkatkan produksi dari perusahaan. Material yang mempunyai kekuatan serta tahan lama dapat menghemat dana untuk biaya perawatan. Salah satu komponen pada kereta api yang harus diperhatikan kekuatan dan ketangguhannya yaitu *bogie*. Sehingga, perlu dilakukan uji *fatigue* pada komponen tersebut agar dapat diprediksi umurnya. Jika umur dari *bogie* tidak sesuai dengan yang diharapkan, maka dapat diganti dengan material yang lebih kuat dan lebih tangguh.

Pada tahun 2016, Pemerintah Indonesia merencanakan angkutan umum komersial dalam kota untuk memperlancar transportasi di Indonesia. Salah satu angkutan yang dipilih untuk digunakan adalah *Light Rail Transit* (LRT). LRT dipilih karena ukuran yang kecil cocok untuk transportasi dalam kota. Penggunaan LRT juga akan mengurangi jumlah kecelakaan yang terjadi di jalan karena LRT memiliki jalur tersendiri sehingga tidak melewati jalan yang digunakan oleh kendaraan lain. Komponen LRT yang akan digunakan terdiri dari sekitar 70% produk impor dari “BOMBARDIER” dan sisanya produksi dalam negeri. Komponen LRT yang diimport tersebut salah satunya adalah *bogie*.

Bogie merupakan salah satu komponen pada kereta api yang digunakan sebagai penopang *carbody* dan digunakan untuk meningkatkan kenyamanan dengan menyerap getaran yang dihasilkan oleh penyimpangan jalur dan meminimalkan dampak gaya sentrifugal saat kereta api beroperasi pada tikungan dengan kecepatan tinggi. *Bogie* memiliki berbagai jenis, tergantung dari kebutuhan. Salah satu jenis dari *bogie* ialah *bolster bogie*. *Bolster*

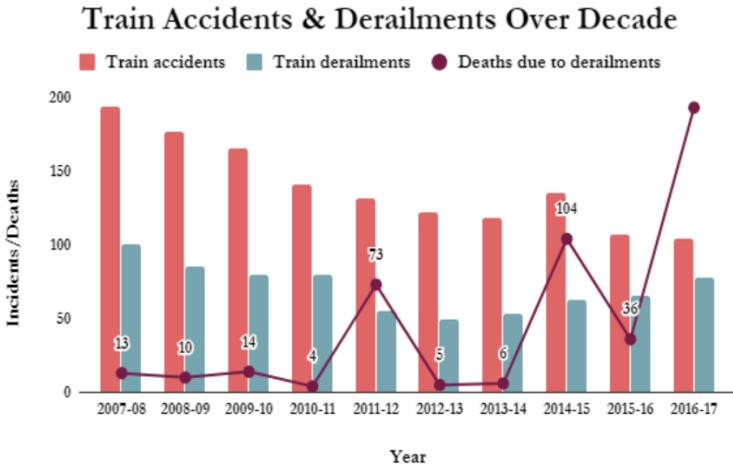
berperan sebagai tumpuan terhadap badan kereta. Pada *bolster* terdapat pivot yaitu titik pusat rotasi *bogie* sekaligus tempat koneksi antara badan kereta dengan *bogie* (Okamoto, 1998).

Gambar 1.1 menunjukkan jumlah kecelakaan kereta api yang terjadi di India pada tahun 2007 sampai dengan tahun 2017 yang dibagi menjadi tiga kategori kecelakaan yaitu kecelakaan total yang terjadi, anjlokkan, dan kematian penumpang akibat anjlokkan. Pada tahun 2007 sampai dengan 2013, kecelakaan yang terjadi akibat anjlokkan mengalami penurunan. Pada tahun berikutnya sampai dengan tahun 2017, kecelakaan yang terjadi akibat anjlokkan mengalami peningkatan. Angka kematian yang terbesar terjadi pada tahun 2016 sampai dengan tahun 2017 yaitu sebanyak 193 korban jiwa (Mallapur, 2017).

Kecelakaan diakibatkan anjlokkan dapat terjadi akibat kondisi rel kereta api yang tidak konsisten atau kegagalan yang terjadi pada *bogie* kereta. Kegagalan pada *bogie* yang paling sering terjadi yaitu kegagalan akibat *fatigue*. Hal ini diakibatkan desain dari struktur *bogie* atau material yang digunakan tidak mampu menopang beban *carbody*.

Seo dkk melakukan evaluasi terhadap desain *frame bogie* kereta listrik dengan menggunakan metode *full-scale fatigue test*. Analisis yang digunakan pada penelitian ini yaitu dengan menggunakan analisis *fatigue*. Penelitian ini dilakukan berdasarkan standar EN 13749. Hal yang diatur pada standardisasi ini meliputi kondisi pembebanan dan tahapan-tahapan pembebanan yang digunakan untuk analisis *fatigue*. Pengujian yang dilakukan pada penelitian ini yaitu berupa eksperimen (Seo dkk, 2017).

Ozsoy dkk melakukan penelitian tentang kekuatan struktur dan kekuatan *fatigue* pada *frame bogie* Y32 dengan menggunakan metode elemen hingga. Perhitungan umur *fatigue* dilakukan dengan menggunakan *software* elemen hingga yaitu ANSYS *Workbench*. Penelitian ini dilakukan berdasarkan standar EN



Gambar 1. 1 Jumlah Kecelakaan Kereta Api di India Tahun 2007-2017 (Mallapur, 2017)

13749. Hasil yang didapatkan pada penelitian ini yaitu meliputi faktor keamanan dan umur yang diharapkan (Ozsoy dkk, 2015).

Kedua penelitian di atas memiliki kesamaan dari standardisasi yang digunakan yaitu EN 13749. Perbedaan dari kedua penelitian di atas yaitu metode yang digunakan untuk pengujian *fatigue*. Penelitian yang dilakukan oleh Seo dkk berupa eksperimen. Sedangkan, pada penelitian yang dilakukan oleh Ozsoy dkk. yaitu dengan menggunakan metode elemen hingga (menggunakan *software FEA*).

Dengan mengacu pada data kecelakaan kereta api yang terjadi dan kedua penelitian terdahulu, diperlukan analisis *fatigue* pada *bogie* untuk memastikan desain *bogie* yang digunakan aman saat dioperasikan dan nantinya agar dapat digunakan sebagai pedoman untuk desain produksi *bogie* berikutnya. Pada penelitian ini akan dianalisis bagian *frame* pada *bogie*. *Bogie* yang akan dianalisis pada penelitian ini adalah *bogie* LRT Palembang.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Berdasarkan latar belakang dilakukannya penelitian ini, masalah yang dapat dikaji antara lain:

- a. Bagaimana letak titik kritis tegangan *von mises frame bogie* LRT akibat pembebanan dengan menggunakan analisis *fatigue*?
- b. Bagaimana umur yang dapat diharapkan oleh *frame bogie* LRT pada saat beroperasi dengan menggunakan analisis *fatigue*?

1.3 RUANG LINGKUP

Ruang lingkup pada penelitian ini adalah:

1.3.1 Variabel yang diteliti

- a. Umurkelelahan (*fatigue*) *frame bogie* akibat beban *carbody* dalam keadaan penumpang penuh.
- b. *Software* CAD yang digunakan untuk pemodelan pada simulasi ini adalah *Autodesk Inventor Professional 2017*.
- c. *Software* elemen hingga yang digunakan pada simulasi ini adalah CATIA SIMULIA V6.

1.3.2 Variabel yang diabaikan

- a. Bagian selain *frame* pada *bogie*.
- b. Gaya yang diaplikasikan ke *frame bogie* merupakan gaya eksternal dari *carbody*.
- c. Sambungan las pada *frame bogie* ditiadakan (dianggap sempurna).

1.4 TUJUAN PENELITIAN

Berdasarkan rumusan masalah yang dibuat, maka didapatkan tujuan dari penelitian ini yaitu:

- a. Mengetahui letak titik kritis tegangan *von mises frame*

bogie LRT akibat pembebanan dengan menggunakan analisis *fatigue*.

- b. Mengetahui umur yang dapat diharapkan oleh *frame bogie* LRT pada saat beroperasi dengan menggunakan analisis *fatigue*.

1.5 MANFAAT PENELITIAN

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

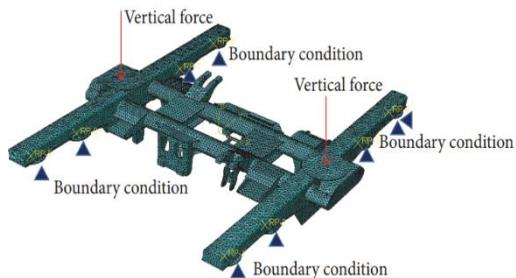
- a. Menambah wawasan baru dan pengetahuan dalam hal analisis *fatigue* dengan menggunakan CATIA SIMULIA V6.
- b. *Bogie* dapat digunakan sebagai salah satu pedoman untuk desain produksi LRT.
- c. Memberikan wawasan baru kepada mahasiswa dalam memahami konsep metode elemen hingga.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 PENELITIAN TERDAHULU

Seo dkk melakukan evaluasi terhadap desain *frame bogie* kereta listrik dengan menggunakan *full-scale fatigue test*. Uji *fatigue* pada *frame bogie* dilakukan menurut standard EN 13749. Sehingga, pembebanan yang diberikan terdiri dari beban statis, beban kuasi-statis, dan beban dinamis. Pada pengujiannya, beban kuasi-statis dan dinamis diberikan sebagai beban vertikal setelah beban statis diberikan. Setelah dilakukan uji *fatigue*, dilakukan uji lintasan yang jika nantinya hasil uji *fatigue* lebih besar dari hasil uji lintasan, kondisi beban yang ditentukan untuk uji *fatigue* dalam EN 13749 dapat dievaluasi agar cukup konservatif dibandingkan dengan kondisi lintasan domestik. Material yang digunakan pada *frame bogie* ini yaitu SM490A dengan *yield strength* dan *tensile strength* sebesar 325 MPa dan 490 MPa (Seo dkk, 2017).



Gambar 2. 1 Pemodelan Kondisi Batas pada Uji *Fatigue* (Seo dkk, 2017)

Gambar 2.1 menunjukkan pemodelan kondisi batas pada uji *fatigue* yang dilakukan oleh Seo dkk. Setelah diberikan kondisi batas, langkah selanjutnya yaitu dilakukan eksperimen. Terdapat tiga tahap pembebanan pada pengujian ini. Pada tahap pertama, uji *fatigue* dilakukan dengan menerapkan beban vertikal hingga 6 x

10^6 siklus pembebanan. Pada tahap kedua, pembebanan kuasi-statis dan dinamis ditingkatkan sebesar 1,2 kali dan uji *fatigue* dilakukan hingga 2×10^6 siklus pembebanan. Kemudian pada tahap ketiga, beban kuasi-statis dan dinamis ditingkatkan sebesar 1,4 kali dan uji *fatigue* dilakukan hingga 2×10^6 siklus pembebanan. Setelah dilakukan uji *fatigue* pada tahap 1 dan 2, retakan seharusnya tidak terjadi. Sedangkan, retakan kecil baru diizinkan terjadi pada tahap ketiga.

Penelitian dilakukan oleh Kim dkk mengenai studi eksperimental mengenai *fatigue strength* pada *frame bogie* pada *Korean tilting train*. Analisis yang digunakan pada penelitian ini yaitu analisis statis dan *fatigue*. Untuk analisis *fatigue*, kriteria kegagalan yang digunakan yaitu kriteria kegagalan *Goodman*. Ketika dilakukan uji *fatigue* digunakan pula metode *Non-Destructive Test* berupa *liquid penetration* untuk mengidentifikasi terjadinya *crack propagation*. Pengujian *fatigue* dilakukan berdasarkan standar EN 13749. Material yang digunakan pada *frame bogie* yaitu JIS E4207 (Kim dkk, 2006).

Ozsoy dkk melakukan sebuah penelitian mengenai perhitungan kekuatan struktural dan umur *fatigue* dari *frame bogie* Y32 dengan menggunakan metode elemen hingga. Perangkat lunak yang digunakan untuk analisis elemen hingga yaitu *ANSYS Workbench*. Analisis yang digunakan pada penelitian ini yaitu analisis statis dan *fatigue*. Standardisasi yang digunakan pada penelitian ini yaitu EN 13749. Material yang digunakan yaitu St 52-3 dengan *yield strength* dan *tensile strength* yaitu sebesar 350 MPa dan 500 MPa (Ozsoy dkk, 2015). Pembebanan *fatigue* yang diberikan, ditunjukkan pada Tabel 2.1 sebagai berikut.

Tabel 2. 1 Pembebanan pada Uji *Fatigue* (Ozsoy dkk, 2015)

F_z	F_{zqs}	F_{zd}
99,5 kN	9,95 kN	19,9 kN

Tahapan pembebanan *fatigue* yang dilakukan pada penelitian ini sama dengan penelitian yang dilakukan oleh Seo dkk pada Gambar 2.1 dan Kim dkk, karena standardisasi yang digunakan sama yaitu EN 13749. Pada penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa menurut analisis *fatigue*, *frame bogie* memiliki faktor keamanan minimum 1,4 dan umur yang diharapkan yaitu $2,5 \times 10^7$ siklus tanpa kegagalan.

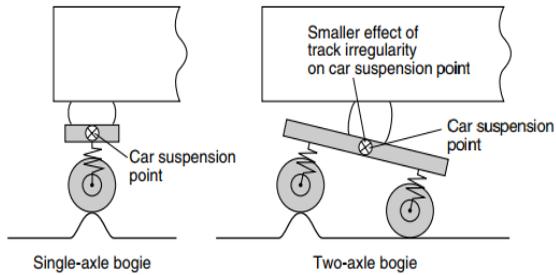
2.2 BOGIE

Bogie biasanya tidak diperhatikan oleh penumpang kereta api, namun meski tidak diperhatikan, komponen ini sangat penting dalam operasi perkeretaapian yang aman dan berikut fungsi dari *bogie*:

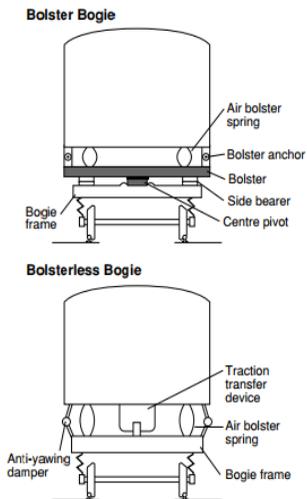
- Menopang *carbody* dengan kuat.
- Menjaga jalannya kereta agar tetap stabil pada lintasan lurus maupun melengkung.
- Memastikan pengendalian yang nyaman dengan menyerap getaran yang ditimbulkan oleh ketidakrataan lintasan dan meminimalisasi dampak dari gaya sentrifugal ketika kereta melaju pada lintasan melengkung dengan kecepatan tinggi.

Dilihat dari fungsi-fungsi di atas, dapat diartikan bahwa *bogie* adalah suatu kesatuan konstruksi yang terdiri dari dua perangkat roda atau lebih yang digabungkan oleh rangka yang dilengkapi dengan sistem pemegasan, pengereman, dengan atau tanpa peralatan penggerak (motor traksi atau *gear box*) dan *slip protection device*, serta berfungsi sebagai pendukung rangka dasar dari badan kereta. *Bogie* diklasifikasikan ke berbagai jenis yang dijelaskan di bawah ini sesuai dengan konfigurasi mereka dalam hal jumlah gandar roda dan struktur suspensi. Berdasarkan jumlah gandarnya, maka *bogie* diklasifikasikan menjadi dua macam yaitu *single-axle bogie* dan *two-axle bogie* seperti pada Gambar 2.2. Berdasarkan struktur suspensinya, maka *bogie* diklasifikasikan menjadi dua macam yaitu *bolster bogie* dan *bolsterless bogie*

seperti pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 *Single-Axle Bogie* dan *Two-Axle Bogie* (Okamoto, 1998)



Gambar 2.2 *Bolster Bogie* dan *Bolsterless Bogie* (Okamoto, 1998)

2.3 STANDAR EN 13749 TAHUN 2011

Untuk menganalisis *bogie* diperlukan standar EN 13749. Pada standar ini, terdapat beberapa golongan sesuai dengan jenis *bogie* kereta api. Salah satunya yaitu B-IV yaitu golongan untuk *light rail vehicle* dan *trams*. Sehingga, untuk LRT dapat digolongkan ke golongan B-IV. Standar EN 13749 memberikan penjelasan mengenai ketentuan-ketentuan dalam melakukan analisis statis dan *fatigue* pada *frame bogie*.

Pada standar ini, jenis bebannya dibagi menjadi dua. Pertama adalah beban normal, dimana beban ini digunakan pada analisis statis dan *fatigue*. Beban normal pada analisis statis digunakan sebagai indikator tidak timbulnya *fatigue crack* dan pada analisis *fatigue* digunakan untuk menentukan umur *bogie*. Beban kedua adalah beban luar biasa, dimana beban ini hanya digunakan pada analisis statis. Beban luar biasa ini mempertimbangkan gaya longitudinal, transversal, transversal akibat angin, dan vertikal.

Kasus pembebanan pada pengujian statis meliputi perpindahan lintasan dan saat melalui belokan. Sedangkan, pada pengujian *fatigue* meliputi perpindahan lintasan, lintasan lurus, dan saat melalui lintasan melengkung. Pengujian *fatigue* terdiri dari siklus yang berulang berdasarkan gaya vertikal dan transversal. Gaya vertikal, diaplikasikan pada kedua *sideframes* meliputi bagian statis, kuasi-statis, dan dinamis.

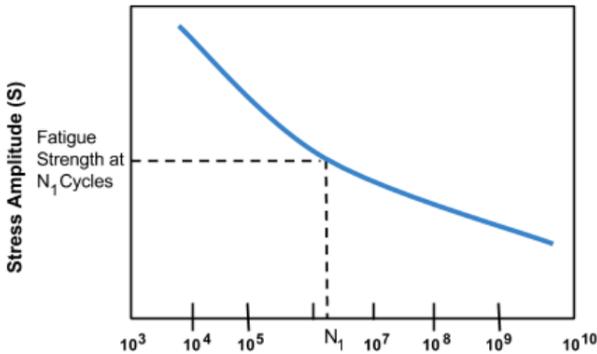
2.4 STANDAR EN 15663 TAHUN 2017

Standar EN 15663 mengatur tentang masa yang digunakan dalam perhitungan bogie. Salah satu masa yang diatur pada standar ini adalah *payload*. Masa *payload* yang digunakan dibedakan menjadi 2 yaitu *normal payload* dan *exceptional payload*. Kedua *payload* ini kemudian dibagi lagi menjadi 2 kondisi yaitu masa desain dan masa operasional. Pada pengujian statis digunakan tes beban luar biasa maka digunakan *exceptional payload*. Pada *exceptional payload* diatur mengenai masa penumpang, koper

tangan, jumlah kursi yang terisi, berat per luasan penumpang berdiri dan area katering, beban per luas koper dalam ruang dan beban per luasan dari setiap permukaan area koper. Jumlah orang per luasan dapat disesuaikan dengan kebutuhan atau desain dari kendaraan.

2.5 KEGAGALAN *FATIGUE*

Kegagalan *fatigue* dapat didefinisikan sebagai fenomena yang menyebabkan *fracture* dikarenakan tegangan berulang atau berfluktuasi yang memiliki nilai tegangan di bawah *tensile strength* atau *yield strength* dari material komponen. Kegagalan yang terjadi pada pembebanan *fatigue*, ditunjukkan dengan terbentuknya retakan yang merambat di lokasi tertentu pada struktur. Kegagalan *fatigue* dapat dianalisa dengan menggunakan grafik S-N yang didapatkan dari hasil pengujian *fatigue*.

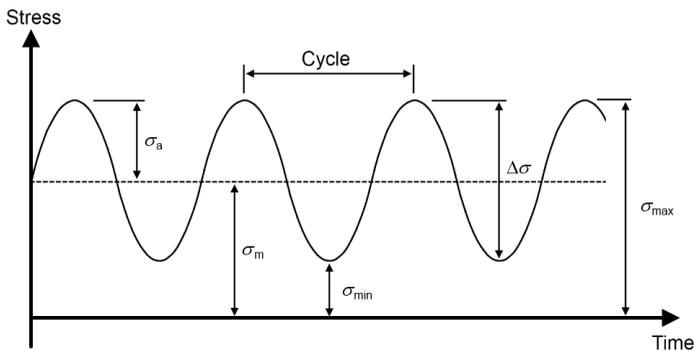


Gambar 2. 4 Grafik S-N (Callister, 2014)

Grafik S-N pada Gambar 2.4 menunjukkan jumlah siklus yang dapat dialami suatu material sebelum mengalami kegagalan untuk berbagai tingkat tegangan yang diterapkan. Grafik S-N memberikan banyak informasi sifat *fatigue*, karena pada saat pengujian, dimasukkan faktor geometri, perlakuan permukaan, kondisi pembebanan, temperatur dan proses perlakuan material.

Kekurangan grafik S-N adalah tidak dapat memprediksi deformasi plastis lokal dan efek dari tegangan rata-rata. Pada grafik S-N terdapat dua jenis pengertian yang harus dipahami yaitu *fatigue limit* dan *fatigue strength*. *Fatigue limit* biasanya disebut sebagai *endurance limit*. Sedangkan *fatigue strength* adalah tegangan yang dibutuhkan untuk siklus tertentu (Callister, 2014).

Jenis pembebanan yang mengakibatkan kelelahan secara teoritik dapat dikelompokkan menjadi dua jenis yaitu siklus tegangan bolak-balik (*reversed stress cycling*) dan siklus tegangan berfluktuasi (*fluctuating stress cycling*). Pada *reversed stress cycling* lebih mudah menimbulkan kelelahan. Gambar 2.5 merupakan contoh tegangan bolak-balik (tegangan terhadap waktu).



Gambar 2. 5 Siklus Tegangan Bolak-Balik (Comsol, 2018)

2.6 TEORI KEGAGALAN

Teori kegagalan sangat diperlukan dalam proses mendesain yang dipergunakan untuk memastikan apakah desain tersebut cukup kuat terhadap beban yang diterima dengan material yang digunakan (Deutschmann dkk, 1975). Dibutuhkan informasi mengenai *properties* dari material yang digunakan tersebut untuk menentukan teori kegagalan yang akan digunakan. Suatu pmaterial

dapat dikatakan gagal menurut teori kegagalan apabila terjadi *yielding* dan patah. *Yielding* merupakan saat dimana terjadinya distorsi pada material berupa deformasi plastik, sedangkan patah merupakan saat dimana material akan terbelah menjadi dua bagian. Batasan pada kriteria *yielding* yaitu ketika tegangan melebihi *yield strength* material (S_y, S_{ys}) yang berlaku untuk material *ductile*. Batasan kriteria patah saat tegangan melebihi *ultimate strength* material (S_u, S_{us}) pada material *brittle*. Terdapat beberapa teori kegagalan yang dapat digunakan yaitu sebagai berikut:

- a. *Maximum Shear Stress Theory* (MSST) oleh Tresca ($\tau_{max} \leq S_{sy}$),

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\sigma_{xy})^2} \quad (2.1)$$

- b. *Maximum Normal Stress Theory* (MNST) oleh Rankine, teori kegagalan ini hanya bisa digunakan untuk material yang *brittle* karena dikatakan gagal apabila σ_1 lebih dari S_u/SF .
- c. *Distortion Energy Theory* (DET) oleh Von Mises. Kegagalan akan terjadi saat tegangan ekuivalen lebih besar dibanding dengan hasil uji tarik dari material tersebut ($\sigma_e \geq S_u$).

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \quad (2.2)$$

2.7 CATIA SIMULIA V6

2.7.1 Durability Validation

Durability Validation merupakan salah satu fitur yang ada pada perangkat lunak CATIA SIMULIA V6 yang menyediakan perangkat-perangkat untuk melakukan analisa durabilitas yang fokus terhadap *fatigue life*. Di dalam fitur ini terdapat komponen-komponen khusus agar simulasi yang dilakukan berhasil yaitu *load history* dan *surface finish*.

Setelah simulasi yang dilakukan berhasil, hasil yang didapatkan dapat ditunjukkan. Salah satu hasil simulasi tersebut berupa *log of life* plot yang menampilkan titik kegagalan yang akan terjadi bersamaan dengan jumlah beban siklik yang dibutuhkan untuk terjadi kegagalan.

2.8 METODE ELEMEN HINGGA

Metode elemen hingga adalah metode numerik yang digunakan untuk penyelesaian masalah teknik dan fisika matematis berupa analisa struktur, *heat transfer*, aliran fluida, dll. Konsep paling dasar metode elemen hingga yaitu menyelesaikan suatu problem dengan cara membagi obyek analisa menjadi bagian-bagian kecil yang terhingga. Bagian-bagian kecil ini kemudian dianalisa dan hasilnya digabungkan kembali untuk mendapatkan penyelesaian untuk keseluruhan daerah. Kata "*finite* atau hingga" digunakan untuk menekankan bahwa bagian-bagian kecil tersebut berhingga, seperti yang lazim digunakan pada metode integral analitik.

Membagi bagian analisis menjadi bagian-bagian kecil disebut diskritisasi. Bagian-bagian kecil ini disebut elemen, yang terdiri dari titik-titik sudut (nodal) dan daerah elemen yang terbentuk dari titik-titik tersebut. Membagi sebuah objek menjadi bagian-bagian kecil secara fisika sebenarnya menuntun kita kepada pembuatan persamaan diferensial. Jadi secara matematis, metode elemen hingga didefinisikan sebagai teknik numerik untuk menyelesaikan persoalan yang dinyatakan dalam persamaan diferensial. Namun biasanya definisi metode elemen hingga secara matematis memberikan kesan yang rumit yang sebenarnya tidak perlu. Oleh karena itu dalam dunia teknik, pendekatan matematis tidak terlalu ditekankan.

2.8.1 Prosedur MEH

Tahapan-tahapan dalam menyelesaikan analisis struktur dengan menggunakan *software* elemen hingga adalah sebagai

berikut:

1. Menentukan jenis analisis yang akan digunakan.
2. Menyederhanakan geometri yang akan dianalisis.
3. Menentukan jenis material yang akan digunakan berdasarkan *properties* dari material yang akan digunakan.
4. Melakukan *meshing* pada geometri yang akan dianalisis.
5. Menentukan *boundary condition* yang digunakan untuk analisis.
6. Menganalisa hasil yang diperoleh.

2.8.2 Verifikasi

Verifikasi merupakan suatu proses yang dilakukan untuk memastikan kesesuaian jalannya suatu simulasi, bahwa simulasi tersebut dapat menyelesaikan masalah atau tidak. Verifikasi dapat dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil simulasi lainnya yang memiliki masalah fisik dan sistem Metode Elemen Hingga. Proses ini dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan simulasi sejenis yang pernah dilakukan. Hal yang dibandingkan dengan verifikasi adalah besar dan letak deformasi, lama umur objek, dll.

Verifikasi prosedur MEH harus merujuk pada *Theory Reference* dari perangkat lunak yang digunakan. Dalam penelitian ini, verifikasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan standar EN 13749. Standar EN 13749 merupakan standar eropa mengenai keamanan desain rangkaian kereta api. Standar yang digunakan memverifikasi penelitian ini adalah standar untuk menentukan metode syarat rangka struktur *bogie*.

2.8.3 Validasi

Validasi adalah proses yang digunakan untuk

memastikan hasil simulasi sesuai dengan kondisi nyata. Proses validasi simulasi *fatigue* pada *frame bogie* adalah dengan membuat desain struktur *frame bogie* dan dilakukan pengujian *fatigue*, lalu dibandingkan dengan hasil dari simulasi yang pernah dilakukan dan telah dipublikasi. Apabila perbedaan hasil tidak signifikan, maka simulasi yang dilakukan dapat diterima atau valid untuk memodelkan kasus nyata.

Dalam penelitian ini validasi dengan menggunakan eksperimen tidak dapat dilakukan karena keterbatasan alat yang ada sehingga harus dilakukan beberapa pendekatan untuk mengetahui apa yang terjadi pada *frame bogie* dalam menerima beban. Validasi yang digunakan pada simulasi penelitian ini adalah menggunakan simulasi dari penelitian yang pernah dilakukan sebelumnya. Pada simulasi penelitian ini digunakan desain, material dan tipe pembebanan yang serupa.

2.9 ANALISIS YANG DIGUNAKAN

2.9.1 Analisis Pembebanan Pada *Carbody*

Berdasarkan standar yang digunakan yaitu EN 13749, terdapat empat jenis pembebanan yang bekerja pada *bogie* akibat *carbody*. Gaya tersebut meliputi gaya vertikal, longitudinal, transversal, dan transversal akibat angin. Berikut persamaan yang digunakan untuk mendapatkan gaya-gaya yang bekerja pada *carbody*:

1. Gaya vertikal (F_{zc})

$$F_{zc} = m_2(g + azc) \quad (2.3)$$

2. Gaya transversal (F_{yc})

$$F_{yc} = m_2 \times (ayc + aycc) \quad (2.4)$$

3. Gaya longitudinal (F_{xc})

$$F_{xc} = m_2 \times axc \quad (2.5)$$

4. Gaya transversal akibat angin (F_{w1})

$$F_{w1} = A_w \times q \quad (2.6)$$

Kemudian, gaya-gaya tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Setelah didistribusikan pada masing-masing *bogie*, untuk mengetahui besar gaya-gaya vertikal yang bekerja pada masing-masing *sideframe bogie* digunakan persamaan yang diadaptasi dari buku-buku Teknologi Otomotif Edisi Kedua (Sutantra, 2010). Berikut persamaan yang digunakan untuk mendapatkan gaya-gaya vertikal yang bekerja pada masing-masing *sideframe bogie*:

$$F_{z1} = \frac{a}{2(a+b)} \times (F_{zc}) - \frac{a}{(a+b)} \times \left[\frac{F_{yc} \times h + F_{w1} \times h}{t_r} \right] - \frac{-F_{xc} \times h}{2(a+b)} \quad (2.7)$$

$$F_{z2} = \frac{b}{2(a+b)} \times (F_{zc}) - \frac{b}{(a+b)} \times \left[\frac{F_{yc} \times h + F_{w1} \times h}{t_r} \right] + \frac{-F_{xc} \times h}{2(a+b)} \quad (2.8)$$

$$F_{z3} = \frac{b}{2(a+b)} \times (F_{zc}) + \frac{b}{(a+b)} \times \left[\frac{F_{yc} \times h + F_{w1} \times h}{t_r} \right] + \frac{-F_{xc} \times h}{2(a+b)} \quad (2.9)$$

$$F_{z4} = \frac{a}{2(a+b)} \times (F_{zc}) + \frac{a}{(a+b)} \times \left[\frac{F_{yc} \times h + F_{w1} \times h}{t_r} \right] - \frac{-F_{xc} \times h}{2(a+b)} \quad (2.10)$$

2.9.2 Analisis Fatigue

a) *Distortion Energy Theory* Akibat Beban *Fatigue*

Distortion Energy Theory (DET) adalah salah satu dari keempat teori kegagalan yang paling banyak digunakan. Analisis kegagalan ini dapat digunakan cukup dengan mengetahui kekuatan *yield* dari suatu material. Teori kegagalan ini memprediksi *ductile yielding* di bawah suatu kombinasi pembebanan dengan akurasi yang paling baik di antara keempat teori kegagalan (Deuschmann dkk, 1975).

Kegagalan akan terjadi apabila tegangan ekuivalen lebih besar dibanding dengan hasil uji tarik dari material tersebut ($\sigma_e \geq S_u$). Pada DET, tegangan yang digunakan adalah tegangan *von mises*. Tegangan *von mises* digunakan karena penggunaan tegangan yang ekuivalen sehingga dapat mempermudah penelitian. Tegangan *von mises* dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \quad (2.11)$$

dimana,

σ_e : tegangan ekuivalen (tegangan *von mises*)

$\sigma_{1,2,3}$: tegangan prinsipal

b) Kriteria Kegagalan *Fatigue*

Kegagalan *fatigue* pada dasarnya adalah kegagalan yang terjadi pada material akibat pemberian tegangan yang berulang-ulang. Kegagalan ini terjadi akibat tegangan yang diberikan berada pada tingkat yang jauh lebih rendah daripada tegangan yang diperlukan untuk mematahkannya dengan sekali pembebanan statis bahkan dapat patah pada tegangan di bawah kekuatan *yield*nya. Kriteria kegagalan

fatigue antara lain, kriteria kegagalan *Goodman*, kriteria kegagalan *Soderberg*, kriteria kegagalan *Gerber*, kriteria kegagalan *Morrow*. Persamaan-persamaan yang digunakan pada keempat kriteria tersebut adalah sebagai berikut:

1. *Goodman* (England, 1899):

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1 \quad (2.13)$$

2. *Soderberg* (USA, 1930):

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (2.14)$$

3. *Gerber* (Germany, 1874):

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (2.15)$$

4. *Morrow* (USA, 1960s):

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{\sigma_f} = 1 \quad (2.16)$$

dimana S_e merupakan *endurance limit*, S_u adalah *Ultimate Tensile Strength* dan σ_f adalah tegangan patah sebenarnya. Persamaan-persamaan di atas menggambarkan aman tidaknya kondisi pembebanan terhadap kelelahan logam, berikut merupakan penjelasan dari masing-masing kriteria kegagalan *fatigue*:

- *Soderberg* adalah yang paling konservatif dan paling aman, digunakan pada kondisi nilai R mendekati 1. Dimana $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$.
- Untuk baja getas, digunakan kriteria kegagalan *Goodman*.

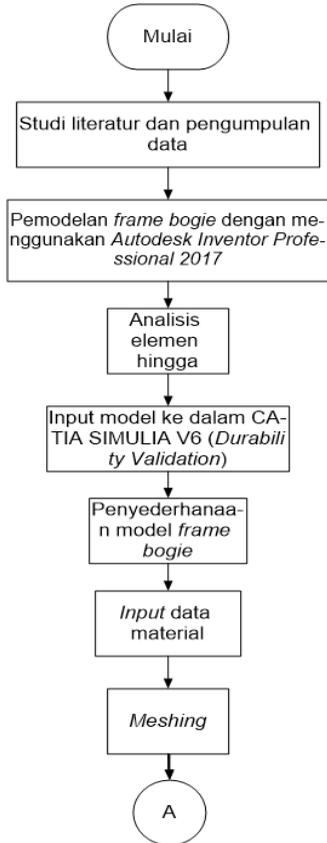
- Untuk baja ulet, digunakan kriteria kegagalan *Gerber*. Selain menggunakan kriteria *Gerber*, untuk baja ulet dapat digunakan kriteria *Morrow*. Kriteria kegagalan *Morrow* ini lebih akurat jika dibandingkan dengan *Gerber*, dikarenakan pada *Morrow* digunakan tegangan patah sebenarnya sebagai parameter (Akuan, 2007).

(halaman ini sengaja dikosongkan)

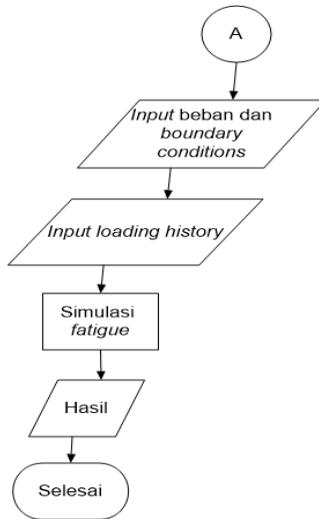
BAB III METODE PENELITIAN

3.1 DIAGRAM ALIR PENELITIAN

Berikut merupakan diagram alir penelitian yang digunakan:



Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian yang Digunakan



Gambar 3. 2 Diagram Alir Penelitian yang Digunakan (lanjutan)

Pada penelitian ini digunakan *software* CATIA SIMULIA V6 untuk analisis elemen hingga. Jenis simulasi dan analisis yang digunakan pada penelitian ini mengenai kegagalan *fatigue*. Model solid 3D didapatkan dari PT. INKA.

3.2 MODEL MATERIAL

Material yang digunakan pada *bogie* adalah SM490B/JIS G 3106 *low-alloy high-strength steel*. Data material yang digunakan disajikan seperti pada Tabel 3.1. Material data ini meliputi *Young Modulus* sebesar 200 GPa, *Poisson's Ratio* sebesar 0.3, serta *Ultimate Tensile Strength* dan *Ultimate Compressive Strength* sebesar 490 MPa. *Young's Modulus* yang didapatkan dari JIS sebesar 200 GPa. *Ultimate Tensile Strength* didapatkan dengan melakukan pengujian tarik material. *Ultimate Compression Strength* didapatkan dari pengujian tekan material.

Tabel 3. 1 Data Material JIS G3106 (*Japanese Industrial*

Standards, 2004)

<i>Properties</i>	<i>Constants</i>	<i>Dimension</i>
<i>Young's Modulus</i>	200	GPa
<i>Poisson's ratio</i>	0,3	
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	490	MPa
<i>Yield Stress</i>	325	MPa
<i>Ultimate Compressive Strength</i>	490	MPa

3.3 MODEL SOLID 3D

Pada simulasi ini, model yang digunakan merupakan bagian *bogie* pada *Light Rail Transit* (LRT). Model 3D yang digunakan pada simulasi ini didapatkan dari PT. INKA. Model yang digunakan untuk simulasi telah mengalami penyederhanaan sehingga didapatkan modelnya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.3.

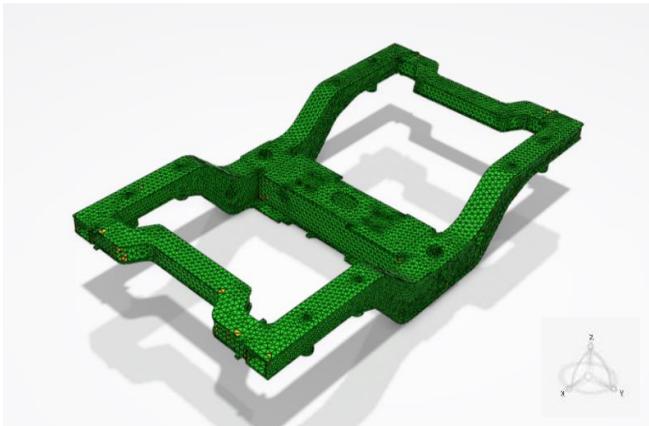


Gambar 3. 3 Model 3D *Frame Bogie* yang Telah Disederhanakan

3.4 MODEL ELEMEN HINGGA

Meshing atau proses diskritisasi merupakan proses pemodelan dari struktur/objek dengan membaginya dalam elemen-elemen kecil (elemen hingga) yang terhubung oleh titik-titik (*nodes*) yang digunakan oleh elemen-elemen tersebut dan sebagai batas dari struktur/objek. Pada *software* CATIA SIMULIA V6, proses *mesh* dilakukan secara otomatis. Setelah dilakukan proses *mesh*, kemudian hasil *meshing* dilakukan *refinement*. *Refinement* adalah metode untuk memperbanyak jumlah elemen guna memperbaiki kualitas elemen. Hal ini bertujuan untuk hasil yang dihasilkan lebih baik dan membantu mengurangi kesalahan bentuk elemen selama analisis.

Setelah dilakukan proses *mesh* pada model, didapatkan *mesh* seperti pada Gambar 3.4. Hasil *mesh* di atas telah melalui proses *refinement*. Setelah dilakukan proses *refinement*, didapatkan jumlah *nodes*nya sebanyak 219.881 dan jumlah elemennya sebanyak 111.115 dengan kualitas *mesh* sebesar 55,5%.

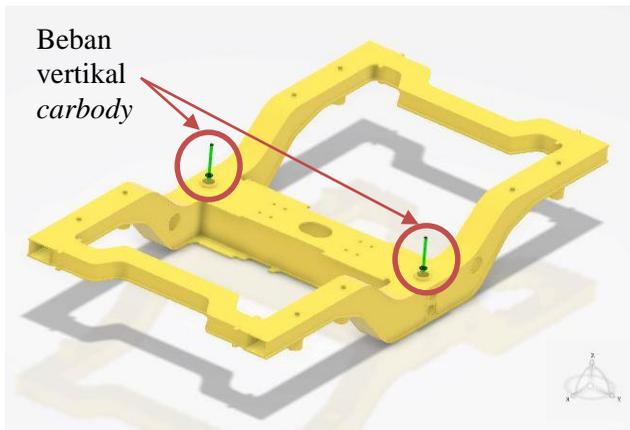


Gambar 3. 4 Proses *Meshing* pada Model Solid 3D

3.5 KONDISI BATAS DAN SOLUSI

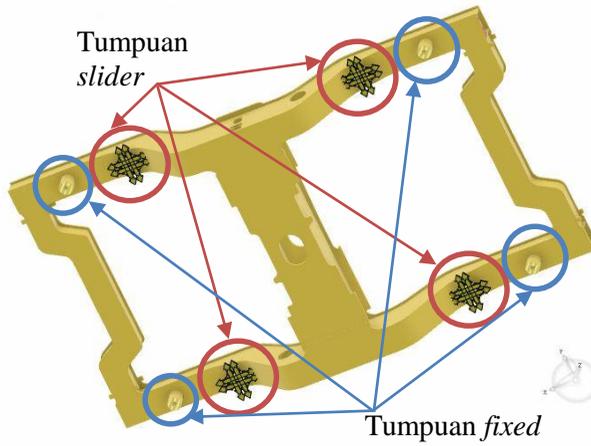
Tumpuan *fixed support* diberikan pada 4 sisi bogie seperti pada Gambar 3.6. 4 titik tersebut berhubungan langsung dengan 1^{st} *spring* dari bogie dan langsung berhubungan dengan axle. Sehingga asumsi *fixed support* diberikan di sisi-sisi tersebut. Penempatan *fixed support* ini sesuai dengan penelitian Seo dkk.

Setelah diberikan kondisi batas pada model solid, langkah berikutnya adalah proses simulasi. Hasil yang didapatkan pada

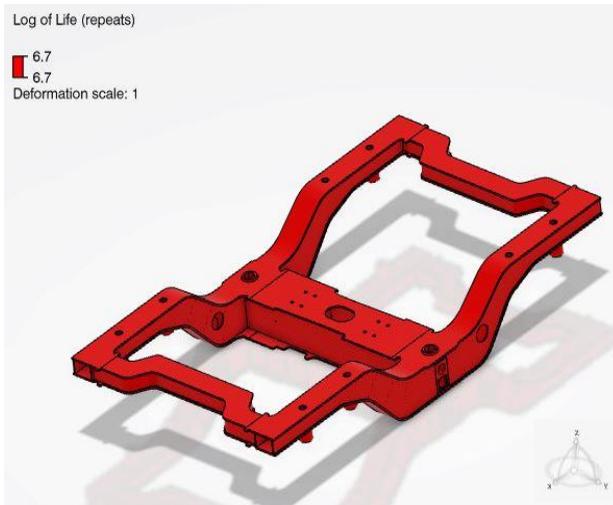


Gambar 3. 5 Gaya Vertikal pada Masing-Masing *Sideframe*

simulasi ini meliputi *von mises stress* dan *log of life (fatigue)*. Skala deformasi menunjukkan perbesaran dari nilai deformasi sesungguhnya. Hasil simulasi ini akan dibandingkan dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Seo dkk pada tahun 2017. Gambar 3.7 menampilkan contoh hasil simulasi *fatigue*.



Gambar 3. 6 Tumpuan pada Masing-Masing Sambungan *1st Spring*



Gambar 3. 7 Contoh Hasil Simulasi *Fatigue*

3.6 TIPE ANALISIS DAN KONTROL SOLUSI

3.6.1 Analisis Pembebanan *Carbody*

Beban vertikal *carbody* (M_v) dalam keadaan kosong, sesuai dengan spesifikasi teknis LRT yang didapatkan dari PT. INKA adalah 18,6 ton. Berdasarkan spesifikasi tersebut, kapasitas penumpang untuk desain 4 orang/m² dalam satu *carbody* adalah 137 penumpang. Untuk berat satu orang penumpang dewasa (Asia) diasumsikan seberat 57,7 kg (Walpole dkk, 2012). Sehingga, didapatkan beban penumpang dalam satu *carbody* (P_2) yaitu sebesar 7904,9 kg. Percepatan gravitasi (g) yang digunakan adalah 9,81 m/s². Massa *bogie* (*Bombardier*) (m^+) yaitu 4700 kg. Sehingga, massa *carbody* efektifnya (m_2) yaitu:

$$m_2 = P_2 + M_v$$

$$m_2 = 7904,9 \text{ kg} + 18600 \text{ kg}$$

$$m_2 = 26504,9 \text{ kg}$$

Percepatan *carbody* untuk masing-masing kasus pembebanan diatur pada standar EN 13749. Percepatan ini akan digunakan untuk mendapatkan besar pembebanan pada *carbody*. Tabel 3.2 menampilkan percepatan untuk masing-masing *load cases* (*normal service load*).

Untuk percepatan longitudinal (a_{xc}) digunakan *service breaking rate* sebesar 1,1. Berdasarkan standar EN 13749, terdapat empat gaya yang bekerja pada *carbody*. Keempat gaya tersebut meliputi gaya vertikal, gaya longitudinal, gaya transversal, dan gaya transversal akibat angin. Berikut merupakan perhitungan masing-masing gaya yang bekerja pada *carbody* untuk setiap *load cases*.

Tabel 3. 2 Percepatan Untuk Masing-Masing Kasus Pembebanan (Standardisasi EN 13749)

Load case	Vehicle body masses				
	a_{zc} (m/s ²)	a_{yc} (m/s ²)	a_{yc} (m/s ²)	a_{xc} (m/s ²)	q (N/m ²)
Switches	2,4	1,6	—	—	200 ^a
Straight track	1,2	0,9	—	Service braking rate	—
Running through curves	1,2	0,9	1,0	Service braking rate	—

3.6.1.1 Kasus Pembebanan *Switches*

a) Gaya vertikal pada *carbody*

Untuk menghitung gaya vertikal pada *carbody* digunakan Persamaan 2.3. Pada subbab 3.6.1 telah didapatkan massa efektif *carbody* (m_2) sebesar 26504,9 kg. Percepatan gravitasi (g) digunakan 9,81 m/s² dan percepatan vertikal *carbodyn*nya didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 2,4 m/s². Gaya vertikal akibat *carbody* sebesar 323625 N. Letak gaya vertikal berada pada titik pusat massa dari *carbody*. Gaya vertikal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya vertikal *carbody* ini merepresentasikan gaya yang diakibatkan dari massa *carbody* dan penumpang.

b) Gaya transversal pada *carbody*

Untuk menghitung gaya transversal pada *carbody* digunakan Persamaan 2.4. Massa efektif *carbody* (m_2) didapatkan sebesar 26504,9 kg. Percepatan transversal *carbody* (a_{yc}) dan percepatan transversal akibat gaya sentrifugal *carbody* (a_{ycc}) berturut-turut didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar $1,6 \text{ m/s}^2$ dan 0 m/s^2 . Gaya transversal yang bekerja pada *bogie* akibat *carbody* sebesar 42407,8 N. Letak gaya transversal berada pada titik pusat massa dari *carbody*. Gaya transversal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya transversal *carbody* ini merepresentasikan gaya yang diakibatkan dari gerakan saat LRT membelok untuk berpindah lintasan.

c) Gaya longitudinal pada *carbody*

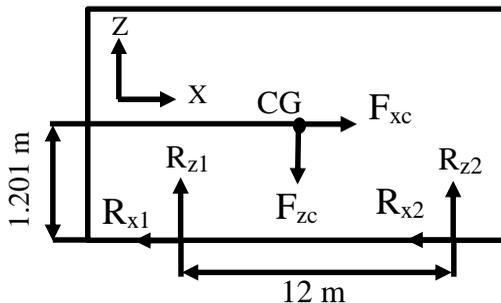
Untuk menghitung gaya longitudinal pada *carbody* digunakan Persamaan 2.5. Massa efektif *carbody* (m_2) didapatkan sebesar 26504,9 kg. Percepatan longitudinal *carbody* (a_{xc}) didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 0 m/s^2 . Gaya longitudinal yang bekerja pada *carbody* yaitu sebesar 0 N. Letak gaya longitudinal berada pada titik pusat massa dari *carbody*. Gaya longitudinal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya longitudinal yang didapatkan merupakan representasi dari gaya akibat percepatan dan perlambatan dari LRT. Gaya longitudinal untuk kasus pembebanan *switches* tidak ada. Hal ini dikarenakan LRT tidak akan melakukan pengereman atau berhenti secara sempurna pada saat berpindah lintasan (*switches*).

- d) Gaya transversal akibat angin yang bekerja pada *carbody*

Berdasarkan model solid yang digunakan pada penelitian ini, panjang *carbody* yaitu 17,946 m dan memiliki ketinggian 2,402 m. Dari dimensi panjang dan tinggi *carbody* diperoleh luas sisi samping *carbody* yaitu 43,106 m². Gaya akibat angin ini bekerja pada pusat permukaan sisi samping *car body*. Gaya akibat angin ini berada satu sumbu dengan gaya transversal yang diakibatkan *carbody*. Untuk mendapatkan gaya transversal akibat angin digunakan Persamaan 2.6, dimana nilai tekanan udara (q) didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 200 N/m².

- e) Distribusi gaya reaksi *bogie* pada sumbu XZ (*carbody* tampak samping)

Berikut merupakan *free body diagram carbody* pada sumbu XZ:



Gambar 3. 8 *Free Body Diagram Carbody* pada Sumbu XZ

Gambar 3.8 merupakan *free body diagram carbody*

pada sumbu XZ (tampak samping). Gaya vertikal *carbody* dinotasikan dengan F_{zc} . Gaya reaksi arah vertikal *bogie* yang diakibatkan oleh beban vertikal *carbody* dinotasikan dengan R_{z1} dan R_{z2} untuk *bogie* 1 dan *bogie* 2. Gaya longitudinal *carbody* dinotasikan F_{xc} . Gaya reaksi arah longitudinal *bogie* yang diakibatkan oleh beban longitudinal *carbody* dinotasikan dengan R_{x1} dan R_{x2} untuk *bogie* 1 dan *bogie* 2. Berikut merupakan penyelesaian untuk *free body diagram carbody* pada sumbu XZ dengan menggunakan metode statika.

$$\left(\begin{array}{c} + \\ \rightarrow \end{array} \right) \sum F_x = 0$$

$$R_{x1} + R_{x2} - F_x = 0$$

$$\text{Asumsi: } R_{x1} = R_{x2} = R_x$$

Sehingga, didapatkan

$$2R_x - 0 = 0$$

$$R_x = 0$$

$$(+ \uparrow) \sum F_z = 0$$

$$R_{z1} + R_{z2} - F_{zc} = 0 \quad (1)$$

$$\left(\begin{array}{c} + \\ \curvearrowright \end{array} \right) \sum M_{CG} = 0$$

$$R_{z1}(6) - R_{z2}(6) + R_{x1}(1,201) + R_{x2}(1,201) = 0 \quad (2)$$

Substitusi persamaan (2) ke persamaan (1)

$$(F_z - R_{z2})(6) - R_{z2}(6) + 2R_x(1,201) = 0$$

$$6F_z - 2R_x(1,201) = 12R_{z2}$$

$$R_{z2} = 161812,5 \text{ N} \quad (3)$$

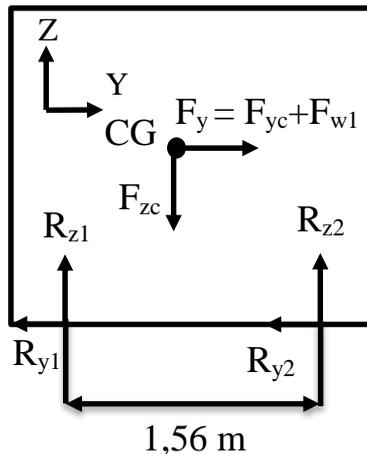
Substitusi persamaan (3) ke persamaan (1)

$$R_{z1} + 161812,5 - 323625 = 0$$

$$R_{z1} = 161812,5 \text{ N}$$

f) Distribusi gaya reaksi *bogie* pada sumbu YZ
(*carbody* tampak belakang)

Berikut merupakan *free body diagram* *carbody* pada sumbu YZ:



Gambar 3. 9 *Free Body Diagram* *Carbody* pada Sumbu YZ

Gambar 3.9 merupakan *free body diagram carbody* pada sumbu YZ (tampak belakang). Gaya vertikal *carbody* dinotasikan dengan F_{zc} . Gaya reaksi arah vertikal *bogie* yang diakibatkan oleh beban vertikal *carbody* dinotasikan dengan R_{z1} dan R_{z2} untuk *bogie* 1 dan *bogie* 2. Gaya longitudinal *carbody* dinotasikan F_{yc} . Gaya reaksi arah longitudinal *bogie* yang diakibatkan oleh beban longitudinal *carbody* dinotasikan dengan R_{y1} dan R_{y2} untuk *bogie* 1 dan *bogie* 2. Untuk gaya transversal akibat angin yang bekerja pada *carbody*. Berikut merupakan penyelesaian untuk *free body diagram carbody* pada sumbu YZ dengan menggunakan metode statika.

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_{CG} &= 0 \\ R_{z1}(0,78) - R_{z2}(0,78) + R_{y1}(1,201) + \\ R_{y2}(1,201) &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$(+ \uparrow) \sum F_z = 0$$

$$\begin{aligned} R_{z1} + R_{z2} - F_{zc} &= 0 \\ (5) \end{aligned}$$

$$\left(\begin{array}{l} + \\ \rightarrow \end{array} \right) \sum F_y = 0$$

$$F_{yc} - R_{y1} - R_{y2} = 0$$

$$\text{Asumsi: } R_{y1} = R_{y2} = R_y$$

Sehingga, didapatkan

$$2R_y - 51029,1 = 0$$

$$R_y = 25514,55 \text{ N} \quad (6)$$

Substitusi persamaan (6) ke persamaan (4)

$$R_{z1}(0,78) - R_{z2}(0,78) + 2R_y = 0 \quad (7)$$

Substitusi persamaan (7) ke persamaan (5)
 $(323625 - R_{z2})(0,78) - R_{z2}(0,78) + 2R_y = 0$

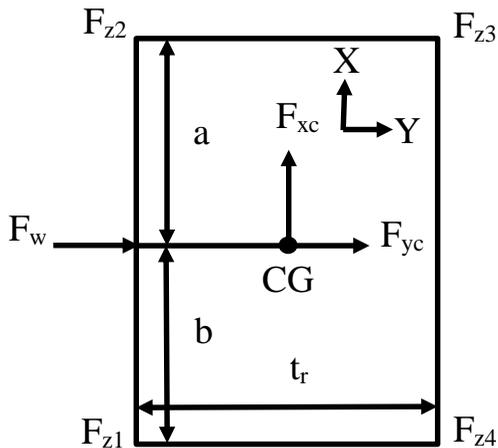
$$R_{z2} = 201098,365 \text{ N} \quad (8)$$

Substitusi persamaan (8) ke persamaan (5)

$$R_{z1} = 122553,635 \text{ N}$$

g) Distribusi gaya F_z pada masing-masing *sideframe bogie* pada sumbu XY (tampak atas)

Berikut merupakan *free body diagram carbody* pada sumbu XY:



Gambar 3. 10 Distribusi Gaya F_z pada Masing-Masing *Sideframe* pada Sumbu XY

Gambar 3.10 merupakan *free body diagram carbody* pada sumbu XY (tampak atas). Lebar *axle* dinotasikan dengan t_r . Jarak dari gandar depan ke

titik pusat masa (CG) dinotasikan dengan a dan gandar belakang b. Untuk mendapatkan besar gaya F_z yang terdistribusi pada masing-masing *sideframe bogie* digunakan Persamaan 2.7, 2.8, 2.9, dan 2.10. Sehingga, didapatkan besarnya untuk masing-masing *sideframe bogie*. Tabel 3.3 menampilkan hasil perhitungan distribusi gaya pembebanan yang terjadi pada kasus pembebanan *switches*.

Tabel 3. 3 Distribusi F_z pada Masing-Masing *Sideframe* pada Saat *Switches*

F_{z1}	F_{z2}	F_{z3}	F_{z4}
57944,67 N	57944,67 N	103867,8 N	103867,8 N

3.6.1.2 Kasus Pembebanan *Straight Track*

a) Gaya vertikal pada *carbody*

Untuk menghitung gaya vertikal pada *carbody* digunakan Persamaan 2.3. Pada subbab 3.6.1 telah didapatkan massa efektif *carbody* (m_2) sebesar 26504,9 kg. Percepatan gravitasi (g) digunakan 9,81 m/s^2 dan percepatan vertikal *carbodynnya* didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 1,2 m/s^2 . Gaya vertikal akibat *carbody* sebesar 291819 N. Letak gaya vertikal berada pada titik pusat massa dari *carbody*. Gaya vertikal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya vertikal *carbody* ini merepresentasikan gaya yang diakibatkan dari massa *carbody* dan penumpang.

b) Gaya transversal pada *carbody*

Untuk menghitung gaya transversal pada *carboby* digunakan Persamaan 2.4. Massa efektif *carboby* (m_2) didapatkan sebesar 26504,9 kg. Percepatan transversal *carboby* (a_{yc}) dan percepatan transversal akibat gaya sentrifugal *carboby* (a_{ycc}) berturut-turut didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar $0,9 \text{ m/s}^2$ dan 0 m/s^2 . Gaya transversal yang bekerja pada *bogie* akibat *carboby* sebesar 23854,41 N. Letak gaya transversal berada pada titik pusat massa dari *carboby*. Gaya transversal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya transversal *carboby* ini merepresentasikan gaya yang diakibatkan dari gerakan saat LRT berada pada lintasan lurus yang berkontur.

c) Gaya longitudinal pada *carboby*

Untuk menghitung gaya longitudinal pada *carboby* digunakan Persamaan 2.5. Massa efektif *carboby* (m_2) didapatkan sebesar 26504,9 kg. Percepatan longitudinal *carboby* (a_{xc}) didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar $1,1 \text{ m/s}^2$. Gaya longitudinal yang bekerja pada *carboby* yaitu sebesar 29155,39 N. Letak gaya longitudinal berada pada titik pusat massa dari *carboby*. Gaya longitudinal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya longitudinal yang didapatkan merupakan representasi dari gaya akibat percepatan dan perlambatan dari LRT.

d) Gaya transversal akibat angin yang bekerja pada *carboby*

Berdasarkan model solid yang digunakan pada penelitian ini, panjang *carboby* yaitu 17,946 m dan memiliki ketinggian 2,402 m. Dari dimensi

panjang dan tinggi *carboby* diperoleh luas sisi samping *carboby* yaitu 43,106 m². Gaya akibat angin ini bekerja pada pusat permukaan sisi samping *car body*. Gaya akibat angin ini berada satu sumbu dengan gaya transversal yang diakibatkan *carboby*. Untuk mendapatkan gaya transversal akibat angin digunakan Persamaan 2.6, dimana nilai tekanan udara (q) didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 0 N/m². Ketika LRT melaju pada lintasan lurus, efek gaya transversal yang disebabkan oleh angin dapat diabaikan. Hal ini dikarenakan, efek guling yang dapat ditimbulkan oleh gaya angin pada *carboby* sangat kecil.

e) Distribusi gaya reaksi *bogie* pada kasus pembebanan *straight track*

Proses distribusi gaya pada sumbu XZ dan YZ yang digunakan pada kasus pembebanan *straight track* memiliki langkah sama dengan kasus pembebanan sebelumnya. Sehingga, didapatkan hasil perhitungan untuk kasus pembebanan *straight track*. Tabel 3.4 menampilkan hasil perhitungan distribusi gaya pembebanan yang terjadi pada kasus pembebanan *straight track*.

Tabel 3. 4 Distribusi Gaya pada Kasus Pembebanan *Straight Track*

Sumbu XZ			Sumbu YZ		
R_x (N)	R_{z1} (N)	R_{z2} (N)	R_y (N)	R_{z1} (N)	R_{z2} (N)

14577	142991	148827	11927	127544	164274
-------	--------	--------	-------	--------	--------

3.6.1.3 Kasus Pembebanan *Running Through Curves*

a) Gaya vertikal pada *carbody*

Untuk menghitung gaya vertikal pada *carbody* digunakan Persamaan 2.3. Pada subbab 3.6.1 telah didapatkan massa efektif *carbody* (m_2) sebesar 26504,9 kg. Percepatan gravitasi (g) digunakan 9,81 m/s^2 dan percepatan vertikal *carbodyn*nya didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 1,2 m/s^2 . Gaya vertikal akibat *carbody* sebesar 291819 N. Letak gaya vertikal berada pada titik pusat massa dari *carbody*. Gaya vertikal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya vertikal *carbody* ini merepresentasikan gaya yang diakibatkan dari massa *carbody* dan penumpang.

b) Gaya transversal pada *carbody*

Untuk menghitung gaya transversal pada *carbody* digunakan Persamaan 2.4. Massa efektif *carbody* (m_2) didapatkan sebesar 26504,9 kg. Percepatan transversal *carbody* (a_{yc}) dan percepatan transversal akibat gaya sentrifugal *carbody* (a_{ycc}) berturut-turut didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 0,9 m/s^2 dan 1,0 m/s^2 . Gaya transversal yang bekerja pada *bogie* akibat *carbody* sebesar 50359,31 N. Letak gaya transversal berada pada titik pusat massa dari *carbody*. Gaya transversal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya transversal *carbody* ini merepresentasikan gaya yang

diakibatkan dari gerakan saat LRT berada pada lintasan melengkung.

c) Gaya longitudinal pada *carbody*

Untuk menghitung gaya longitudinal pada *carbody* digunakan Persamaan 2.5. Massa efektif *carbody* (m_2) didapatkan sebesar 26504,9 kg. Percepatan longitudinal *carbody* (a_{xc}) didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 1,1 m/s². Gaya longitudinal yang bekerja pada *carbody* yaitu sebesar 29155,39 N. Letak gaya longitudinal berada pada titik pusat massa dari *carbody*. Gaya longitudinal tersebut didistribusikan pada masing-masing *bogie*. Gaya longitudinal yang didapatkan merupakan representasi dari gaya akibat percepatan dan perlambatan dari LRT.

d) Gaya transversal akibat angin yang bekerja pada *carbody*

Berdasarkan model solid yang digunakan pada penelitian ini, panjang *carbody* yaitu 17,946 m dan memiliki ketinggian 2,402 m. Dari dimensi panjang dan tinggi *carbody* diperoleh luas sisi samping *carbody* yaitu 43,106 m². Gaya akibat angin ini bekerja pada pusat permukaan sisi samping *car body*. Gaya akibat angin ini berada satu sumbu dengan gaya transversal yang diakibatkan *carbody*. Untuk mendapatkan gaya transversal akibat angin digunakan persamaan 2.6, dimana nilai tekanan udara (q) didapatkan dari Tabel 3.2 yaitu sebesar 0 N/m². Ketika LRT melaju pada lintasan lurus, efek gaya transversal yang disebabkan oleh angin dapat diabaikan. Hal ini dikarenakan, efek guling yang dapat ditimbulkan oleh gaya angin pada *carbody* sangat kecil.

Ketika LRT berbelok, efek gaya transversal yang disebabkan oleh angin dapat diabaikan. Hal ini dikarenakan adanya perbedaan kecepatan angin antara *normal service* dan *exceptional*. Pada kondisi *normal service load* kecepatan anginnya 60 km/jam, sedangkan pada kondisi *exceptional* mencapai 105 km/jam. Sehingga, pada kondisi *normal service* kemungkinan terjadinya efek guling pada *carbody* yang diakibatkan oleh gaya transversal angin sangat kecil.

- e) Distribusi gaya reaksi *bogie* pada kasus pembebanan *running through curves*

Proses distribusi gaya pada sumbu XZ dan YZ yang digunakan pada kasus pembebanan *running through curves* memiliki langkah sama dengan kasus pembebanan sebelumnya. Sehingga, didapatkan hasil perhitungan untuk kasus pembebanan *running through curves* sebagai berikut. Tabel 3.6 menampilkan hasil perhitungan distribusi gaya F_z pada masing-masing *sideframe* yang terjadi pada kasus pembebanan *straight track*.

Tabel 3. 5 Distribusi Gaya pada Kasus Pembebanan *Running Through Curves*

Sumbu XZ			Sumbu YZ		
R_x (N)	R_{z1} (N)	R_{z2} (N)	R_y (N)	R_{z1} (N)	R_{z2} (N)
14577	142991	148827	25179	3718	288100

- f) Distribusi gaya F_z pada masing-masing *sideframe bogie* pada kasus pembebanan *running through curves*

Proses distribusi gaya pada masing-masing *sideframe bogie* yang digunakan pada kasus pembebanan *running through curves* memiliki langkah dan menggunakan persamaan yang sama dengan kasus pembebanan sebelumnya. Sehingga, didapatkan hasil perhitungan untuk kasus pembebanan *running through curves*. Tabel 3.7 menampilkan hasil perhitungan distribusi gaya pembebanan yang terjadi pada kasus pembebanan *running through curves*.

Tabel 3. 6 Distribusi F_z pada Masing-Masing *Sideframe* pada Saat *Running Through Curves*

F_{z1}	F_{z2}	F_{z3}	F_{z4}
55028,63 N	52110,66 N	90880,87 N	93798,84 N

3.6.2 Pembebanan Siklik Akibat *Carbody*

Setelah didapatkan besar pembebanan yang bekerja pada masing-masing *sideframe* untuk setiap kasus pembebanan, dapat dilihat bahwa gaya F_z yang paling kritis terletak pada *bogie* bagian belakang baik pada kondisi *switches*, *straight track*, maupun *running through curves*. Dari ketiga kasus pembebanan tersebut, didapatkan bahwa untuk *switches*, gaya F_{z1} dan F_{z4} berturut-turut 57944,7 N dan 103867,8 N. Untuk kasus pembebanan *straight track*, gaya F_{z1} dan F_{z4} berturut-turut 65231,3 N dan 83596,2 N. Kemudian, pada kasus pembebanan *running through curves*, gaya F_{z1} dan F_{z4} berturut-turut 55028,6 N dan 93798,8 N. Namun, pada penelitian ini hanya dianalisis ketika LRT melalui lintasan lurus saja.

Berdasarkan standar EN 13749, penyebab munculnya beban siklik yaitu dikarenakan adanya efek kuasi-statis akibat gerakan *rolling* dan efek dinamis yang disebabkan oleh gerakan *bouncing*. Besarnya gaya yang ditimbulkan oleh efek *bouncing* yaitu beban statisnya (F_z) dikalikan dengan koefisien *bouncing*nya sebesar $\pm 0,2$. Untuk besar gaya yang ditimbulkan oleh efek *rolling*, beban statisnya (F_z) dikalikan dengan koefisien *rolling*nya sebesar $\pm 0,1$. Kemudian beban statis, beban kuasi-statis, dan beban dinamisnya dijumlahkan untuk mendapatkan amplitudo pembebanan maksimum (F_{zmax}) dan untuk mendapatkan amplitudo pembebanan minimum (F_{zmin}), beban statis dikurangi dengan beban kuasi-statis dan dinamisnya. Pembebanan siklik inilah yang akan diterapkan pada simulasi uji *fatigue*. Berikut perhitungan untuk mendapatkan besar amplitudo maksimum dan minimumnya.

1. Kasus pembebanan *straight track*

- a) Amplitudo maksimum dan minimum untuk gaya F_{z1} (F_{zmax1} dan F_{zmin1})

- Amplitudo maksimum untuk gaya F_{z1}

$$F_{zmax1} = 65231,3 + (0,3 \times 65231,3)$$

$$F_{zmax1} = 84800,7 \text{ N}$$

- Amplitudo minimum untuk gaya F_{z1}

$$F_{zmin1} = 65231,3 - (0,3 \times 65231,3)$$

$$F_{zmin1} = 45661,9 \text{ N}$$

- b) Amplitudo maksimum dan minimum untuk gaya F_{z4} (F_{max4} dan F_{min4})

- Amplitudo maksimum untuk gaya F_{z4}

$$F_{zmax4} = 83596,2 + (0,3 \times 83596,2)$$

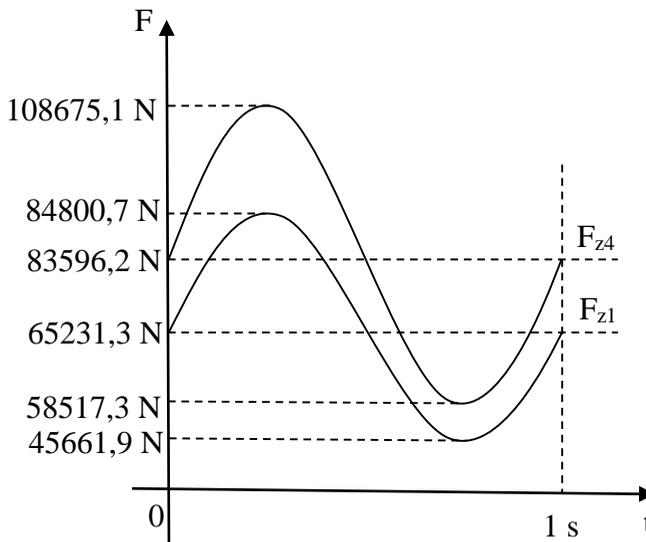
$$F_{zmax4} = 108675,1 \text{ N}$$

- Amplitudo minimum untuk gaya F_{z4}

$$F_{zmin4} = 83596,2 - (0,3 \times 83596,2)$$

$$F_{zmin4} = 58517,3 \text{ N}$$

Dari hasil perhitungan yang didapatkan untuk amplitudo maksimum dan minimum untuk F_{z1} dan F_{z4} , jika dimodelkan dalam bentuk pembebanan siklik maka akan menjadi seperti yang digambarkan pada Gambar 3.11. Gambar 3.11 merupakan salah satu contoh pembebanan siklik pada kondisi pembebanan *straight track*. Hal yang sama berlaku pada kasus pembebanan yang lain. Pembebanan siklik yang akan digunakan pada simulasi.



Gambar 3. 11 Contoh Pembebanan Siklik Untuk Kasus Pembebanan *Straight Track*

Menurut kenyataan yang terjadi di lapangan, pada saat beroperasi LRT Palembang ini mengalami fenomena *switches* hanya pada saat mulai beroperasi (dua kali dalam satu hari operasional). LRT mengalami *switches* ketika berada di DIPO saja. Selebihnya LRT Palembang akan melalui lintasan lurus (*straight track*) dan berbelok (*running through curves*).

3.6.3 Frekuensi Kerja

Frekuensi kerja digunakan untuk mengonversi umur siklus dari hasil simulasi menjadi satuan jam. Berdasarkan Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: PM. 60 tahun 2012 tentang persyaratan teknis jalur kereta api yang mengatur dimensi rel standar di Indonesia. Pada peraturan tersebut, diatur pula panjang tiap potongan (segmen) batang rel memiliki panjang antara 18,00/24,00 m. Pada penelitian ini digunakan panjang tiap segmen rel 18,00 m (Republik Indonesia, 2012).

Kecepatan rata-rata operasional LRT Palembang yaitu 57,7 km/jam. Pada satu segmen rel diasumsikan terjadi satu gelombang. Kemudian, didapatkan frekuensi kerja dari persamaan sebagai berikut:

$$f = \frac{v}{\lambda}$$

dimana, f merupakan frekuensi kerja. Kecepatan rata-rata operasional dinotasikan dengan v dan panjang satu segmen rel dinotasikan dengan λ .

Kecepatan rata-rata operasional dikonversikan menjadi 16,03 m/s. Sehingga, dari persamaan di atas didapatkan frekuensi kerjanya sebesar 0,89 Hz. Frekuensi kerja ini lah yang akan digunakan untuk mengonversi umur siklus hasil simulasi dalam satuan jam.

3.6.4 Kontrol Solusi, Verifikasi Prosedur Simulasi, dan Verifikasi Kondisi Batas

Solusi yang akan dibahas pada simulasi ini meliputi, tegangan *von mises* dan *log of life*. Tegangan *von mises* akan digunakan untuk analisis apakah material akan mengalami deformasi plastis atau tidak. Hal ini ditinjau dari tegangan *yield* materialnya. Jika tegangan *von mises* hasil simulasi berada di bawah tegangan *yield*, maka material tidak akan mengalami deformasi plastis. Setelah diketahui bahwa material tidak akan mengalami deformasi plastis, tegangan *von mises* digunakan untuk menghitung faktor keamanan struktur. Jika struktur dinyatakan aman, maka langkah berikutnya meninjau *log of life*.

Pada CATIA SIMULIA V6 umur *fatigue* ditunjukkan pada plot hasil *log of life*. Hasil yang ditunjukkan dari *log of life* tidak dapat langsung digunakan. Namun, harus dihitung terlebih dahulu, dimana hasil akan menunjukkan konstanta dengan *range* antara 1 sampai 7, dimana pada konstanta 7 jumlah siklusnya yaitu 10^7 cycles. Kemudian hasil yang didapatkan dari simulasi dikonversi untuk mendapatkan umur *fatigue* dari struktur.

Prosedur simulasi yang dilakukan pada perangkat lunak CATIA SIMULIA V6 sesuai dengan tutorial dan *3D helps*. Prosedur simulasi yang mengacu pada tutorial meliputi, proses *input* geometri, *input* data material yang digunakan, dan penyederhanaan geometri atau model 3D. Untuk prosedur simulasi yang mengacu pada *3D helps* meliputi, proses *input* kondisi batas dan *input* skenario untuk pembebanan siklik yang diterapkan pada model.

Kondisi batas yang digunakan pada simulasi ini mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh Seo dkk. Pembebanan vertikal dari *carbody* diletakkan pada masing-masing *sideframe*, lebih tepatnya pada bagian *sidebearer*. Letak

tumpuan terletak pada masing-masing 1^{st} *spring*. Berikut kondisi batas yang digunakan pada penelitian yang digunakan oleh Seo dkk.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini akan dijelaskan mengenai hasil simulasi *fatigue* yang didalamnya meliputi pembahasan mengenai tegangan *von mises*, *safety factor*, dan *fatigue life*. Kemudian hasil simulasi dibandingkan dengan penelitian terdahulu. Perbandingan hasil simulasi dengan penelitian terdahulu ini akan digunakan sebagai verifikasi data hasil simulasi. Kasus pembebanan yang akan dianalisis pada penelitian ini adalah kasus pembebanan *straight track*.

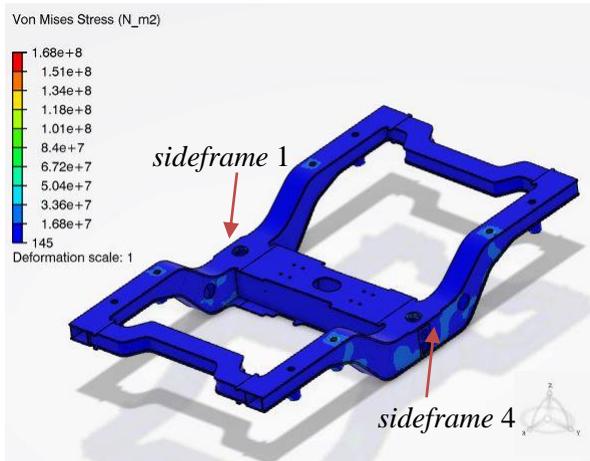
4.1 ANALISIS HASIL SIMULASI STATIS

Setelah diberi *boundary condition* dan pembebanan pada model, dilakukan proses simulasi *fatigue* dengan menggunakan aplikasi *Durability Validation*. Kemudian didapatkan plot hasil berupa *log of life (fatigue life)*, *displacement*, *displacement vector*, *von mises stress*, *reaction force*. Plot hasil yang akan digunakan pada analisis ini adalah plot hasil tegangan *von mises* dan *fatigue life*.

4.1.1 Analisis Letak Tegangan Kritis Von Mises

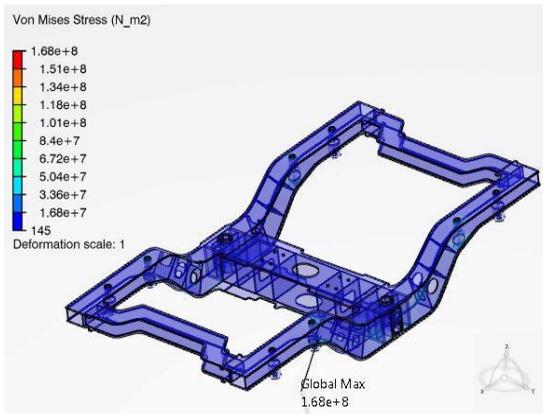
Tegangan *von mises* (tegangan ekuivalen) adalah tegangan yang digunakan untuk menentukan model material akan mengalami deformasi atau gagal (patah). Jika nilai tegangan ekuivalen lebih besar dari atau sama dengan tegangan luluhnya atau *yield*, maka model material akan mengalami deformasi plastis. Sedangkan, jika nilai tegangan ekuivalennya lebih besar dari tegangan tariknya atau *ultimate tensile strength* maka model material akan mengalami kegagalan. Pada penelitian ini digunakan material SM490B/JIS G 3106 *low-alloy high-strength steel*. Material ini memiliki tegangan luluh sebesar 325 MPa dan tegangan tarik sebesar 490 MPa. Gambar 4.1 merupakan visualisasi hasil simulasi tegangan *von mises*

akibat beban siklik pada kasus pembebanan *straight track*.



Gambar 4. 1 Hasil Tegangan *Von Mises* Akibat Beban Siklik pada Kasus Pembebanan *Straight Track*

Dilihat dari hasil tegangan *von mises* pada Gambar 4.1 didapatkan nilai tegangannya sebesar 168 MPa. Tegangan ini



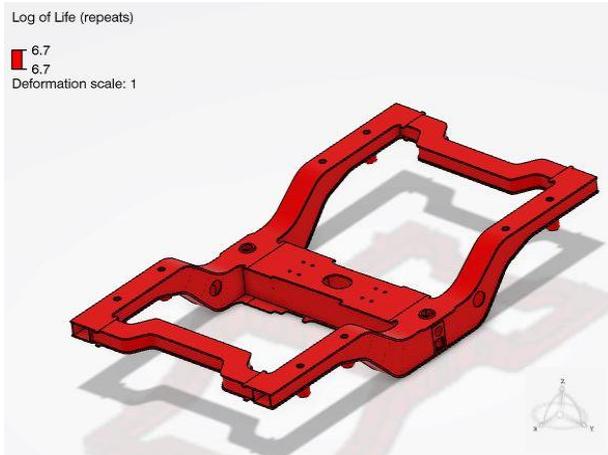
Gambar 4. 2 Letak Tegangan *Von Mises* Maksimum pada Kasus Pembebanan *Straight Track*

didapatkan akibat pembebanan siklik pada *sideframe* 1 dengan pembebanan maksimumnya (F_{zmax1}) sebesar 84800,7 N dan pembebanan minimumnya (F_{zmin1}) sebesar 45661,9 N. Pada *sideframe* 4, pembebanan maksimumnya (F_{zmax4}) sebesar 108675,1 N dan pembebanan minimumnya (F_{zmin4}) sebesar 58517,3 N. Pembebanan diletakkan pada masing-masing *sidebearer*. Tumpuan diberikan pada masing-masing I^{st} *spring* dengan asumsi tumpuannya adalah *clamp* dan *slider*. Tegangan *von mises* maksimum terletak seperti pada Gambar 4.2.

Jika tegangan *von mises* hasil simulasi dibandingkan dengan teorinya, maka dapat disimpulkan bahwa model material tidak akan mengalami deformasi. Hal ini dikarenakan tegangan *von mises* hasil simulasi yaitu 168 MPa masih berada di bawah tegangan *yield* yaitu sebesar 325 MPa. Jika dilihat pada Gambar 4.2 maka tegangan *von mises* maksimumnya terletak pada lubang sambungan antara *sideframe* 4 dengan I^{st} *spring*.

4.1.2 Analisis *Fatigue Life*

Fatigue merupakan fenomena kegagalan suatu struktur yang menyebabkan *fracture* dikarenakan tegangan berulang atau berfluktuasi yang memiliki nilai tegangan di bawah *tensile strength* atau *yield strength* dari material komponen. Jenis pembebanan yang mengakibatkan kelelahan secara teoritik dapat dikelompokkan menjadi dua jenis yaitu siklus tegangan bolak-balik (*reversed stress cycling*) dan siklus tegangan berfluktuasi (*fluctuating stress cycling*). Pada *reversed stress cycling* lebih mudah menimbulkan kelelahan. Pada teorinya, pembebanan yang diterapkan pada penelitian ini merupakan pembebanan yang berfluktuasi (*fluctuating stress*).



Gambar 4. 3 Hasil Simulasi *Fatigue* pada Kasus Pembebanan *Straight Track*

Setelah struktur dinyatakan aman pada kasus pembebanan *straight track*, langkah selanjutnya yaitu menghitung umur *fatigue* dari strukturnya. Hasil simulasi akan menunjukkan suatu konstanta seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.3. Konstanta tersebut dinamakan *log of life*. Untuk mendapatkan umur (siklus) yang didapatkan, perlu dihitung terlebih dahulu nilai logaritma dari konstanta yang didapatkan kemudian hasilnya dikalikan dengan jumlah pengulangan beban (*repeats*). Dalam simulasi ini, pengulangan beban dilakukan sebanyak 10^7 kali untuk masing-masing kasus pembebanan. Berikut merupakan perhitungan *fatigue life* pada kasus pembebanan *straight track*.

1. Perhitungan *log of life*

$$\text{Log of Life} = \log 6,7 = 0,83$$

2. Perhitungan *fatigue life*

$$Fatigue\ Life = 0,83 \times 10^7 = 8,3 \times 10^6\ cycle$$

Dilihat dari hasil perhitungan di atas, umur *fatigue* yang didapatkan pada kasus pembebanan *straight track* yaitu sebesar $8,3 \times 10^6$ siklus dengan frekuensi pembebanan pada simulasi sebesar 1 Hz. Hasil perhitungan ini nantinya akan dikonversi berdasarkan kondisi nyata di lapangan. Pertimbangan yang digunakan yaitu berapa kali siklus pembebanan siklik yang terjadi selama LRT Palembang beroperasi pada lintasan lurus dalam satuan jam.

Berdasarkan frekuensi kerja yang didapat pada subbab 3.6.3, maka didapatkan umur *fatiguenya* dalam satuan jam. Frekuensi kerja yang didapatkan pada subbab 3.6.3 yaitu 0,89 Hz atau 0,89 siklus/detik. Sehingga, didapatkan umur kerja (*operational life*) dari *frame bogie* LRT Palembang seperti pada perhitungan berikut.

$$Operational\ Life = \frac{8.300.000\ cycle}{0,89\ cycle/second} \times \frac{1\ hour}{3600\ seconds}$$

$$Operational\ Life \approx 2591\ hour$$

Dari hasil perhitungan di atas, didapatkan bahwa umur kerja dari *frame bogie* LRT Palembang yaitu 2591 jam operasional. Dalam hal ini, belum termasuk pertimbangan lama waktu pemberhentian di stasiun dan lain sebagainya. Hal ini dikarenakan, belum ada lama waktu tetap untuk pemberhentian di setiap stasiun.

4.2 VERIFIKASI HASIL SIMULASI *FATIGUE*

Penelitian ini mengacu pada penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Seo dkk. Seo dkk melakukan penelitian pada tahun 2017. Penelitian ini dilakukan dengan metode *full-scale fatigue test*. Kondisi batas yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan seperti pada Gambar 2.1. Kondisi batas tersebut digunakan sebagai

acuan pada penelitian ini.

Pembebanan siklik yang diterapkan oleh Seo dkk yaitu amplitudo maksimumnya sebesar 135,94 kN dan amplitudo minimumnya sebesar 87,96 kN. Pada penelitian tersebut didapatkan umur *fatigue bogie* sebesar 10.750.000 siklus. Pada penelitian ini digunakan amplitudo maksimum pembebanan sikliknya sebesar 108,68 kN dan amplitudo minimum sebesar 58,52 kN. Umur *fatigue* yang didapatkan pada penelitian ini yaitu sebesar 8.300.000 siklus. Hal ini dapat dikarenakan perbedaan kategori *bogie* yang digunakan, dimana *bogie* yang diteliti oleh Seo dkk termasuk dalam kategori B-II. Sedangkan, *bogie* yang diteliti oleh penulis termasuk dalam kategori B-IV. Berdasarkan pada standar EN 13749, pembebanan yang diterapkan pada simulasi pun berbeda. Pada penelitian yang dilakukan oleh penulis, pembebanan setiap *sideframe bogie* berbeda besarnya. Sedangkan, pada penelitian yang dilakukan oleh Seo dkk besarnya sama. Persamaan kedua penelitian ini yaitu terletak pada standarisasi yang digunakan yaitu EN 13749.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi dan pengolahan data dari penelitian mengenai analisis *fatigue* pada *bogie frame*, tugas akhir ini dapat disimpulkan bahwa:

1. Pembebanan terbesar terjadi pada *bogie* bagian belakang, lebih tepatnya terjadi pada *sideframe* 1 dan 4. Setelah dilakukan simulasi, tegangan kritis *von mises* yang terjadi pada *bogie* bagian belakang ini didapatkan nilai 168 MPa. Letak titik kritis tegangan *von mises*nya terletak pada lubang sambungan antara *sideframe* 4 dengan *1st spring*.
2. Umur yang didapatkan dari simulasi sebesar 8.300.000 siklus. Jika dikonversikan pada umur operasional, didapatkan 2.591 jam operasional.

5.2 SARAN

Saran dari penulis untuk kedepannya mengenai tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Diperlukan spesifikasi desain yang lebih detail agar hasil penelitian dapat dibandingkan dengan penelitian terdahulu.
2. Diperlukan perangkat lunak yang dapat digunakan untuk analisis dua atau lebih *load history*.
3. Diperlukan penelitian lebih lanjut mengenai optimasi desain *frame bogie*.
4. Diperlukan analisis terhadap kekuatan sambungan las dengan simulasi *fatigue*.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

Daftar Pustaka

- Akuan, Abrianto. 2007. "Kelelahan Logam". Bandung: Universitas Jenderal Achmad Yani.
- Deutschman, A. D. dkk. 1975. "*Machine Design Theory and Practice*". New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- European Committee for Standardization. 2011. "*EN-13749 Railway Applications – Wheelsets and Bogies – Method of Specifying The Structural Requirements og Bogie Frame*". United Kingdom: CEN.
- Mallapur, Chaitanya. 2017. "*In 2016-17, India's Derailment Death Toll Highest In A Decade*". India: Parliament of India Rajya Sabha Council of States.
- Callister. 2014. "*Materials Science and Engineering: an Introduction*". New Jersey: Wiley.
- Kim, Nam-Po. dkk. 2006. "*Experimental Study on the Fatigue Strength of the Bogie Frame for Tilting Railway Vehicles*". Switzerland: Trans Tech Publications.
- Ozsoy, M. dkk. 2015. "*Structural Strength and Fatigue Life Calculation of Y32 Bogie Frame by Finite Element Method*". Sakarya: Sakarya University Engineering Faculty Mechanical Engineering Department.
- Okamoto, Isao. 1998. "*How Bogies Work*". Japan: Japan Railway & Transport Review.
- Republik Indonesia. 2012. Peraturan Menteri No. 60 Tahun 2012 tentang Persyaratan Teknis Jalur Kereta Api. Jakarta: Sekretariat Negara.
- Seo, Jung-Won dkk. 2017. "*Fatigue Design Evaluation of Railway Bogie with Full-Scale Fatigue Test*". Kairo: Hindawi.

Vidosic, Joseph P. 1957. "*Machine Design Projects*". New York:
Ronald Press Company.

Walpole, Sarah Catherine dkk. 2012. "*The Weight of Nations: An
Estimation of Adult Human Biomass*". United Kingdom:
BMC Public Health.

LAMPIRAN

1. EN 13749

Annex A (Simbol dan satuan yang digunakan pada annex)

A.1 Gaya-gaya

Tabel A.1 – Gaya-gaya

Gaya (N)	Posisi	Simbol		
		Statis	Kuasi-statis	Dinamis
Vertikal	Beban pada bogie	F_z		
	Gaya pada <i>sideframe</i> 1 atau <i>sidebearer</i> 1	F_{z1}	F_{z1qs}	F_{z1d}
	Gaya pada <i>sideframe</i> 2 atau <i>sidebearer</i> 2	F_{z2}	F_{z2qs}	F_{z2d}
	Gaya pada <i>center pivot</i>	F_{zp}	F_{zpq}	F_{zpd}
	Gaya pada (gerbong) titik berat	F_{zc}		
Transversal	Beban pada bogie	F_y		

	Gaya pada axle 1	F_{y1}	F_{y1qs}	F_{y1d}
	Gaya pada axle 2	F_{y2}	F_{y2qs}	F_{y2d}
	Gaya pada (gerbong) titik berat	F_{yc}		
	Gaya akibat angin	F_{w1}		
Longitudinal	Gaya pada setiap roda	F_{x1}		
	Gaya pada (gerbong) titik berat	F_{xc}		
	Gaya pada (bogie) titik berat	F_x		

A.2 Akselerasi

Tabel A.2 – Akselerasi

Akselerasi (m/s ²)	Simbol	
	Gerbong	Bogie (pegas utama)
Vertikal	σ_{zc}	σ_{zb}
Transversal (dinamis)	σ_{yc}	σ_{yb}

Sentrifugal (kuasi-statis)	α_{ycc}	α_{ycb}
Longitudinal	α_{xc}	α_{xc}

A.3 Masa-masa

Tabel A.3 – Masa-masa

Masa (kg)	Simbol
Kendaraan saat berjalan	M_V
Gerbong kendaraan	m_1
Masa bogie tanpa pegas sekunder (jika ada)	m^+
Masa pegas utama bogie	m_2
Payload luar biasa	P_1
Payload normal	P_2

Besaran yang digunakan pada simbol diatas didasari oleh diskripsi kuantitas dalam EN 15663

A.4 Simbol-simbol dan satuan-satuan lain

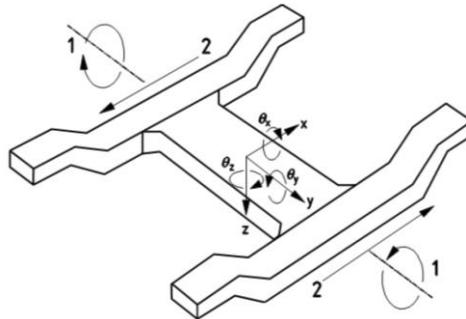
Tabel A.4 - Simbol-simbol dan satuan-satuan lain

Lain	Simbol	Satuan
-------------	---------------	---------------

Percepatan akibat gravitasi	g	$9,80665 \text{ m/s}^2$
Tekanan udara	q	N/m^2
Tegangan	σ	N/mm^2
Tegangan tertentu	σ_c	N/mm^2
Tegangan yield material	R_{eH}	N/mm^2
Tegangan <i>yield</i> 0,2% material	$R_{p0,2}$	N/mm^2
<i>Ultimate stress</i> material	R_m	N/mm^2
Faktor keamanan	S_1	
Luas permukaan gerbong	A_w	m^2
Koefisien <i>roll</i>	α	
Koefisien <i>bounce</i>	β	
Koefisien gesek	μ	

A.5 Sistem koordinat

Gambar A.1 menunjukkan sistem koordinat yang diadopsi dari standar eropa



Gambar A.1 – Sistem koordinat

Kunci

1. Puntir
2. Geser

Tabel A.5 mendefinisikan pergerakan dan deformasi dan arahnya

Tabel A.5 – Pergerakan dan deformasi pada rangkaian bogie perkeretaapian

Arah	Simbol	Penjelasan
Longitudinal	x	Linier pada arah tempuh
Transversal	y	Pararel linier pada bidang jalur, tegak lurus pada arah tempuh
Vertikal	z	Linier tegak lurus pada bidang tempuh
<i>Roll</i>	θ_x	Rotasi pada sumbu longitudinal
<i>Pitch</i>	θ_y	Rotasi pada sumbu transversal

<i>Yaw</i>	θ_z	Rotasi pada sumbu vertikal
Puntir	-	Gerakan diluar sumbu (x-y) menghasilkan rotasi relatif dari <i>sideframe</i>
Geser	-	Tegangan geser akibat gerakan longitudinal dari <i>sideframe</i>

A.6 Klasifikasi bogie

Standar eropa ini melingkupi variasi tipe bogie yang luas. Untuk tujuan referensi, mudah untuk mengkategorikan dalam annex-annex. Meskipun identifikasi biasanya berdasarkan jenis kendaraan, pemilihan kategori dari bogie sebaiknya juga berdasarkan kebutuhan struktural dari rangka bogie.

Kebutuhan struktural dari bogie pada kategori tertentu tidak khusus dan sebaiknya selalu didefinisikan menurut kebutuhan saat beroperasi. Akan ada perbedaan dalam memilih antara aplikasi-aplikasi. Hal ini yang diharapkan dan tidak dianggap bertentangan dengan standar eropa. Beberapa dari bogie tidak sesuai pada beberapa kategori yang ditetapkan.

Kategori B-I bogie bakal pelanting memuat penumpang untuk jalur utama dan dalam kota termasuk kecepatan tinggi dan kendaraan sangat cepat, bertenaga mesin dan listrik;

Kategori B-II bogie kendaraan memuat penumpang untuk dalam dan luar pinggiran kota, bertenaga mesin dan listrik;

Kategori B-III bogie untuk bakal pelanting metro dan transit, bertenaga mesin dan listrik;

Kategori B-IV bogie untuk kereta ringan dan trem;

Kategori B-V bogie untuk bakal pelanting kargo dengan suspesi satu tahap;

Kategori B-VI bogie untuk bakal pelanting kargo dengan suspesi dua tahap;

Kategori B-VII bogie untuk lokomotif.

Note Klasifikasi-klasifikasi serupa (tetapi tidak selalu) dengan badan kendaraan di EN 12663 [1, 2].

Annex C (Beban yang disebabkan oleh bogie saat beroperasi)

C.5 Contoh beban untuk bogie kereta *metro, rapid transit, light rail vehicle* dan trem – kategori B-III dan B-IV.

C.5.1 Aplikasi

Kasus pembebanan diaplikasikan pada banyak, berartikulasi dan satu gerbong dengan bogie. Untuk kendaraan dengan bentuk lain yang memiliki prinsip yang sama dapat digunakan untuk menentukan alternatif pembebanan lain yang sesuai.

C.5.1 Kasus Pembebanan

Kasus pembebanan dasar dibawah ini diturunkan dari [14]. Kasus ini menyatakan beban tiap bogie sesuai dengan masing-masing beban axle pada bogie. Kombinasi beban dinyatakan pada Annex F

Untuk beban gerbong m_1 beban luar biasa, termasuk penumpang, pada bogie tertentu adalah:

$$m_1 = \frac{(M_V + P_1)c}{100} - m^+ \tag{C.23}$$

Untuk beban gerbong m_1 beban normal, termasuk penumpang, pada bogie tertentu adalah:

$$m_1 = \frac{(M_V + P_2)c}{100} - m^+ \quad (\text{C.24})$$

Dimana

M_V adalah masa gerbong saat beroperasi

P_1, P_2 adalah masa dari penumpang (seperti dijelaskan dengan fungsi masa pada EN 15663)

c adalah beban roda dari bogie dalam %

m^+ adalah masa bogie

mengingat gaya dari tekanan angin, proporsi dari permukaan lateral gerbong, A_w , pada setiap bogie ditentukan berdasarkan beban axle seperti diatas.

Gaya inersia diasumsikan terjadi pada *center of gravity* untuk gerbong atau bogie, yang sesuai. Gaya angin diasumsikan terjadi pada *center of pressure* dari sisi gerbong.

Kasus pembebanan dibawah menggunakan simbol yang di definisikan dalam Annex A

C.5.3 Pernyataan umum dari kasus beban dasar

C.5.3.1 Beban Gerbong

Gaya longitudinal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{xc} = m_1 \times a_{xc}$$

Gaya transversal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{yc} = m_1 (a_{yc} + a_{ycc})$$

Gaya vertical (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{zc} = m_1(g + a_{zc})$$

Gaya transversal akibat angin (diterapkan pada *center of pressure* dari sisi gerbong)

$$F_{w1} = A_w \times q$$

C.5.3.2 Beban rangka bogie

Gaya longitudinal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{xb} = m_2 \times a_{xb}$$

Gaya transversal (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{y_b} = m_2(a_{yb} + a_{y_{cb}})$$

Gaya vertical (diterapkan pada *center of gravity*)

$$F_{zb} = m_2(g + a_{zb})$$

C.5.3.3 Beban pada penghubung antara bogie dan gerbong (kondisi buffing)

$$F_{xb} = m^+ \times 3g$$

Annex F (Contoh dari program tes statis)

F.5 Program tes statis untuk bogie kereta ringan dan trem

F.5.1 Umum

Tes statis meniru beban yang sama seperti yang digunakan pada analisa tegangan berdasarkan Annex C

F.5.2 Tes saat beban luar biasa

Rangka bogie di analisa dengan kasus pembebanan luar biasa yang diturunkan dari akselerasi dan lain-lain seperti pada Tabel F.4. Sebagai tambahan kasus pembebanan juga diaplikasikan dalam kombinasi dengan beban dari komponen yang melekat pada rangka

bogie:

- *Gear box* dan motor dengan akselerasi vertikal. (D.2.2 dan D.2.3)
- 1.3 kali beban pengereman darurat (D.4)
- 1.3 kali maksimum percepatan dan perlambatan (D.5)

Tabel F.4 – Beban luar biasa

Kasus Pembebanan	Masa Gerbong					Masa Bogie			
	σ_{zc} (m/s ²)	σ_{yc} (m/s ²)	σ_{ycc} (m/s ²)	σ_{xc} (m/s ²)	q (N/m ²)	σ_{zb} (m/s ²)	σ_{yb} (m/s ²)	σ_{ycb} (m/s ²)	σ_{xb} (m/s ²)
Perpindahan Rel	3,2	2,2	-	Angka pengereman darurat	600 ^a	30	16	-	Angka pengereman darurat
Melalui Tikungan	1,6	1,3	2,0	Angka pengereman darurat	600 ^a	12	6,5	2	Angka pengereman darurat

^akecepatan angin 105 km/jam

F.5.3 Tes saat beban normal

Rangka bogie di analisa dengan kasus pembebanan normal yang diturunkan dari akselerasi dan lain-lain seperti pada Tabel F.5. Sebagai tambahan kasus pembebanan juga diaplikasikan dalam kombinasi dengan beban dari komponen yang melekat pada rangka bogie:

- *Gear box* dan motor dengan akselerasi vertikal. (D.2.2 dan D.2.3)
- 1.1 kali beban pengereman darurat (D.4)
- 1.1 kali maksimum percepatan dan perlambatan (D.5)

Tabel F.5 – Beban Normal

Kasus Pembebanan	Masa Gerbong					Masa Bogie			
	α_{zc} (m/s ²)	α_{yc} (m/s ²)	α_{yc} (m/s ²)	α_{xc} (m/s ²)	q (N/m ²)	α_{zb} (m/s ²)	α_{yb} (m/s ²)	α_{ycb} (m/s ²)	α_{xb} (m/s ²)
Perpindahan Rel	2,24	1,6	-	-	200*	25	12	-	-
Lintasan Lurus	1,2	0,9	-	Angka pengereman	-	8,5	4,5	-	Angka pengereman
Melalui Tikungan	1,2	0,9	1,0	Angka pengereman	-	8,5	4,5	1,0	Angka pengereman

*kecepatan angin 60 km/jam

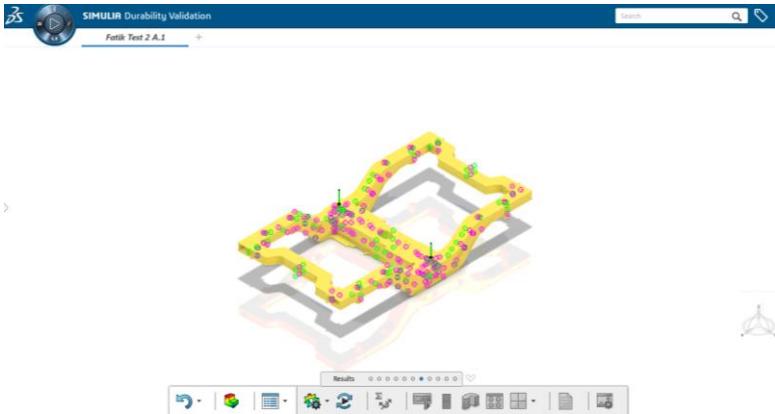
Annex G (Contoh dari program tes *fatigue*)

G.5 Program tes *fatigue* untuk *bogie* pada *light rail vehicles* dan *trams* (kategori B-IV)

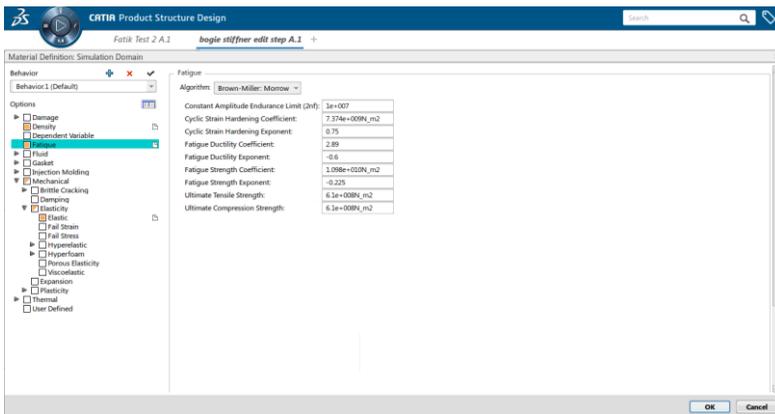
Program tes *fatigue* harus merepresentasikan pembebanan *fatigue* yang digunakan pada *design* sesuai dengan jumlah aplikasi pembebanan.

2. Screenshot Simulasi

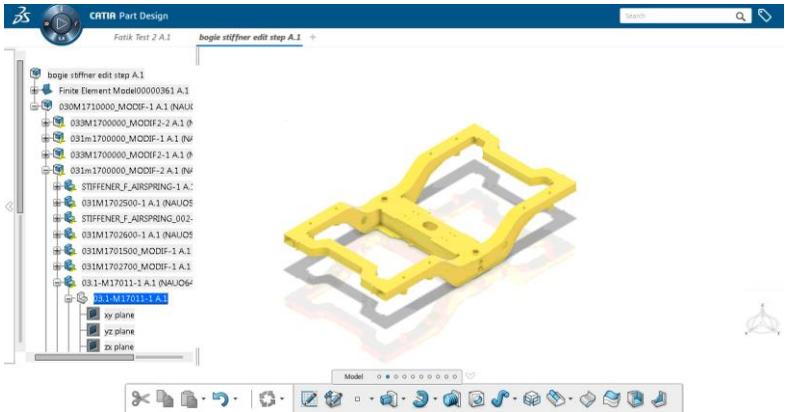
Berikut merupakan langkah-langkah yang digunakan penulis dalam melakukan proses simulasi:



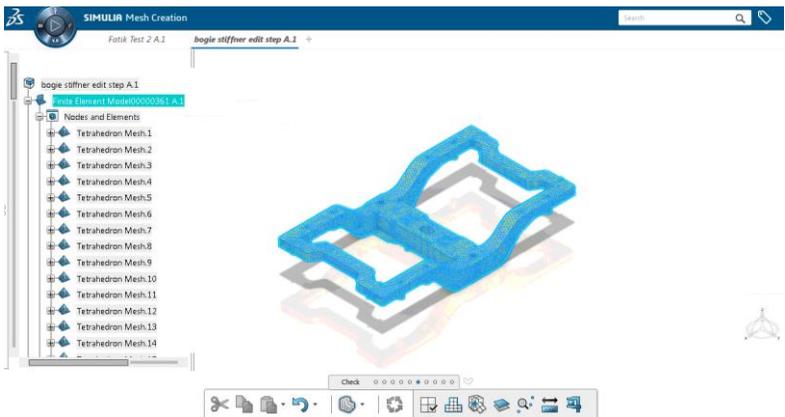
Gambar 1 Analisis Durability Validation (*Fatigue*)



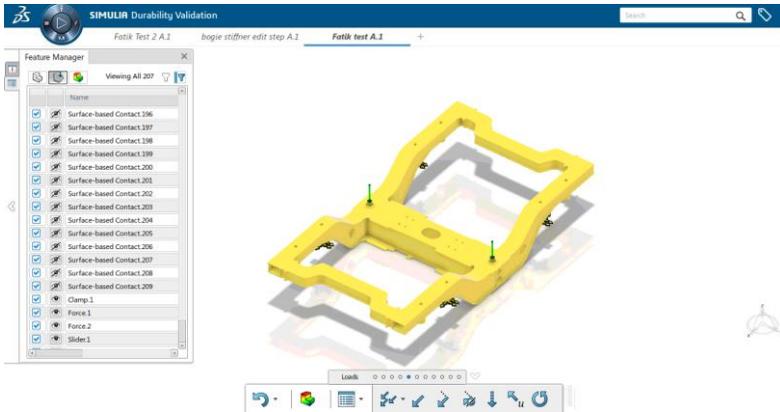
Gambar 2 Memasukkan Data Material



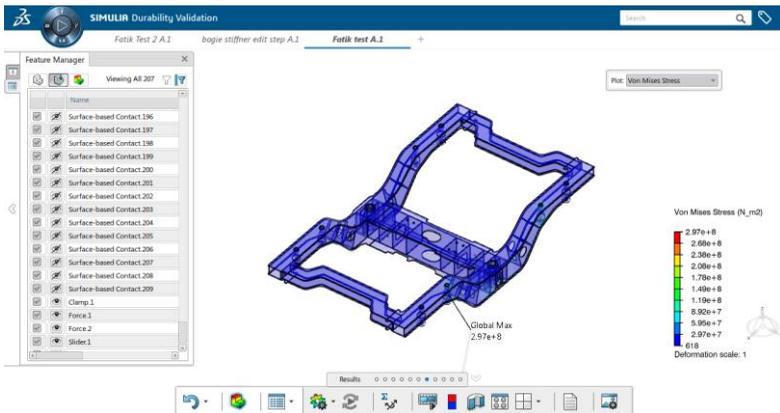
Gambar 3 Memasukkan Model Solid 3D



Gambar 4 Proses *Meshing* pada Model Solid 3D



Gambar 5 Pemberian Pembebanan dan Kondisi Batas



Gambar 6 Visualisasi Hasil Simulasi

Biodata Penulis



Wied Kukuh Prasetyo merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis yang lahir di Klaten pada 23 Maret 1996 ini merupakan anak kedua dari pasangan Widoko dan Sri Margini. Penulis memulai pendidikan formal di TKIT Al-Fajar Bekasi Kabupaten Bekasi, Jawa Barat kemudian melanjutkan ke SDIT Al-Fajar Bekasi Kabupaten Bekasi, Jawa Barat. Setelah lulus tahun 2008 penulis melanjutkan ke SMP Negeri 4 Klaten Kabupaten Klaten Jawa Tengah. Setelah lulus tahun 2011 penulis melanjutkan ke SMA Negeri 1 Klaten. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis melanjutkan studi S1 dan diterima di Program S1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 02111440000041.

Selama menuntut ilmu S1, penulis juga aktif ikut serta dalam berbagai kegiatan dan organisasi. Tahun 2014-2015 penulis menjadi panitia pada divisi *Social Development* sebagai staf di acara *Mechanical City* 2015. Tahun 2015-2016 penulis menjadi panitia pada divisi Perlengkapan sebagai staf di acara *Mechanical City* 2016. Kemudian pada Tahun 2015-2016 menjabat sebagai staf di Kementrian Dalam Negeri BEM ITS.