TUGAS AKHIR – TM141585

RE-DESIGN COUPLER HEAD TIPE KNUCKLE *UNTUK LIGHT RAIL TRANSIT*

ANDHIKA MUTTAQIEN PRIYAMBODO
NRP. 02111645000028

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

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

FINAL PROJECT – TM141585

RE-DESIGN A KNUCKLE TYPE COUPLER HEAD FOR LIGHT RAIL TRANSIT

ANDHIKA MUTTAQIEN PRIYAMBODO
NRP. 02111645000028

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

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

RE-DESIGN COUPLER HEAD* TIPE *KNUCKLE
UNTUK *LIGHT RAIL TRANSIT*

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 :

ANDHIKA MUTTAQIEN PRIYAMBODO
NRP. 02111645000028

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D .... (Pembimbing)
   NIP. 197909262005011001
2. Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T. .... (Penguji I)
   NIP. 196807061999031004
3. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT .... (Penguji II)
   NIP. 198604012015041001

SURABAYA

JULI, 2018

"Halaman ini sengaja dikosongkan."

RE-DESIGN COUPLER HEAD TIPE *KNUCKLE* UNTUK *LIGHT RAIL TRANSIT*

Nama Mahasiswa : Andhika Muttaqien Priyambodo
NRP : 02111645000028
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.

ABSTRAK

Salah satu bagian utama dari LRT adalah coupler atau sambungan antar gerbong, yang dirasa oleh peneliti bentuk dan ukurannya belum begitu optimal, hal ini dikarenakan coupler knuckle yang sekarang digunakan adalah coupler untuk kereta api dengan berat gerbong sekitar 42 ton, sedangkan berat gerbong LRT kurang lebih hanya 25 Ton. Oleh karena itu peneliti memilih melakukan re-design dan optimasi ukuran pada bagian coupler ini. Metode re-design ini sangat sering digunakan untuk menjawab masalah-masalah yang terjadi di bidang struktur mekanik dengan maksud mendapatkan bentukan desain yang lebih optimal dari sebuah benda.

Metode re-design ini memiliki tahapan penelitian yang terdiri dari pembuatan model re-design, simulasi model re-design awal, optimasi ukuran dan simulasi model re-design dengan optimasi ukuran. Tahapan tersebut terus diulang dengan mengubah skala design yang diperkecil hingga mendapatkan design yang dirasa paling optimal dari segi ukuran dan kekuatannya. Permodelan dan re-design dilakukan dengan bantuan software SolidWorks 2016, dan untuk analisa gaya statis dilakukan dengan bantuan software Catia Simulia V6 – Structural Validation. Untuk material yang digunakan adalah AAR M201 grade E dan grade D sesuai dengan yang digunakan oleh PT INKA sekarang. Pada tahap simulasi, beban yang dimasukan adalah beban tarik dan beban tekan statis terbesar yang ditahan oleh coupler tersebut, yaitu beban pada gerbong yang paling depan dengan besaran gaya tarik 947.390,9 N dan gaya tekan 1.029.083,26 N, dengan sisi

pembebanan berada pada permukaan knuckle. Setelah mendapatkan desain hasil optimasi, maka dapat dilakukan analisa kembali distribusi tegangannya, untuk mengetahui apakah bentuk tersebut masih berada dalam batas amannya.

Hasil yang diperoleh dari penelitian ini yaitu ukuran yang paling optimum dari setiap komponen pada coupler tersebut, yaitu ukuran skala 80% dari model awal dengan tegangan tarik maksimum yang terjadi sebesar 436 MPa dan tegangan tekan maksimum 308 MPa. Selain itu dibuat juga desain untuk penutup agar coupler terlindungi dari kondisi luar.

Kata kunci: *Size Optimization Design, Structural Structure, Light Rail Transit, Train, Coupler, Knuckle Coupler, SolidWorks 2016, Catia Simulia V6*

RE-DESIGN A KNUCKLE TYPE COUPLER HEAD FOR LIGHT RAIL TRANSIT

Name	**: Andhika Muttaqien Priyambodo**
NRP	**: 02111645000028**
Department	**: *Mechanical Engineering- ITS***
Academic Supervisor	**: Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.**

ABSTRACT

One of the main part in light rail transit is coupler which connecting two carbody. This coupler size and shape is not yet optimal because this current coupler is a knuckle coupler for a train with a carbody weight about 42 tons, while the weight of the LRT carbody is approximately only 25 Ton. Because of this overspecification coupler, researcher choosing re-design and shape optimization on this part. This re-design method is very often used to answer the problems that occur in the field of mechanical structures in order to obtain a more optimal design of an object.

This re-design method has some steps that consist of re-design modelling, simulation of early re-design mode, size optimization and re-design model simulation with size optimization. These steps continue to be repeated by reducing the scale of the design to get the most optimal design, which has minimum size but still has enough strength to maintain the load. Modelling and re-design is done with SolidWorks 2016 software, and for static analysis is done with Catia Simulia V6 – Structural Validation software. For the knuckle coupler material is using AAR M201 grade E and grade D, this material is according from PT INKA which they used for the coupler. On this simulation, there is two type of load, tensile load and press load that held by coupler, which on the front

carbody has the most intense load, with the tensile load of 947,390.9 N and the compression load of 1,029,083.26 N, with load is on the knuckle jaw surface. After we get the result of stress distribution from the re-design model simulation, we can conclude whether the stress is still within safe limits that material can be held.

The results obtained from this study are the most optimum size of each component on the coupler, ie the model scale of 80% from the initial model with a maximum tensile stress of 436 MPa and a maximum compression stress of 308 MPa. In addition, also made a design for the cover so that the coupler is protected from outside conditions.
Keywords: Size Optimization Design, Structural Structure, Light Rail Transit, Train, Coupler, Knuckle Coupler, SolidWorks 2016, Catia Simulia V6

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Kedua orang tua penulis, Budiyanto dan Endang Widiastuti yang selalu mendukung, mendoakan, membantu, menyemangati, dan banyak lagi hal yang tidak mungkin cukup jika hanya diungkapkan dengan kata-kata sehingga penulis bisa menjalani pendidikan dengan semangat dan penuh kebahagiaan.
2. Istri dan anak penulis, Anggi Pithaloka dan Alula Maisadipta, yang selalu ada untuk mendukung penulis, disaat susah maupun senang, setia menemani penulis selama proses perkuliahan di ITS.
3. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan tugas akhir ini.
4. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT, dan Ir. Julendra B. Ariatedja, MT selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin yang telah memberikan ilmu-ilmu yang berguna.
6. Syahrizal dan Taufik yang telah meluangkan banyak waktunya untuk membantu dan mengajarkan penulis saat melakukan proses desain.
7. Teman-teman seperjuangan Mahasiswa Teknik Mesin - Lintas Jalur 2016 yang selalu saling mengingatkan dalam hal kebaikan selama masa perkuliahan.

8. Grup “Kabinet Komting ITS” yang selalu ada sebagai tempat berbagi ilmu, bercerita dan bercanda selama penulis mengenyam pendidikan di Surabaya
9. Pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 20 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .... **i**
LEMBAR PENGESAHAN .... **v**
ABSTRAK .... **vii**
ABSTRACT .... **ix**
KATA PENGANTAR .... **xi**
DAFTAR ISI .... **xiii**
DAFTAR GAMBAR .... **xvii**
DAFTAR TABEL .... **xxiii**
BAB I PENDAHULUAN **1**
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 3
1.3 Ruang Lingkup 4
1.3.1 Variabel yang Diteliti 4
1.3.2 Variabel yang Diabaikan 4
1.4 Tujuan Penelitian 4
1.5 Manfaat Penelitian 5
1.6 Sistematika Penulisan 5
BAB II DASAR TEORI **7**
2.1 Penelitian Terdahulu 7
2.1.1. *Reverse Engineering to Shape Engineering in Mechanical Design* 7
2.1.2. *Topology Optimization of 3d Structure using* ANSYS *and* MATLAB 8
2.1.3. *The Finite Element Analysis of New Forged Coupler Knuckle* 9
2.2. Sambungan Gerbong 12
2.2.1. *Knuckle Coupler* 13
2.2.2. Scharfenberg Coupler 16
2.2.3. 3 Stages of Coupler 17

2.3. Metode Elemen Hingga 18
2.3.1. Analisa Struktur Statis 19
2.3.2. Optimasi Ukuran.. 20
2.3.3. Verifikasi 21
2.3.4. Validasi.. 22
2.4. Analisa yang Digunakan.. 30
2.4.1. Analisis Keamanan 30
2.4.2. Analisis Gaya-gaya pada C*arbody* karena Pembebanan Tarik 31
2.4.3. Analisis Gaya-gaya pada *Carbody* karena Pembebanan Tekan... 33
2.5. Standar EN 12663-1 Tahun 2010 34
BAB III METODOLOGI.. 37
3.1. Diagram Alir Penelitian.. 37
3.1.1 Studi Literatur.. 38
3.1.2 Pengumpulan Data dan Perhitungan Beban Maksimum.. 39
3.1.3 Proses Re-desain 3D Model.............................. 39
3.1.4 Analisa Simulasi dan Iterasi Re-desain............... 41
3.2. Model Material 41
3.3. Model *Solid* 3D... 42
3.4. Model Elemen Hingga 43
3.4.1. Diskritisasi 44
3.5. Kondisi Batas dan Pembebanan................................. 45
3.5.1. Kondisi Batas... 46
3.5.2. Pembebanan.. 51
3.6. Tipe Analisis dan Kontrol Solusi 52
3.6.1. Analisis Koefisien Gesek 53
3.6.2. Analisis Gaya Gesek pada Setiap Gerbong......... 53
3.6.3. Analisis Gaya-gaya pada *Carbody* Karena Pembebanan Tarik 55

3.6.4. Analisis Gaya-gaya Pada *Carbody* Karena Pembebanan Tekan 57
3.6.5. Kontrol Solusi 58
3.6.5.1. Konstanta Iterasi 58
3.6.5.2. Variasi Iterasi 60
3.6.6. Verifikasi Hasil Simulasi 61
BAB IV HASIL DAN ANALISIS 63
4.1 Data-data yang Diperoleh 64
4.1.1. Utilisasi Tegangan Tarik dan Tekan 65
4.1.2. Analisa pada Model Skala 100% 67
4.1.3. Analisa pada Model Skala 90% 70
4.1.4. Analisa pada Model Skala 80% 73
4.1.5. Analisa pada Model Skala 70% 74
4.1.6. Analisa pada Model Skala 60% 77
4.1.7. Analisa pada Model Skala 50% 79
4.2. Analisa Variasi Tegangan Tarik 82
4.3. Analisa Variasi Tegangan Tekan 84
4.4. Analisa *Buckling* 85
4.5. Desain *Cover Knuckle Coupler* 87
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 91
5.1. Kesimpulan 91
5.2. Saran 92
DAFTAR PUSTAKA xxv
LAMPIRAN A xxvii
LAMPIRAN B xxxii
BIODATA PENULIS xxxviii

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 (a) Dua knuckle coupler kondisi tersambung (b) Bentuk umum knuckle coupler (McConway & Torley LLC) 3
Gambar 2.1 Skema *geometric reverse engineering*. (Anwer, 2016) 8
Gambar 2.2 MBB *beam* menggunakan ANSYS (Atani, 2016) ... 9
Gambar 2.3 MBB beam menggunakan MATLAB (Atani, 2016) 9
Gambar 2.4 Forged coupler knuckle and mesh (Wang et al., 2013) 10
Gambar 2.5 (a) Aplikasi beban tarik (b) Aplikasi beban tekan (Wang et al., 2013) 10
Gambar 2.6 (a) Stress contour (b) Deformation contour under the working of load in Tension (Wang et al., 2013) 11
Gambar 2.7 (a) Stress contour (b) Deformation contour under the compressive load (Wang et al., 2013) 12
Gambar 2.8 (a) Sepasang knuckle coupler (Stoltz) (b) Knuckle coupler (Walthers) 12
Gambar 2.9 (a) *Shock absorber* pada kereta api (Nandan, 2017) (b) Model *knuckle coupler* yang digunakan di Indonesia (PT. INKA) 14
Gambar 2.10 Bagian-bagian knuckle coupler (Mike Williams) 15
Gambar 2.11 Bagian-bagian fully automatic coupler (Inch, 2015) 16
Gambar 2.12 *Uncoupled, ready to couple, coupled.* 17
Gambar 2.13 Tegangan tarik 23
Gambar 2.14 Tegangan tekan 24
Gambar 2.15 Diagram tegangan-regangan pada structural steel25
Gambar 2.16 *Effective length factor* sesuai dengan kasus pembebanan (Shigley, 2008) 27
Gambar 2.17 Bentukan dari batang hollow (Hibbeler, 2013).... 29

Gambar 2.18 Penjabaran gaya-gaya yang terjadi pada LRT saat melaju..31
Gambar 2.19 Penjabaran gaya tekan yang terjadi saat LRT melambat..33
Gambar 3.1 Diagram alir tugas akhir.......................................38
Gambar 3.2 Desain knuckle coupler head yang digunakan (PT. INKA)..40
Gambar 3.3 (a) Bentuk mounting tipe schafenberg coupler (b) Shock absorber tipe scharfenberg pada LRT 40
Gambar 3.4 Bagian-bagian dari model coupler knuckle milik PT. INKA dengan bagian dudukan telah di re-design 42
Gambar 3.5 Tampilan *user interface structural validation* pada Catia Simulia V6 43
Gambar 3.6 Meshing yang digunakan pada simulasi ini 45
Gambar 3.7 Hubungan permukaan sliding antara knuckle jaw dan body...46
Gambar 3.8 Hubungan permukaan bonded antara locking pin dan body...47
Gambar 3.9 Hubungan permukaan sliding antara locking pin dan knuckle jaw 47
Gambar 3.10 Hubungan permukaan sliding antara knuckle jaw dan hinge pin...48
Gambar 3.11 Hubungan permukaan bonded antara hinge pin dan body 48
Gambar 3.12 Rigid connection pada bagian locking pin dan body 49
Gambar 3.13 Clamp pada bagian sisi vertikal mounting...........50
Gambar 3.14 Fixed displacement pada sisi horizontal mounting dengan kebebasan translasi pada sumbu x.................................50
Gambar 3.15 Penempatan posisi *clamp* pada pembebanan tekan 51
Gambar 3.16 Gaya tarik yang terjadi pada sambungan *coupler*

dengan arah z (+)..52
Gambar 3.17 Gaya tekan yang terjadi pada sambungan *coupler* dengan arah z (-)...52
Gambar 3.18 Susunan gerbong LRT Jabodetabek......................53
Gambar 3.19 Gaya-gaya yang terjadi pada *coupler* karena gaya berat pada *carbody*..55
Gambar 3.20 Gaya tekan yang terjadi pada *coupler* paling depan karena perlambatan LRT 57
Gambar 3.21 Ukuran mounting yang tidak berubah pada setiap iterasinya...59
Gambar 3.22 Ukuran panjang tetap dijaga 800 mm pada setiap iterasinya...59
Gambar 3.23 Ukuran-ukuran yang divariasikan 60
Gambar 3.24 (a) Hasil simulasi oleh Wang et al pada penelitian simulasi tegangan tarik terhadap knuckle (b) Hasil simulasi tegangan tarik dengan Catia Simulia V6 – Structural Validation pada model yang sama 62
Gambar 4.1 Skema setiap analisis..64
Gambar 4.2 Ukuran desain knuckle dengan skala ukuran 100% 67
Gambar 4.3 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 100%..68
Gambar 4.4 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian locking pin 68
Gambar 4.5 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 100%..69
Gambar 4.6 Posisi tegangan tekan maksimal yang terjadi pada bagian dudukan 69
Gambar 4.7 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 90%.70
Gambar 4.8 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 90%..71

Gambar 4.9 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian locking pin 71
Gambar 4.10 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 90% 72
Gambar 4.11 Posisi tegangan tekan maksimal yang terjadi pada bagian dudukan 72
Gambar 4.12 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 80%73
Gambar 4.13 Distribusi tegangan tarik yang terjadi pada model skala 80% 73
Gambar 4.14 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian locking pin 74
Gambar 4.15 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 80% 74
Gambar 4.16 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 70%75
Gambar 4.17 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 70% 75
Gambar 4.18 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian locking pin 76
Gambar 4.19 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 70% 76
Gambar 4.20 Posisi tegangan tekan maksimal yang terjadi pada bagian dudukan 77
Gambar 4.21 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 60%77
Gambar 4.22 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 60% 78
Gambar 4.23 Posisi tegangan tarik maksimum model skala 60% yang terjadi pada bagian locking pin 78
Gambar 4.24 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 60% 79
Gambar 4.25 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 50%80
Gambar 4.26 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 50% 80

Gambar 4.27 Posisi tegangan tarik maksimal model skala 50% yang terjadi pada bagian *locking pin* 81
Gambar 4.28 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 50% 81
Gambar 4.29 Posisi tegangan tekan maksimal model skala 50 % yang terjadi pada bagian dudukan 82
Gambar 4.30 Grafik variasi tegangan tarik yang terjadi pada setiap variasi model.. 83
Gambar 4.31 Grafik variasi tegangan tekan yang terjadi pada setiap modelnya... 84
Gambar 4.32 Ukuran penampang batang body mode skala 80% 85
Gambar 4.33 Penutup sambungan knuckle dari tampak samping 87
Gambar 4.34 Penutup sambungan knuckle dari tampak atas 88
Gambar 4.35 Posisi penutup ketika akan tertekan oleh penutup coupler pasangannya 89
Gambar 4.36 Pegas tertekan dan posisi penutup saling menutup rapat 89

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Persamaan Euler untuk mencari tegangan kritis buckling..27
Tabel 3.1 Berat masing-masing gerbong....................................53
Tabel 3.2 Tabel variasi ukuran setiap iterasi 60
Tabel 4.1 Iterasi massa coupler pada setiap variasi....................65

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kereta api ringan atau yang sering disebut dengan LRT (Light Rail Transit) adalah salah satu moda transportasi di era modern ini yang bertujuan mengantarkan penumpang dengan sistem operasi di kawasan perkotaan yang konstruksinya ringan dan bisa berjalan terus tanpa kendala pada lintasan yang khusus. Saat ini, pemerintah sedang berupaya keras membangun moda transportasi modern ini guna menyusul perkembangan zaman dan memenuhi kebutuhan sarana transportasi masyarakatnya.

Dikarenakan penerapan moda transportasi LRT ini baru dilakukan di Indonesia, maka dirasa perlu untuk dilakukan penelitian pada setiap bagian dari LRT ini agar didapat desain LRT yang paling optimum, salah satunya adalah bagian coupler atau sambungan antar gerbong. Bagian coupler ini dirasa dapat dioptimalkan lagi dari segi ukuran geometrinya dengan harapan diperoleh hasil desain yang paling optimal sehingga dapat mengurangi massa dari coupler itu sendiri dan mengurangi biaya pembuatan dari segi volume material yang digunakan.

Proses manufaktur setiap bagian dari coupler ini sendiri dibuat dengan cara proses permesinan pada material pejal setelah melalui proses forging. Proses permesinan lanjutan ini dilakukan untuk dapat memperoleh geometri dan dimensi yang diinginkan dalam pembuatan part-part coupler, dan proses forging itu sendiri dilakukan agar mendapatkan bentuk bakalan yang mendekati bentuk akhir aslinya sehingga dapat di proses permesinan dengan lebih cepat (Yuan, 2018).

Peninjauan ulang desain ini biasa disebut dengan metode design research, metode ini terbilang masih jarang pada industri di

Indonesia yang kebanyakan hanya melakukan pembuatan dengan jenis desain yang sudah fix. Penggunaan metode ini akan mendapatkan hasil yang lebih akurat dalam proses desain coupler dengan cara menentukan geometri coupler yang paling optimum tanpa melewati batas ultimate tensile strength dari material coupler itu sendiri. Selain itu, metode ini dapat menunjukan bahwa design research dapat memiliki peranan yang cukup besar dengan menghubungkan 3 hal inti yaitu, theory building, research methods, dan scientific knowledge. (Cash, 2018)

Coupler yang dianalisis adalah coupler jenis knuckle. Coupler ini diharapkan dapat menahan gaya tarik sebesar 947.390,9 N dan gaya tekan sebesar 1.029.083,26 N dengan arah gaya satu garis lurus dengan arah tiap gerbongnya (European Committee for Standarization, 2010). Simulasi yang dilakukan adalah structural validation yang berarti simulasi statik, dengan kata lain gaya yang terjadi adalah statis, yaitu analisa gaya dilakukan saat LRT berjalan konstan dengan percepatan dan perlambatan yang juga konstan. Komponen coupler pada LRT ini merupakan komponen yang sangat penting karena harus dapat menahan beban dari setiap gerbongnya saat sedang melaju membawa penumpang, dimana harus memiliki standar keamanan yang cukup tinggi karena menyangkut keselamatan dari setiap penumpang tersebut. Oleh karena itu, perancangan optimasi topologi dari coupler ini harus sangat diperhatikan tidak hanya dari segi optimumnya tapi juga dari segi safety-nya.

Ada beberapa penelitian terdahulu yang menjadi bahan pembelajaran penulis dalam membuat penelitian ini, antara lain mengenai metode reverse engineering design seperti From Reverse Engineering to Shape Engineering in Mechanical Design oleh Anwer dan Mathieu dari Univ. Paris-Sud. Penelitian ini menjabarkan bahwa pemodelan dan penentuan bentuk secara

konseptual dan geometric merupakan kebutuhan dasar dari reverse engineering untuk dapat mencari desain yang lebih matang dari segi engineering. Selanjutnya seperti The Finite Element Analysis of New Forged Coupler Knuckle oleh Wang et al. dari School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University. Penelitian ini menganalisa distribusi stress dan strain dari coupler knuckle menggunakan metode finite element analysis sehingga dapat diketahui distribusi gaya yang terjadi pada model tersebut.

Maka dari itu, penulis terdorong untuk mengambil judul tugas akhir mengenai penelitian tentang re-design dengan optimasi ukuran pada bagian coupler knuckle untuk LRT di Indonesia, dengan judul : ”RE-DESIGN COUPLER HEAD TIPE KNUCKLE UNTUK LIGHT RAIL TRANSIT”.

(a)

(b)

Gambar 1.1 (a) Dua knuckle coupler kondisi tersambung (b) Bentuk umum knuckle coupler (McConway & Torley LLC)

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah untuk melakukan optimasi pada *pulley* sepeda motor listrik GESITS adalah :

1. Bagaimanakah bentuk geometri serta ukuran yang paling optimum dari coupler LRT dengan metode analisa size optimization design?

2. Bagaimanakah pengaruh dari pengurangan ukuran coupler secara skala pada kekuatan serta distribusi tegangannya?

1.3 Ruang Lingkup

1.3.1 Variabel yang Diteliti

1. Persentase ukuran yang diturunkan saat melakukan *size optimization*
2. Keamanan *coupler* dengan kondisi penumpang penuh
3. Perhitungan arah dan gaya yang digunakan saat pembebanan
4. Skala ukuran geometri yang divariasikan

1.3.2 Variabel yang Diabaikan

1. Model coupler awal yang digunakan adalah perangkat coupler dari PT. Industri Kereta Api Madiun.
2. Elemen yang dianalisa hanya meliputi desain mekanis dari coupler bagian drawhead.
3. Variasi massa gerbong hanya pada kondisi berpenumpang penuh.
4. Pengaruh perubahaan suhu tidak dimodelkan

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui bentuk geometri serta ukuran yang paling optimum dari coupler LRT dengan metode analisa size optimization design.
2. Mengetahui hubungan antara pengurangan ukuran geometri secara skala pada coupler itu sendiri terhadap distribusi tegangan tarik dan tekannya.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini diantaranya :

1. Membantu pihak PT INKA dan Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dalam melakukan pengembangan *coupler* pada LRT yang sedang dibangun.
2. Sebagai sarana dari penelitian dan pengembangan ilmu di bidang *size optimization design*.
3. Data hasil penelitian dapat digunakan dan dijadikan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan terdiri dari 5 bab, di mana masing-masing bab berisi sebagai berikut :

Bab 1 Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang perancangan, rumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan.

Bab 2 Dasar Teori dan Kajian Pustaka

Bab ini berisi tentang dasar-dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.

Bab 3 Metodologi

Bab ini berisi tentang langkah-langkah yang dilakukan untuk memperoleh hasil yang diinginkan dalam penelitian ini, baik langkah-langkah pemodelan dan langkah-langkah simulasi.

Bab 4 Hasil dan Analisis

Berisi tentang analisis data hasil eksperimen yang telah dilakukan untuk mendapatkan suatu kesimpulan.

Bab 5 Kesimpulan dan Saran

Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil dan saran untuk penelitian lebih lanjut.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II
DASAR TEORI

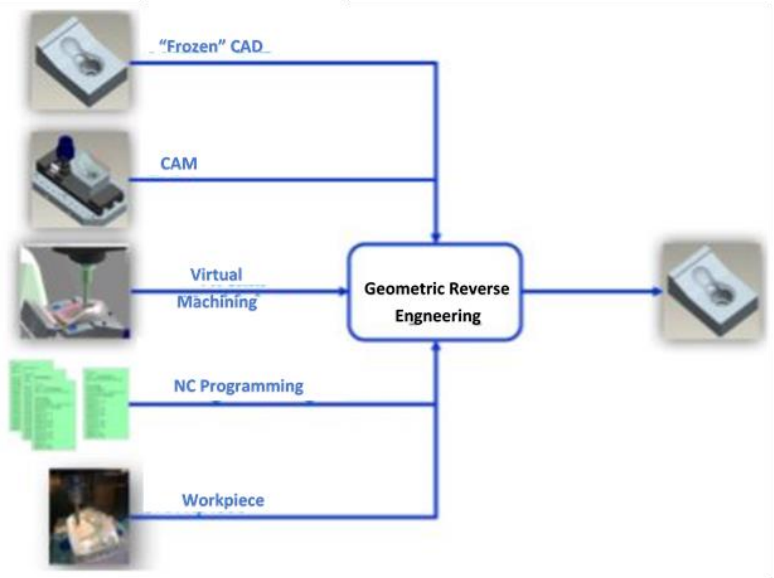
2.1 Penelitian Terdahulu

2.1.1. *Reverse Engineering to Shape Engineering in Mechanical Design*

Pada tahun 2016, Anwer dan Radi melakukan studi mengenai *reverse engineering design* yang berjudul "*From Reverse Engineering to Shape Engineering in Mechanical Design*". Studi ini menjelaskan bahwa *reverse engineering* dan *shape re-construction* memiliki peranan yang sangat penting dalam proses *design* dan *manufacturing* pada akhir-akhir ini dikarenakan adanya peningkatan proses *product development* yang sekarang sangat marak dilakukan.

Skema *geometric reverse engineering* itu sendiri secara dasar ditunjukan oleh Gambar 2.1. Pendekatan *geometric reverse engineering* yang paling umum dilakukan dengan cara mengambil segala data geometri dari *existing product* dan di ubah menjadi 3D CAD model. Metode ini memiliki 3 langkah utama yaitu, *product digitization, shape reconstruction* dan 3D CAD *modelling* (Anwer, 2016).

Penelitian ini membantu kita untuk dapat melakukan proses *re-design* dari model yang sudah ada dan sudah dibuat untuk selanjutnya dilakukan proses desain ulang untuk mendapatkan hasil desain yang lebih optimal.



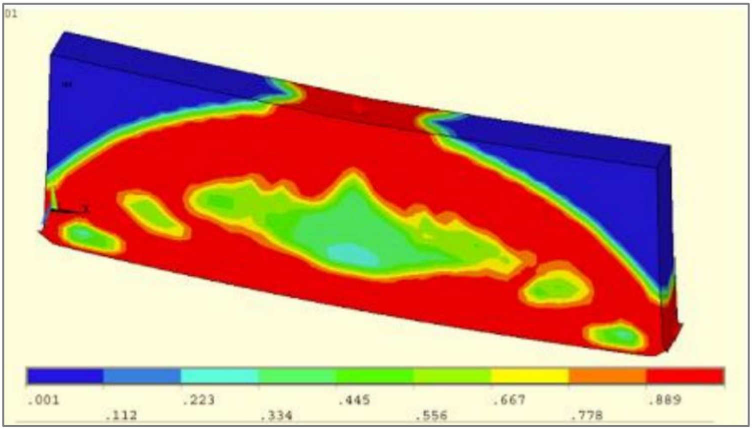
Gambar 2.1 Skema *geometric reverse engineering*. (Anwer, 2016)

2.1.2. *Topology Optimization of 3d Structure using* ANSYS *and* MATLAB

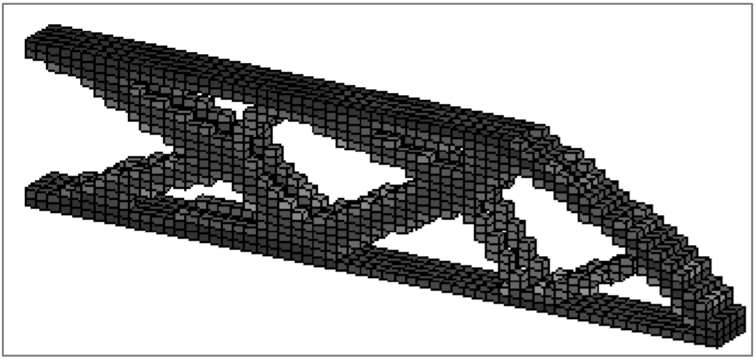
Pada tahun 2016, Atani, Makrizi dan Radi melakukan penelitian mengenai *topology optimization design* yang berjudul "*Topology Optimization of 3d Structure using* ANSYS *and* MATLAB*"*. Penelitian ini membandingkan hasil *topology optimization* dari *software* ANSYS dengan *software* MATLAB, simulasi dilakukan pada kasus MBB *beam* dan *cantilever beam.*

Walaupun pada penelitian tugas akhir ini tidak digunakan proses optimasi secara topologi, tetapi dengan bantuan penelitian terdahulu ini kita dapat mengetahui bahwa proses optimasi yang baik adalah dengan cara menghilangkan elemen-elemen yang mengalami distribusi tegangan sangat rendah, yaitu elemen yang

ditandai dengan warna biru tua pada Gambar 2.2, sehingga didapat bentukan yang lebih optimal yang ditunjukan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.2 MBB *beam* menggunakan ANSYS (Atani, 2016)



Gambar 2.3 MBB *beam* menggunakan MATLAB (Atani, 2016)

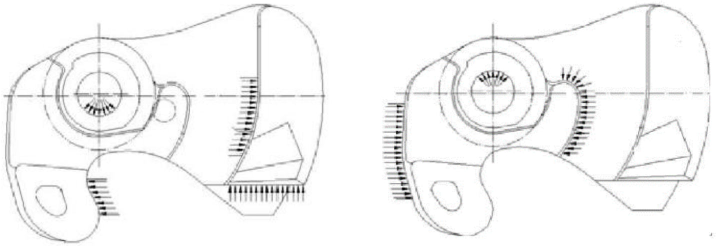
2.1.3. *The Finite Element Analysis of New Forged Coupler Knuckle*

Pada tahun 2013, Wang et al. melakukan penelitian tehadap *new forged coupler knuckle* yang digunakan pada kereta api di Australia untuk mengirim hasil tambang, menggunakan

metode elemen hingga. Semua pemodelan dilakukan menggunakan perangkat lunak Catia V5 untuk bentuk permukaan *new forged coupler* yang kompleks. Pada simulasi *coupler knuckle* ini jumlah *node* 28.642 dan jumlah *element* 131.533. Bentuk dan *meshing* ditunjukan pada Gambar 2.4.

Gambar 2.4 *Forged coupler knuckle and mesh* (Wang et al., 2013)

Analisa gaya yang terjadi pada *new forged coupler knuckle* ini adalah sebesar 1225kN beban tarik dan 1500kN beban tekan dengan arah gaya satu garis lurus dengan sumbu *coupler*, posisi dan arah pembebanan ditunjukan pada Gambar 2.5.



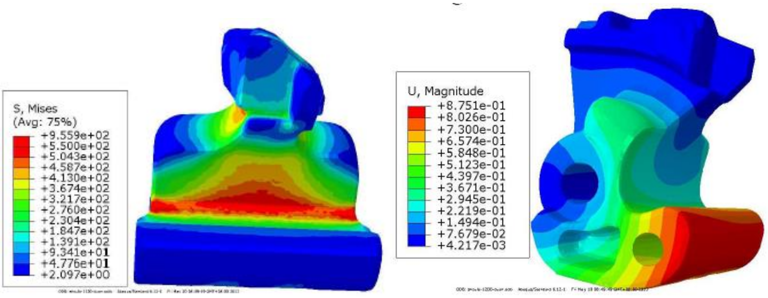
(a) **(b)**

Gambar 2.5 (a) Aplikasi beban tarik (b) Aplikasi beban tekan (Wang et al., 2013)

Penelitian ini bertujuan mempelajari bagaimana tegangan dan regangan yang terjadi pada *coupler* tersebut sehingga dapat diketahui cara untuk meningkatkan *safety* dari *coupler* itu sendiri serta cara meningkatkan umur pemakaiannya.

Pada beban tarik ini *coupler* memiliki kecenderungan berputar di sekitar *knuckle pivot pin* namun terhenti oleh *tail backstop*. Selain itu bagian *protection flange* dan *knuckle pivot pin* harus diperhatikan karena menahan gaya yang arahnya tegak lurus dengan bendanya.

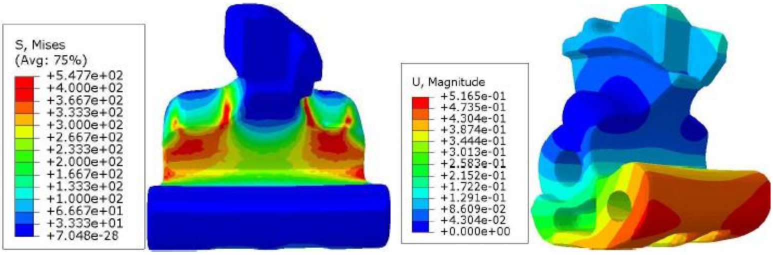
`Kontur *stress* oleh beban tarik bisa dilihat dalam Gambar 2.6 (a) Tegangan maksimum *coupler knuckle* muncul di *root of towing flange* dan tengah permukaan S. Nilai tegangan tarik maksimum adalah 667 Mpa. Kontur regangan ditunjukan pada Gambar 2.6 (b) dengan nilai deformasi maksimum adalah 0.875 mm.



(a) **(b)**

Gambar 2.6 (a) *Stress contour* (b) *Deformation contour under the working of load in Tension* (Wang et al., 2013)

Sedangkan pada beban tekan, nilai tegangan maksimum dari *coupler knuckle* adalah 547 Mpa seperti ditunjukan pada Gambar 2.7 (a) dengan nilai deformasi maksimum coupler adalah 0.5165 mm seperti yang ditunjukan pada Gambar 2.7 (b).



(a) **(b)**

Gambar 2.7 (a) *Stress contour* (b) *Deformation contour under the compressive load* (Wang et al., 2013)

2.2. Sambungan Gerbong

(a) **(b)**

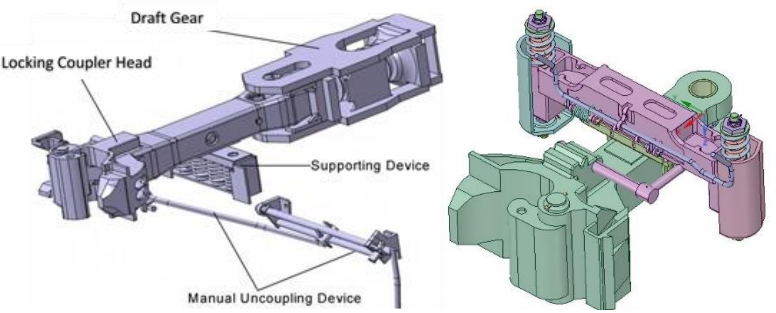
Gambar 2.8 (a) Sepasang *knuckle coupler* (Stoltz) (b) *Knuckle coupler* (Walthers)

Coupler digunakan untuk mengikat antar rangkaian kereta api, agar kereta api dapat terkait antara satu dengan yang lainnya (lokomotif, gerbong barang, gerbong pembangkit, gerbong penumpang dll) dan berjalan sebagai satu rangkaian. *Coupler* yang dalam bahasa inggris diambil dari kata "*couple*" yang artinya

pasang, memasangkan, merangkaikan ataupun menggabungkan. *Coupler* harus berada pada posisi sumbu yang tepat pada masing-masing ujung gerbong untuk memastikan coupler satu dengan yang lain dapat berpasangan. Bentuk *coupler* menyesuaikan jenis kereta. Jenis *coupler* yang paling sederhana dan banyak digunakan adalah *knuckle* yang digunakan dari abad ke-19, seperti yang ditunjukan pada Gambar 2.8 (a) dan (b).

2.2.1. *Knuckle Coupler*

Jenis *coupler* yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah *knuckle coupler*. Jenis *coupler* ini tergolong model lama karena jenis ini sudah ada dari 1873 yang dulu dikenal dengan *buckeye coupler*. *Knuckle coupler* ini menghubungkan hanya secara mekanik saja, tidak seperti jenis *coupler* lainnya yang lebih modern, yaitu *scharfenberg coupler* yang menghubungkan kereta secara mekanik, pneumatik dan elektrikal. Pada saat proses *coupling*, satu gerbong/lokomotif didekatkan dengan gerbong lainnya pada kecepatan serendah mungkin sehingga dapat menimbulkan efek hentakan yang menyatukan kedua *coupler* secara mekanikal, setelah itu, *locking pin* mengunci *posisi jaw* sehingga tidak lagi dapat berubah posisi. *Coupler* ini juga disebut dengan *coupler* manual karena proses *uncoupled* harus dilakukan secara manual yaitu dengan menarik tuas yang terhubung dengan *locking pin* sehingga *jaw* tidak lagi terkunci dan bisa terlepas. (Morton, 1878)



(a) **(b)**

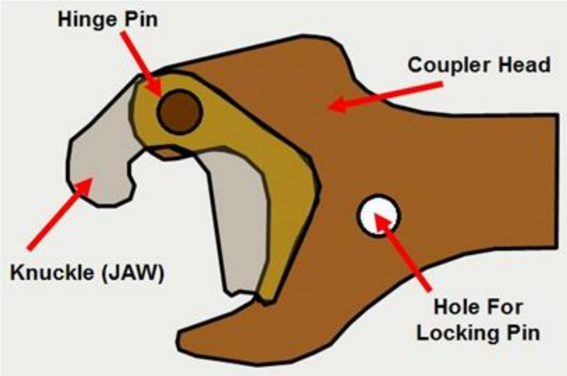
Gambar 2.9 (a) *Shock absorber* pada kereta api (Nandan, 2017) (b) Model *knuckle coupler* yang digunakan di Indonesia (PT. INKA)

Seperti yang ditunjukan oleh Gambar 2.9 (a), penggunaan coupler jenis knuckle ini memiliki *shock absorber* berbentuk *draft gear*, yaitu karet tebal yang memiliki ruas-ruas sehingga memiliki konstanta pegas tersendiri untuk meredam hentakan yang terjadi. Letak dari *draft gear* ini sendiri berada tepat dibelakang *body knuckle* dengan sambungan berbentuk pin sehingga *knuckle* dapat berotasi dalam sudut yang diperbolehkan agar antar gerbong dapat tetap tersambung meskipun dalam keadaan berbelok. Hal ini berbeda dengan sistem *shock absorber* yang dimiliki oleh LRT pada umumnya yang bekerja dengan sistem hidrolik. Oleh karena itu penggunaan *coupler* jenis *knuckle* ini tidak umum digunakan untuk LRT apabila langsung diimplementasikan tanpa dilakukan proses re-design.

Coupler jenis *knuckle* ini memiliki standar kekuatan tarik yang cukup tinggi karena penggunaannya diperuntukan untuk sambungan kereta api yang memiliki standar bobot jauh lebih tinggi dibandingkan LRT. Apabila *knuckle coupler* ini

diaplikasikan langsung tanpa dilakukan proses optimasi terhadap LRT, maka akan terjadi *overspecification*.

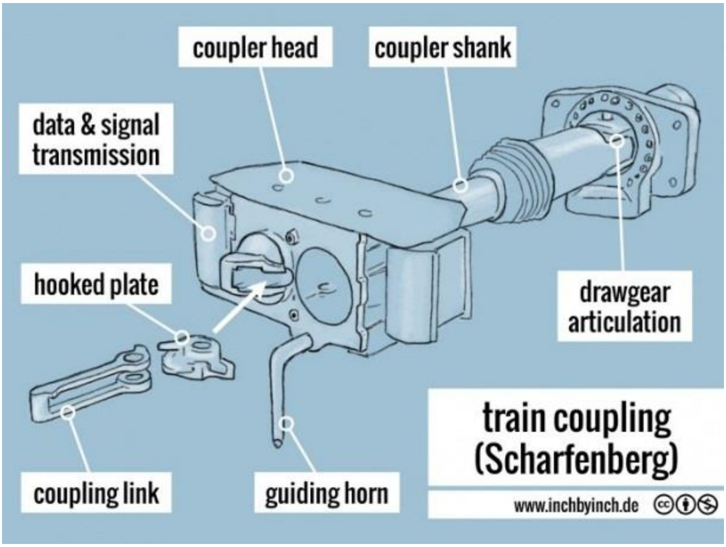
Saat ini PT INKA sudah dapat memproduksi *coupler* tipe *knuckle* seperti yang ditunjukan pada gambar 2.9 (b), sehingga sambungan tipe ini dapat diproduksi dengan harga yang cukup terjangkau, akan tetapi jenis sambungannya diperuntukan untuk gerbong kereta api, sehingga perlu dikaji ulang agar dapat diaplikasikan terhadap gerbong LRT dengan desain yang paling optimal.



Gambar 2.10 Bagian-bagian *knuckle coupler* (Mike Williams)

Komponen dasar setiap *coupler knuckle* ditunjukan pada Gambar 2.10, antara lain adalah *coupler head* yang berfungsi sebagai *body* utama, tempat bertumpunya setiap komponen *knuckle* dan menyambungkannya pada *carbody*. Selanjutnya adalah *knuckle* jaw, yang berfungsi sebagai pencengkram antara kedua *knuckle* agar dapat tersambung dengan baik. Selain itu ada *hinge pin*, yaitu poros utama yang membuat *knuckle jaw* dapat berputar sehingga dapat berubah posisi dari *coupled* dan *ready to couple*. Bagian utama lainnya adalah *locking pin* yang berfungsi untuk mengunci posisi *knuckle jaw* saat dalam fase *coupled*, dengan demikian *knuckle jaw* tidak dapat bergerak dan terlepas dari sambungannya.

2.2.2. Scharfenberg Coupler



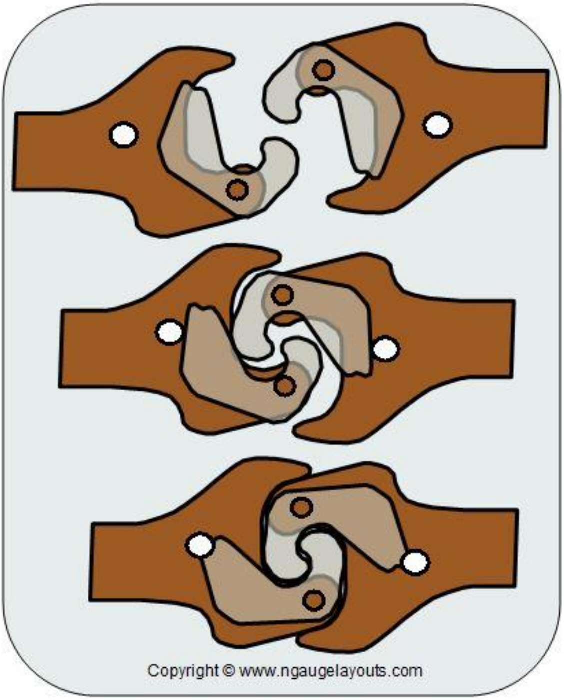
Gambar 2.11 Bagian-bagian *fully automatic coupler* (Inch, 2015)

Komponen dasar setiap *coupler scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Sambungan dua *coupler* tipe ini terjadi secara mekanis, pneumatik dan elektrik. Saat kedua *coupler* bertautan, *coupling link* dari satu *coupler* dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan (Voith, 2016). Prinsip tersebut terbukti sangat tahan aus, menjamin keamanan maksimal, bahkan dalam situasi yang paling ekstrim sekalipun. Desain bentuk kerucut dan corong pada bagian depan *coupler* membentuk sambungan yang kaku dan tidak mudah kendur. Kombinasi ekstensi kepala *coupler* dan *guiding horn* menyebabkan *coupler* mudah saling bertautan sehingga jangkauan pertemuan maksimal.

Scharfenberg coupler ini memang diperuntukan untuk sambungan LRT, dengan kapasitas tarik yang cukup untuk menarik bobot gerbong LRT. Dengan posisi peredam tepat dibelakang *coupler head* dan langsung menempel pada casis *carbody*.

Kekurangan *coupler* tipe ini adalah harganya yang cukup mahal karena tingkat kerumitan yang jauh lebih tinggi dibandingkan dengan *knuckle coupler*. Selain itu PT INKA sendiri belum dapat memproduksi *coupler* tipe *scharfenberg* karena hak paten dan tingkat kerumitan produksi yang cukup tinggi.

2.2.3. 3 Stages of Coupler



Gambar 2.12 *Uncoupled, ready to couple, coupled.*

Bagian inti dari *coupler head jenis knuckle* adalah *knuckle jaw, hinge pin, locking pin* dan *coupler head*. Saat kedua *coupler* bertautan, *knuckle jaw* saling mengunci dan ditahan oleh *locking pin*. Dengan demikian, Untuk dapat saling mengunci, coupler mengalami 3 tahapan dasar yaitu:

a. Posisi *Uncoupled*

Saat *uncoupling, locking pin* ditarik hingga terlepas dari lubang *locking pin,* yang menyebabkan posisi *knuckle jaw* tergeser dan akhirnya terbuka dari genggaman *coupler* satunya. Proses ini dilakukan secara manual dengan bantuan operator untuk menarik tuas *locking pin*.

b. Posisi *Ready to Couple*

Proses untuk menyambungkan kedua *coupler* ini dimulai dengan menggeser kedua posisi *knuckle jaw* sehingga sedikit terbuka, dengan demikian, *knuckle jaw* pasangannya dapat memasuki celah yang ada hingga posisi terkunci rapat tidak ada celah.

c. Posisi Coupled

Setelah posisi kedua *knuckle jaw* siap untuk dipasangkan dan berada pada satu sumbu. Kedua gerbong didekatkan dengan kecepatan rendah hingga terjadi hentakan yang menyatukan kedua *knuckle jaw* dan membuat *locking pin* masuk ke dalam posisinya sehingga mengunci posisi kedua *knuckle jaw* tersebut.

2.3. Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode numerik untuk memperkirakan solusi dari permasalahan matematis sehingga diperoleh hasil yang mendekati dengan kondisi riil. Secara garis besar, metode elemen hingga dilakukan dengan cara membagi-bagi suatu struktur menjadi beberapa elemen, dan elemen-elemen tersebut terhubung melalui nodal-nodal (ANSYS, Inc, 2012). Jenis-jenis elemen yang digunakan dalam metode elemen hingga adalah elemen 1 dimensi (*Truss element, Bar element*, dsb), elemen

2 dimensi (*Plane element, plate element*, dsb) dan elemen 3 dimensi (*Solid element*).

Langkah-langkah dalam metode elemen hingga dalam menganalisa suatu struktur adalah sebagai berikut :

1. Menentukan tipe analisa (Statik, dinamik, modal, *buckling, contact,* atau *thermal*)
2. Menentukan tipe *element* (2-D atau 3-D)
3. Menentukan *properties material* (E, ν, ρ, α, dsb.)
4. Menentukan nodal-nodal pada struktur
5. Membentuk elemen-elemen dengan menyambungkan nodal-nodal
6. Menentukan *boundary conditions* dan pemberian beban
7. Melakukan eksekusi agar memperoleh hasil
8. Menganalisa hasil yang diperoleh (*displacement, stress, strain, natural frequency, temperature,* atau *time history*)

Penyelesaian metode elemen hingga menggunakan metode matriks. Sarana komputer diperlukan untuk menghitung persamaan ini, hal ini dikarenakan perhitungan dalam metode ini sangatlah banyak dan kompleks. Perhitungan dari seluruh sistem merupakan penyelesaian persamaan serentak yang dinyatakan dalam bentuk matriks.

2.3.1. Analisa Struktur Statis

Analisa ini dilakukan untuk dapat melihat bagaimana sebuah benda berperilaku apabila diberi gaya statis dan konstan pada waktu tertentu. Dengan demikian kita dapat melihat simulasi regangan, tegangan dan deformasi yang terjadi pada benda tersebut. Untuk mendapatkan analisa yang diinginkan pada *structural validation,* kita harus dapat menentukan 3 bagian inti dari model yang kita simulasikan, yaitu :

a) Tumpuan

Dimulai dengan pemberian jenis tumpuan yang menyangga benda tersebut. Tergantung dengan kondisi aslinya, seperti *fixed support*, *frictionless support*, *displacement support* dan sebagainya. Tumpuan ini adalah sebuah c*onstraint* yang kita buat dengan cara membatasi atau membebaskan *degrees of Freedom* yang tersedia pada model tersebut.

b) Kontak

Selanjutnya kita memberikan jenis kontak pada setiap *surface* yang bersetuhan, secara garis besar kontak ini dibagi 2, *bonded* dan *sliding*, untuk kontak-kontak yang telah menjadi satu kesatuan dapat dimasukan dengan jenis bonded. Sedangkan untuk permukaan yang bersentuhan dan dapat bergerak secara bergesekan dapat ditentukan dengan *sliding*.

c) Gaya

Setelah itu kita memberi gaya serta cara gaya itu berkerja pada benda tesebut. Besaran dan jenis gaya dapat kita tentukan seperti *point force, surface force, pressure, moment, line pressure*, dan lain-lain.

2.3.2. Optimasi Ukuran

Optimasi ukuran ini berawal dari metode *structural optimization* yang berupa sebuah rekayasa yang digunakan untuk meningkatkan kinerja dari struktur dengan dasar metode elemen hingga. Metode *structural optimization* mulai populer pada awal 1990-an dan sejak itu optimasi struktur ini terus berkembang menjadi banyak cara untuk mendapatkan design produk yang dinilai lebih optimal.

Pemilihan komponen material dan bentuk desain adalah tahapan yang penting pada industri untuk dapat memproduksi produk yang *sustainable* dan *competitive*. Untuk memenuhi syarat

kekuatan dan ketahanan komponen dalam tingkat yang paling optimal dibutuhkan metode *structural optimization* yang secara garis besar dibagi menjadi 3 bagian, yaitu *topology*, *shape* dan *size optimization* (Larsson, 2016).

Untuk metode optimasi ukuran ini sendiri termasuk metode *trial and error*, yaitu peneliti harus melakukan iterasi optimasi ukuran berulang-ulang secara bertahap hingga didapat distribusi tegangan yang masih di dalam batas aman dengan ukuran produk yang paling optimal. Untuk variasi ukuran itu sendiri dilakukan pengurangan secara skala, yaitu setiap ukuran berkurang dengan sebanding pada setiap iterasinya. Dengan penurunan skala ukuran iterasi dilakukan kembali sampai nilai *steady state* baru tercapai. Pada beberapa proses optimasi yang dilakukan dapat disimpulkan tahapan dalam melakukan metode optimasi ukuran adalah :

1. *Discretize* struktur menggunakan *fine mesh* elemen hingga.
2. Melakukan analisis elemen hingga untuk struktur.
3. *Re-design* dengan cara mengurangi ukuran geometri benda secara skala
4. Ulangi langkah 1 sampai 3 hingga didapat ukuran geometri yang optimum.

2.3.3. Verifikasi

Verifikasi merupakan suatu proses konfirmasi yang dilakukan dengan menyediakan bukti atau penelitian terdahulu yang bersifat objektif dan telah memenuhi beberapa persyaratan. Hal ini perlu dilakukan untuk membuktikan bahwa simulasi yang di jalankan dalam penelitian ini sudah benar. Salah satu cara verifikasi adalah dengan membandingkan hasil simulasi yang dilakukan dengan hasil simulasi pada penelitian terdahulu yang memiliki masalah fisik dan sistem metode elemen hingga yang serupa. Dalam penelitian ini, verifikasi dilakukan dengan cara

membandingkan hasil simulasi yang telah dilakukan dengan hasil simulasi pada penelitian-penelitian terdahulu, tentunya dengan model, kondisi batas serta jenis simulasi yang sama. Dengan demikian, apabila didapatkan hasil simulasi yang hampir sama, maka simulasi yang dilakukan telah terverifikasi.

2.3.4. Validasi

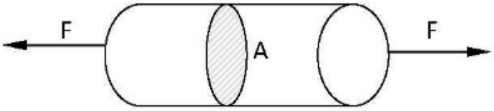
Validasi merupakan suatu proses konfirmasi yang dilakukan dengan proses pengujian secara ilmiah dan objektif. Validasi dapat menentukan apakah model konseptual simulasi benar-benar merupkan representasi akurat dari sistem nyata yang dimodelkan. Validasi bertujuan untuk membuat penelitian ini diterima atau di setujui karena dapat dinilai valid atau tidaknya penelitan tersebut. Validasi MEH dilakukan dengan cara membandingkan metode penelitian ini dalam melakukan simulasi dengan metode penelitian terdahulu yang telah teruji dan dinilai valid dalam bentuk jurnal maupun penelitian terdahulu yang telah dipublikasikan dengan berbagai macam referensinya. Dalam penelitian ini validasi dengan menggunakan eksperimen pengujian secara langsung tidak dapat dilakukan karena keterbatasan alat yang ada sehingga harus dilakukan beberapa pendekatan secara teoritis untuk mengetahui apa yang terjadi pada *coupler* dalam menerima beban. Pendekatan ini harus divalidasi bahwa hasilnya merupakan hasil simulasi yang valid. Dengan demikian validasi yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan validasi teoritis dengan rumus-rumus yang mendekati dengan kondisi aslinya. Jenis analisis, model material yang ditugaskan untuk setiap komponen, tipe, dan ukuran elemen, dan model kontak untuk kontak elemen divalidasi dengan penelitian sebelumnya dan referensi Catia Simulia V6 – *Structural Validation*. Berikut merupakan teori dasar yang perlu di pahami dalam membaca hasil simulasi:

a. Tegangan (*Stress*)

Tegangan adalah suatu ukuran intensitas pembebanan yang dinyatakan oleh gaya dibagi dengan luas dimana tempat gaya tersebut bekerja. Komponen tegangan pada sudut yang tegak lurus pada bidang di tempat bekerjanya gaya tersebut disebut tegangan langsung, yang merupakan tegangan tarik (ditunjukan pada Gambar 2.13) atau *tensile* (positif), dan tegangan tekan (ditunjukan pada Gambar 2.14) atau *compressive* (negatif). Satuan tegangan tersebut adalah N/mm^2 atau megapascal (MPa).

Tegangan normal terjadi disaat adanya gaya yang bekerja tegak lurus dengan suatu luasan benda. Apabila gaya tersebut diukur dalam satuan N dan luasan dalam m^2. Tegangan yang terjadi pada *coupler* hanyalah tegangan tarik dan tegangan tekan yang dirumuskan sebagai berikut:

1. Tegangan Tarik



Gambar 2.13 Tegangan tarik

$$\sigma_T = \frac{F}{A} \quad (2.3)$$

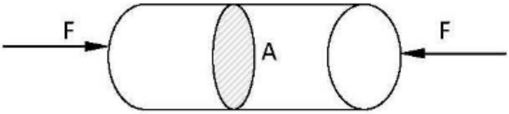
Dimana :

σ_T : Tegangan tarik (N/m^2)

F : Gaya tarik (N)

A : Luas penampang (m^2)

2. Tegangan Tekan



Gambar 2.14 Tegangan tekan

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$

Dimana :

σ_c : Tegangan yang terjadi (N/ m^2)

F : Gaya yang diberikan (N)

A : Luas penampang (m^2)

b. Regangan

Regangan dinyatakan sebagai pertambahan panjang per satuan panjang. Regangan digunakan untuk mengetahui deformasi yang terjadi pada suatu benda. Dibawah ini merupkan rumus dari regangan. Regangan diperoleh dari perubahan panjang (δ) dibagi dengan panjang awal (L) atau dirumuskan seperti berikut :

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2.5)$$

Dimana :

ε : Regangan

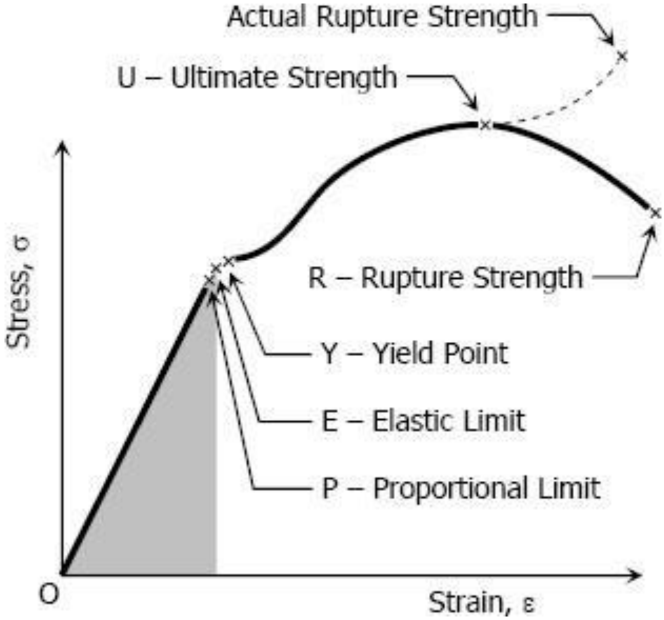
δ : Perubahan panjang (mm)

L : Panjang awal (mm)

c. Hubungan Tegangan dan Regangan

Besarnya tegangan tergantung pada sifat materialnya. Untuk mengetahui sifat masing-masing

material biasanya dilakukan uji tarik terhadap spesimen material tersebut. Hasil uji tarik umumnya menggambarkan hubungan antara besarnya tegangan tarik yang digunakan dengan regangan yang terjadi pada spesimen akibat tegangan tarik tersebut. Hubungan tersebut digambarkan pada suatu diagram yang disebut diagram tegangan-regangan (Hibbeler, 2013).



Gambar 2.15 Diagram tegangan-regangan pada *structural steel*

Pada Gambar 2.15 di atas dapat dilihat bahwa sampai pada titik Y, hubungan antara tegangan dan regangan adalah linear. Titik Y tersebut adalah batas proporsionalitas atau batas elastisitas. Hubungan yang menggambarkan antara tegangan dan regangan sampai

pada titik elastisitas disebut Hukum Hook, yang secara matematis diformulasikan dengan persamaan 2.6.

$$\sigma = E\varepsilon \qquad (2.6)$$

Dimana:
σ : Tegangan (MPa)
E : Modulus elastisitas / Modulus young (MPa)
ε : Regangan

Dari persamaan 2.6 dapat dilihat bahwa besarnya tegangan proporsional tehadap regangan. Dengan E sebagai konstanta proporsionalitasnya. Konstanta E dikenal dengan Modulus Elastisitas atau Modulus Young. E merupakan besaran fungsi dari sifat material. Secara fisik modulus elastisitas adalah pengukur kekuatan atau *stiffness* dari material terhadap respon pada beban yang bekerja dan menunjukkan sifat-sifat tertentu dari material.

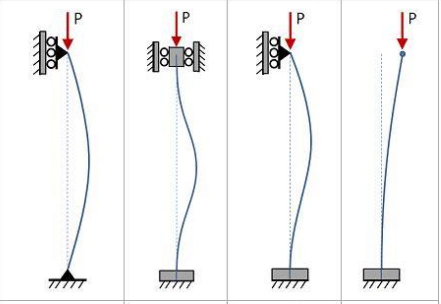
d. Tekuk (*Buckling)*

Dalam teori, sebuah benda yang memiliki material yang homogen sempurna dan memiliki gaya tekan langsung dalam arah aksial, tidak boleh goyah atau tertekuk sama sekali kecuali ada gaya lateral kecil tepat di atasnya. Namun, dalam kenyataannya benda tersebut pasti mengalami tekuk, hal ini dikarenakan setiap material benda tidak ada yang sempurna homogen, dan sangat tidak mungkin sebuah gaya aksial yang sempurna tepat pada sumbu batang tersebut (Hibbeler, 2013).

Tabel 2.1 Persamaan Euler untuk mencari tegangan kritis *buckling*

	Using Effective Length Factor, K	Using End Coefficient, C
Euler Equation:	$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{\left(K\frac{L}{r}\right)^2}$	$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{C\pi^2 E}{\left(\frac{L}{r}\right)^2}$

Pada tabel 2.1 menunjukan cara mendapatkan beban kritis buckling dengan menggunakan *effective length factor* maupun *end coefficient*, untuk besarnya koefisien K dan C tergantung dari kasus pembebanan serta kondisi batas yang terjadi pada benda yang mengalami buckling, hal ini ditunjukan pada Gambar 2.16.

End Condition:	Pinned-Pinned	Fixed-Fixed	Fixed-Pinned	Fixed-Free
Illustration:				
Theoretical Effective Length Factor, K:	1	0.5	$1/\sqrt{2}$	2
Recommended Effective Length Factor, K:	1	0.9	0.9	2.1

Gambar 2.16 *Effective length factor* sesuai dengan kasus pembebanan (Shigley, 2008)

Pada kasus penelitian ini digunakan kasus fixed-free seperti yang ditunjukan pada gambar di atas. Untuk besaran koefisien K yang digunakan adalah 2,1 sesuai yang direkomendasikan.

Buckling sendiri dapat terjadi apabila beban aksial pada sumbu batang sama besar atau melebihi beban kritis buckling dari batang tersebut. Dengan demikian, apabila beban yang terjadi mencapai beban kritis tekuknya, maka

benda tersebut akan mengalami tekuk yang tidak diperbolehkan.

Untuk rumus beban kritis sendiri didapat dari persamaan Euler menggunakan koefisien K sebagai berikut :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(K\frac{L}{r})^2} . A \qquad (2.7)$$

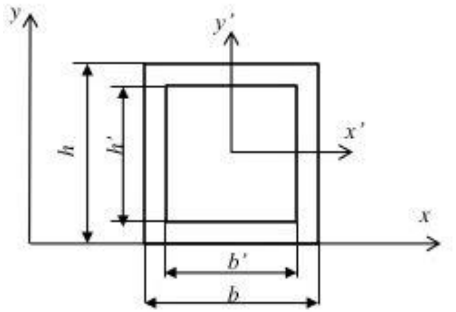
Dimana:
P_{cr} : Beban kritis buckling (N)
E : Modulus elastisitas / Modulus young (N/mm^2)
L : Panjang batang (mm)
K : Effective length factor
r : Radius girasi (mm)
A : Luas penampang batang (mm^2)

Radius girasi adalah adalah jarak yang menunjukkan distribusi massa (atau area) dari benda tersebut. Untuk radius girasi sendiri didapatkan dengan rumus :

$$r_g = \sqrt{\frac{I}{A}} \qquad (2.8)$$

Dimana:
r_g : Radius girasi (mm)
I : Momen inersia (mm^4)
A : Luas penampang batang (mm^2)

Untuk momen inersia yang digunakan pada kasus ini adalah momen inersia dari batang *hollow* seperti yang ditunjukan pada Gambar 2.17



Gambar 2.17 Bentukan dari batang *hollow* (Hibbeler, 2013)

Untuk rumus perhitungan momen inersia dari batang *hollow* tersebut ditunjukan pada rumus 2.9.

$$I = \frac{1}{12}bh^3 - \frac{1}{12}b'h'^3 \qquad (2.9)$$

Dimana:

I : Momen inersia
b : Lebar luar penampang batang
h : Tinggi luar penampang batang
b' : Lebar dalam penampang batang
h' : Tinggi dalam penampang batang

Beban kritis *buckling* yang didapat disini merupakan pendekatan secara perhitungan manual, dengan demikian kita mengetahui apakan beban kritis *buckling* pada kasus ini jauh di atas beban tekan yang terjadi. Apabila demikian maka dapat dikatakan kondisi *buckling* yang terjadi masih dalam batas amannya.

2.4. Analisa yang Digunakan

2.4.1. Analisis Keamanan

Faktor keamanan merupakan faktor yang digunakan untuk mengevaluasi suatu elemen mesin/struktur. Faktor keamanan dipengeruhi oleh beberapa kriteria yaitu:

1. Variasi sifat-sifat bahan
2. Pengaruh ukuran bahan yang diuji kekuatannya
3. Jenis beban
4. Pengaruh proses permesinan dan proses pembentukan
5. Pengaruh perlakuan panas terhadap sifat fisis material
6. Pengaruh pelumasan dan umur elemen mesin
7. Pengaruh waktu dan lingkungan dimana peralatan itu dioperasikan
8. Keamanan manusia secara keseluruhan

Penggunaaan faktor keamanan adalah dengan cara membandingkan tegangan yang terjadi dan dikalikan dengan angka keamanannya dengan kekuatan materialnya. Untuk bahan yang ulet diasumsikan mempunyai tegangan luluh dan maksimum sama, dan keduanya akibat beban tarik dan tekan.

$$N_u = \frac{S_{uTS}}{\sigma_{von\ mises}} \tag{2.10}$$

$$(\sigma_{\text{von mises}} \text{ x N}) \leq \sigma_{\text{UTS}} \tag{2.11}$$

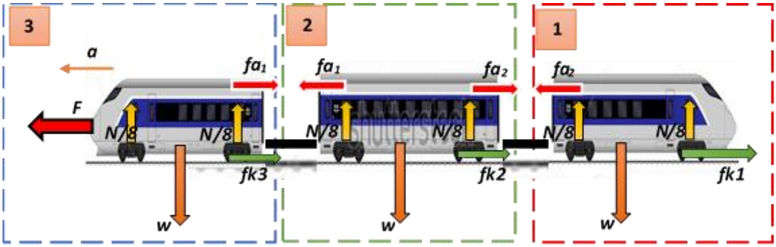
Joseph P. Vidosic memberikan angka keamanan yang sesuai berdasarkan tegangan luluh material.

1. N = 1,25 – 1,5 : untuk beban yang yang memiliki kondisi terkontrol dan tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti.
2. N =1,2 – 2,0 : untuk bahan uji yang sudah diketahui dan memiliki kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap dan dapat ditentukan dengan mudah.

3. N = 2,0 – 2,5 : untuk bahan yang beroperasi secara rata-rata dengan beban serta tegangannya dapat ditentukan dengan mudah.
4. N = 2,5 – 3,0 : untuk bahan yang beroperasi di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata.
5. N = 3,0 – 4,0 : untuk bahan uji yang belum mengalami tes dan digunakan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata atau untuk bahan yang sudah diketahui baik yang bekerja pada tegangan yang tidak pasti. (Deutschman, 1975)

2.4.2. Analisis Gaya-gaya pada C*arbody* karena Pembebanan Tarik

Gaya yang terjadi pada *coupler* karena beban tarik saat LRT melaju ditunjukan pada Gambar 2.18 :



Gambar 2.18 Penjabaran gaya-gaya yang terjadi pada LRT saat melaju

- Gaya pada area 1:

$$\overset{+}{\leftarrow} \ \sum F = m \,.\, a$$

$$f_{a2} - fk_1 = m \,.\, a$$

$$f_{a2} = (m \,.\, a) + fk_1 \qquad (2.12)$$

- Gaya pada area 2:

$$\overset{+}{\leftarrow} \sum F = m \,.\, a$$

$$f_{a1} - f_{a2} - fk_2 = m \,.\, a$$

$$f_{a1} = (m \,.\, a) + f_{a2} + fk_2 \qquad (2.13)$$

- Gaya pada area 3:

$$\overset{+}{\leftarrow} \sum F = m \,.\, a$$

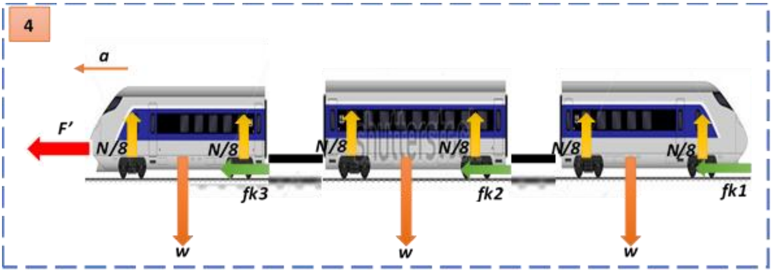
$$F - f_{a1} - fk_3 = m \,.\, a$$

$$F = (m \,.\, a) + fk_3 + f_{a1} \qquad (2.14)$$

Dimana:

w = Berat tiap gerbong
N = Gaya normal
fk = Gaya gesek roda LRT dengan rel
f_{a1} = Gaya tarik menarik oleh *coupler* pada *carbody* depan
f_{a2} = Gaya tarik menarik oleh *coupler* pada *carbody* belakang
F = Gaya tarik LRT
a =1 m/s (percepatan LRT)

2.4.3. Analisis Gaya-gaya pada *Carbody* karena Pembebanan Tekan



Gambar 2.19 Penjabaran gaya tekan yang terjadi saat LRT melambat

Pada saat LRT Melakukan perlambatan, maka terjadi gaya tekan pada *coupler*, dan gaya tekan paling besar berada pada coupler yang paling depan seperti yang ditunjukan pada Gambar 2.19, besaran gaya tekan tersebut dijabarkan sebagai berikut :

- Gaya pada area 4:

$$\overset{+}{\leftarrow} \sum F = m \,.\, a$$

$$-F' + fk_1 + fk_2 + fk_3 = m_{total} \,.\, -a_{perlambatan}$$

$$F' = (m_{total} \cdot a_{perlambatan}) + fk_{total} \quad (2.15)$$

Dimana:

w	=	berat *carbody*
N	=	gaya normal
fk	=	gaya gesek roda LRT dengan rel
F'	=	gaya tekan LRT
$a_{perlambatan}$	=	1,34 m/s (perlambatan LRT)

Untuk percepatan dan perlambatan sendiri diambil dari *Transit Cooperative Research Program*, yaitu handbook khusus

menjabarkan standar-standar yang harus dimiliki oleh setiap LRT demi kenyamanan penumpang didalamnya saat beroperasi. (Transit Cooperative Research Program, 2012)

2.5. Standar EN 12663-1 Tahun 2010

EN 12663-1 merupakan standar dari Eropa yang mengatur mengenai stuktur kereta api. Desain struktur kereta api tergantung pada beban karakteristik material yang digunakan. Standar EN 12663-1 memberikan dasar standar yang harus dimiliki oleh setiap desain struktur kereta api. Syarat beban dalam mendesain dan pengujian kereta api pada standar ini berdasarkan pada eksperimen yang didukung dengan data eksperimen dan informasi yang dapat dipertanggung jawabkan. Tujuan standar EN 12663-1 adalah optimasi desain dengan tingkat keselamatan sesuai standar. Kereta api harus mampu menahan konsistensi beban maksimal dengan syarat.

Persyaratan standar ini ditunjukan dengan membandingkan tegangan yang dihitung dengan tegangan yang diizinkan harus menghasilkan nilai kurang dari atau sama dengan 1. Persyaratan tersebut harus dicapai dengan hasil uji kekuatan yang tidak melewati batas kekuatan ultimate dari materialnya. Penentuan angka faktor keamaan juga diperlukan untuk menjaga beban desain tetap pada batas amannya. Hal ini dapat dicapai dengan rumus berikut :

$$U_{tarik} = \frac{\sigma_T S_2}{R_{mT}} \leq 1 \qquad (2.16)$$

$$U_{tekan} = \frac{\sigma_C S_2}{R_{mC}} \leq 1 \qquad (2.17)$$

Dimana:

U = utilisasi

S_2 = faktor keamanan untuk kegagalan *ultimate*

R_{mT} = tegangan *ultimate tensile strength* material (MPa)

R_{mC} = tegangan *compressive yield strength* (Mpa)

σ_T = tegangan tarik hasil simulasi (Mpa)

σ_c = tegangan tekan hasil simulasi (MPa)

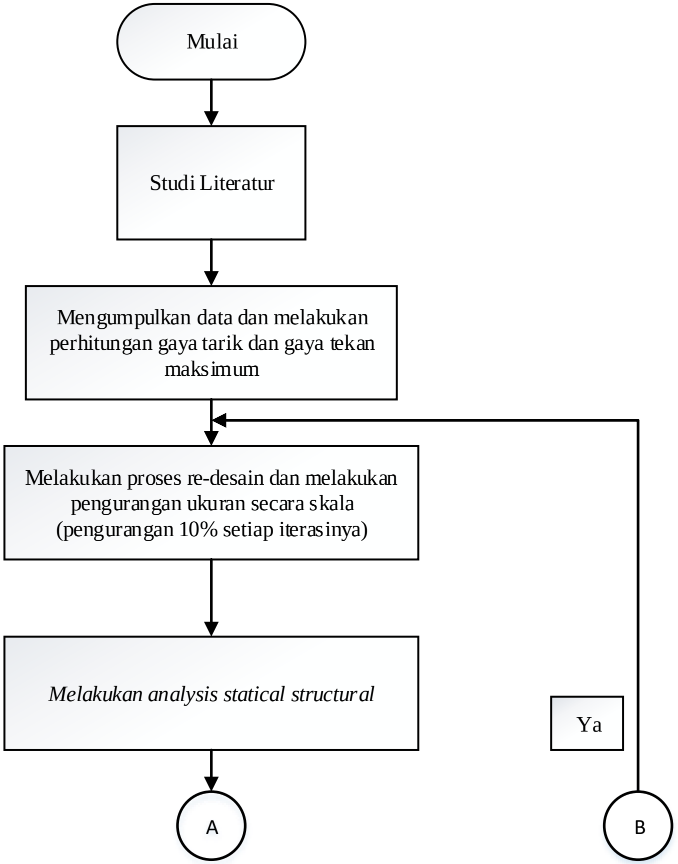
Pada kasus umum, nilai S_2 = 1,5, tetapi pada kasus tertentu S_2 = 1,3 dapat digunakan, dimana kasus pembebanan telah terverifikasi dengan uji dan perhitungan yang telah berhasil dilakukan sebelumnya (European Committe for Standarization, 2010). Oleh karena itu faktor keamanan yang digunakan adalah sebesar 1,5, dikarenakan kasus pembebanan baru dilakukan secara simulasi.

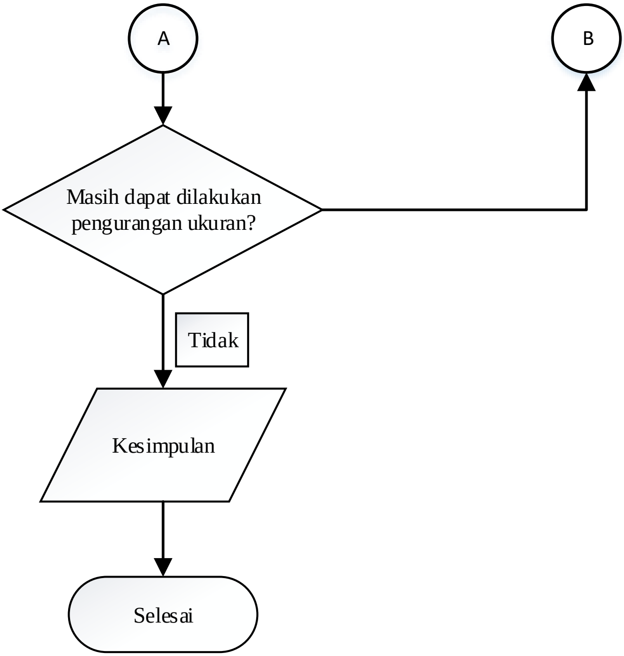
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III
METODOLOGI

3.1. Diagram Alir Penelitian

Pada Gambar 3.1 menjelaskan tahapan-tahapan yang dilakukan penulis dalam melakukan tugas akhir ini.





Gambar 3.1 Diagram alir tugas akhir

Penjelasan secara lebih rinci dari diagram alir (*flowchart*) di atas adalah sebagai berikut :

3.1.1 Studi Literatur

Proses studi literatur dilakukan untuk mendapatkan informasi secara menyeluruh dan lebih detail untuk menunjang penelitian yang akan dilakukan ini. Informasi yang didapat berupa dasar teori tentang *coupler, reverse engineering, finite element method*, besaran standar gaya yang bekerja hingga informasi dari beberapa penelitan terdahulu yang berhubungan dengan penelitian ini. Dari studi literatur ini juga kita dapat menentukan ruang lingkup dari permasalahan yang akan diteliti. Ruang lingkup pada penelitian ini fokus dalam proses *re-design knuckle coupler head*

yang akan digunakan untuk LRT dengan analisa gaya menggunakan standar yang ada menggunakan metode elemen hingga.

3.1.2 Pengumpulan Data dan Perhitungan Beban Maksimum

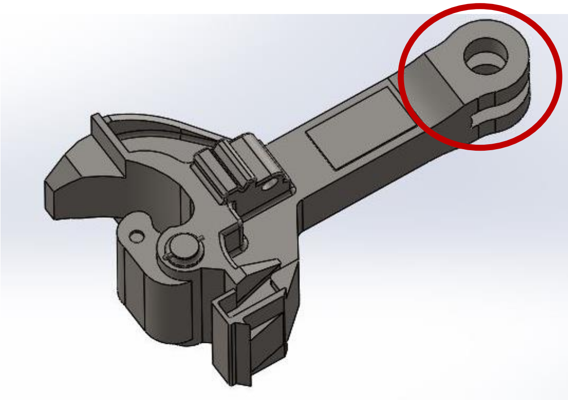
Pada penelitian ini digunakan data dari PT INKA. Jenis *coupler* yang digunakan pada penelitian ini adalah *knuckle coupler* yang dikombinasikan dengan tumpuan model *schafenberg coupler.*

Untuk proses perhitungan beban tarik menggunakan dasar teori yang telah dijelaskan pada subab 2.4.2 dan perhitungan beban tekan pada subab 2.4.3. Perhitungan akan dijelaskan lebih detail pada subab 3.6.3 untuk beban tarik dan subab 3.6.4 untuk beban tekan.

3.1.3 Proses Re-desain 3D Model

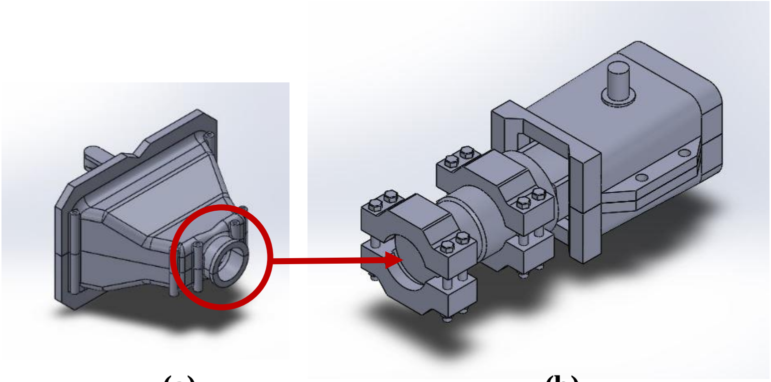
Perencanaan desain menggunakan *software* Solidworks 2016 dengan tipe *file* (.STEP) yang kemudian hasil desain ini akan di analisa menggunakan *software* Catia Simulia V6 – *Structural Validation*. Untuk proses simulasi sendiri akan dibahas pada subab 3.4.

Re-design yang akan dilakukan adalah proses kombinasi desain 2 tipe *coupler*, dengan cara merubah bentuk *mounting coupler head* tipe *knuckle* (seperti pada Gambar 3.2) yang sekarang dimiliki oleh PT. INKA.



Gambar 3.2 Desain *knuckle coupler head* yang digunakan (PT. INKA)

Dengan bentuk *mounting* seperti tipe *scharfenberg coupler* seperti yang ditunjukan pada Gambar 3.3 (a) sehingga bisa dipasang pada shock absorber LRT seperti pada Gambar 3.3 (b).



(a) **(b)**

Gambar 3.3 (a) Bentuk *mounting* tipe schafenberg *coupler* (b) *Shock absorber* tipe scharfenberg pada LRT

3.1.4 Analisa Simulasi dan Iterasi Re-desain

Simulasi perlu dilakukan untuk mengetahui apakah beban yang diterima oleh sambungan tersebut berada dalam batas amannya atau tidak. Hasil dari simulasi yang telah dilakukan berupa nilai tegangan (Von Misses) yang terjadi pada *coupler*. Setelah itu dilakukan proses iterasi, hal ini dilakukan ketika nilai tegangan yang telah dikalikan dengan faktor keamanan belum melewati nilai *ultimate tensile strength* (UTS) dari material tersebut. Dengan demikian proses iterasi re-desain dapat dilakukan kembali untuk mendapatkan ukuran geometri yang lebih optimal. Ketika hasil analisa mendapatkan nilai tegangan yang melampaui nilai UTS-nya maka proses re-desain dikembalikan 1 langkah, dan itu adalah ukuran desain yang dinilai paling optimal.

3.2. Model Material

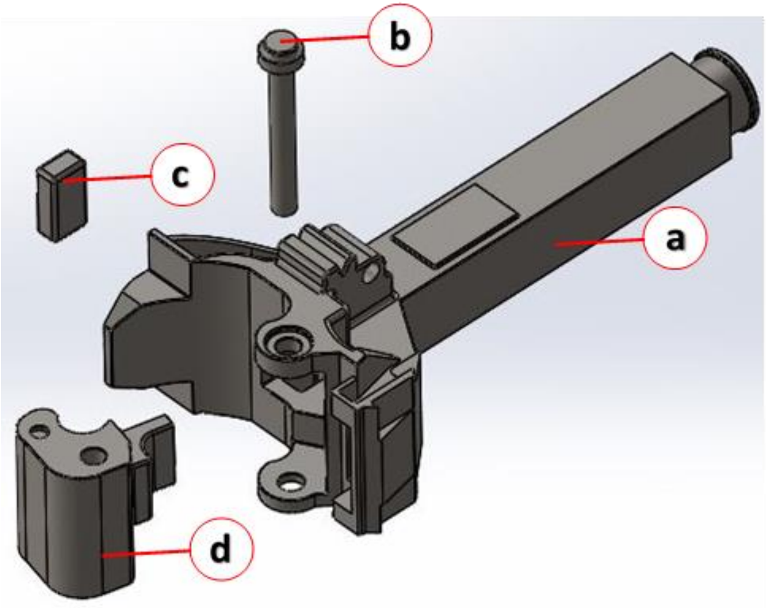
Material yang digunakan dalam penelitian ini adalah AAR M201 *grade E* untuk bagian *knuckle jaw, locking pin,* dan *hinge pin*-nya. Sedangkan untuk bagian *body* menggunakan AAR M201 *grade D.* perbedaan dari kedua material ini pada kualitas forging yang dilalui, sehingga pada *grade E* memiliki *tensile ultime strength* yang lebih tinggi. Material ini adalah plat baja struktural paduan rendah yang telah melalui proses quenching, yaitu proses pendinginan dengan cepat setelah material dipanaskan di atas temperatur kritisnya. Selanjutnya dilakukan proses tempering untuk mengeraskan material tersebut (Steel Founders Society of America, 2009).

Kedua material ini memiliki model material isotropic dengan material *properties* berupa mikrostruktur *martensite* yang halus dan merata sehingga material tersebut memiliki ketangguhan yang tinggi. Material ini biasa digunakan untuk konstruksi las, sambungan, dan baut pengunci yang memerlukan ketahanan beban yang tinggi pada suhu rendah (Chunduru, 2011)

Dengan sifat material tersebut, AAR M201 *grade E* dan *grade D steel* cocok digunakan sebagai material coupler. Pada Lampiran A menjelaskan tentang tingkatan kualitas material AAR M201, *properties* material dan komposisi material dari AAR M201 *grade E dan grade D steel.*

3.3. Model *Solid* 3D

Untuk model *solid* 3D yang digunakan adalah model *coupler knuckle* milik PT. INKA yang telah dilakukan proses *re-design* pada bagian dudukannya sehingga dapat digunakan dengan *shock-absorber* LRT. Sambungan ini memiliki 4 bagian inti, seperti yang ditunjukan pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4 Bagian-bagian dari model *coupler knuckle* milik PT. INKA dengan bagian dudukan telah di *re-design*

a. *Body*, bagian yang utama tempat komponen lain bertumpu, serta tempat dudukan agar dapat tersambung pada bagian

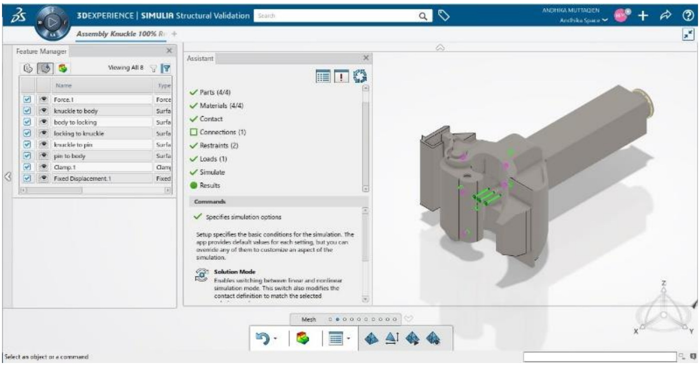
b. *Hinge Pin*, poros utama tempat *knuckle* atau pengait berotasi sehingga dapat berubah posisi dari tahap *ready to couple* ke tahap *coupled*.

c. *Locking Pin*, berfungsi sebagai pasak untuk mengunci posisi knuckle saat tersambung sehingga tidak dapat berotasi dengan bebas dan terlepas, dengan demikian *locking* menjadi tumpuan utama saat tahap tersambung.

d. *Knuckle jaw*, berbentuk seperti kait, berfungsi untuk mencengkram *knuckle* pasangannya sehingga saat berpasangan kedua *coupler* tidak mudah terlepas.

3.4. Model Elemen Hingga

Dalam penelitian ini, simulasi yang dilakukan menggunakan bantuan perangkat lunak Catia Simulia V6 dengan fitur *structural validation*. *Software* ini berbasis metode elemen hingga dalam menyelesaikan suatu simulasi pemodelan struktural yang kompleks dengan cara memasukan parameter-parameter tertentu yang merepresentasikan pada kondisi nyatanya.



Gambar 3.5 Tampilan *user interface structural validation* pada Catia Simulia V6

Simulasi ini dilakukan agar kita dapat mengetahui distribusi tegangan yang terjadi pada model tersebut. Tampilan *user interface* pada *structural validation* dapat dilihat pada Gambar 3.5.

Pada fitur *structural validation* yang digunakan, terdapat beberapa bagian inti yang terdiri dari :

a. ***Feature Manager***

Pada bagian ini, *software* menampilkan pengaturan apa saja yang telah diterapkan pada model untuk dilakukan simulasi.

b. ***Assistant***

Bagian ini membantu kita dalam menentukan tahapan-tahapan yang harus dilakukan dari mulai menentukan part apa saja dimodelkan, tingkat kehalusan meshing, material yang digunakan, jenis-jenis kontak yang terjadi, jenis tumpuan pada model, dan besaran pembebanan yang terjadi.

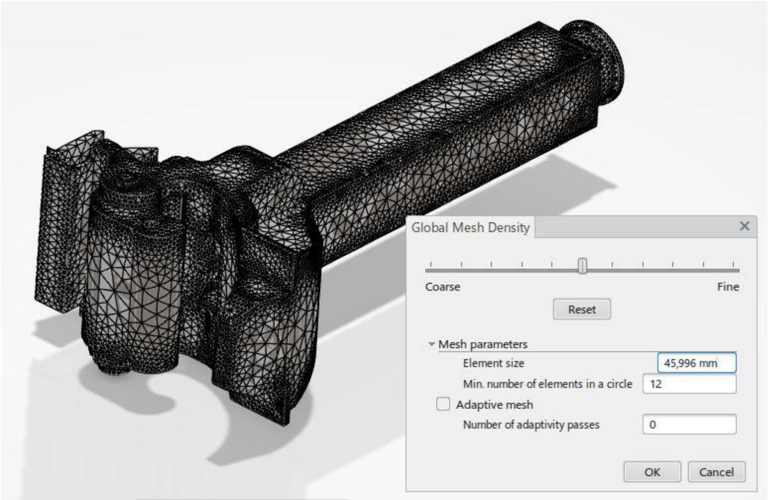
3.4.1. Diskritisasi

Diskritisasi atau lebih dikenal dengan istilah *meshing* merupakan proses membagi suatu komponen *solid* menjadi beberapa elemen yang lebih kecil sehingga gaya-gaya yang disimulasikan dapat terdistribusi pada setiap elemen melalui nodal-nodal yang berada pada ujung dari setiap elemen secara seragam dan menghasilkan hasil analisa yang merepresentasikan sedekat mungkin dengan kondisi nyatanya.

Pada petunjuk yang diberikan oleh Catia Simulia V6 sendiri pada *User Assistance* R2018x, mengatakan bahwa *meshing* yang baik adalah *meshing* yang memiliki tingkat *refinement* halus di bagian-bagian yang terkena beban secara langsung maupun tidak langsung, dengan demikian hasil simulasi akan menjadi lebih akurat. Untuk proses *meshing* pada Catia Simulia V6 memiliki

standar *medium*, dengan tingkat *refinement* 12, hal ini sudah cukup untuk mendapatkan hasil yang akurat. (Dassault Systèmes, 2017)

Pengaturan *meshing* tersebut digunakan pada simulasi yang dilakukan pada penelitian ini, seperti yang ditunjukan pada Gambar 3.6.



Gambar 3.6 *Meshing* yang digunakan pada simulasi ini

3.5. Kondisi Batas dan Pembebanan

Kondisi batas atau yang biasa disebut dengan *boundary condition* adalah kondisi dimana kontrol-kontrol perhitungan didefinisikan sebagi definisi awal yang akan dilibatkan ke kontrol-kontrol penghitungan yang berdekatan dengannya melalui persamaan-persamaan yang terlibat. Pada kasus simulasi ini, kondisi batas yang dimaksud adalah kondisi-kondisi yang terjadi pada kenyataannya di lapangan sehingga simulasi yang dilakukan tidak terlalu meluas dan memiliki hasil yang mendekati hasil yang terjadi di lapangan.

Sedangkan untuk pembebanan sendiri berarti proses pemberian beban sesuai dengan keadaan nyatanya dilapangan.

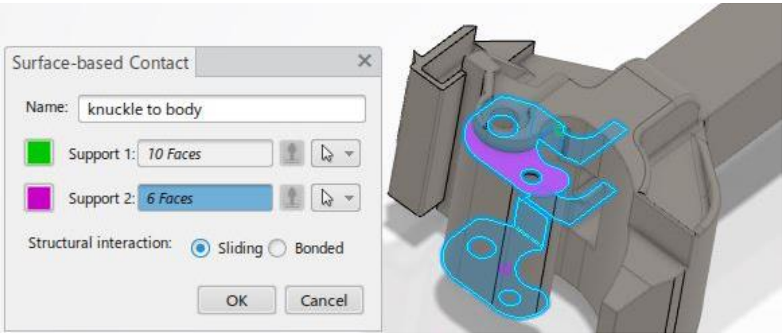
Untuk pembebanan yang terjadi pada coupler dibagi menjadi 2 macam, yaitu beban tarik dan beban tekan.

3.5.1. Kondisi Batas

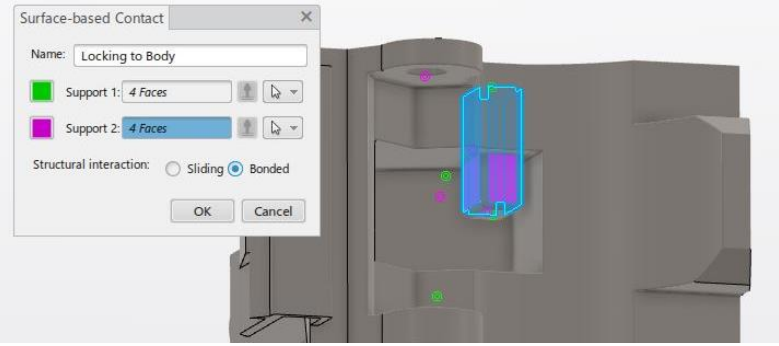
Kondisi batas yang ditentukan disini antara lain seperti jenis kontak, posisi gaya, *restraints*.

a. Kontak

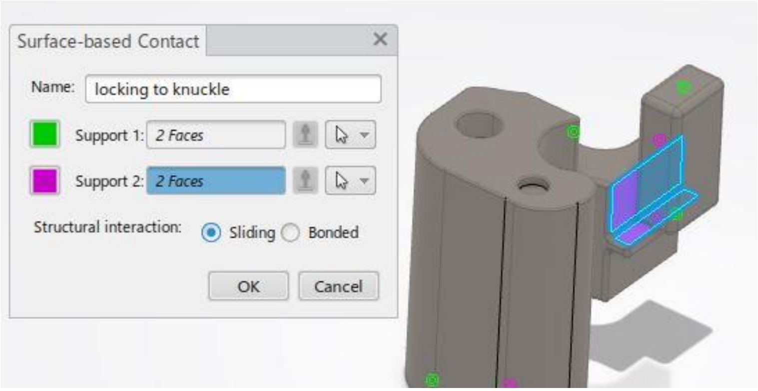
Hubungan permukaan yang bersentuhan dari satu part ke part lainnya, pada Catia Simulia V6 kontak dibagi menjadi 2 jenis, *sliding* dan *bonded*. Pada jenis *sliding*, kontak yang bersentuhan tersebut dapat bergesekan sehingga bergerak bebas, sedangkan pada jenis *bonded*, kedua permukaan menjadi satu kesatuan yang tidak terpisahkan. Antara lain kontak yang terjadi ditunjukan pada Gambar 3.7 hingga Gambar 3.11.



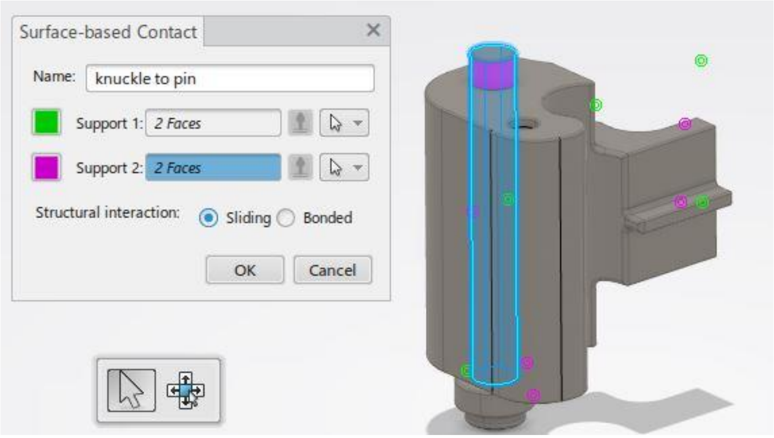
Gambar 3.7 Hubungan permukaan *sliding* antara *knuckle jaw* dan *body*



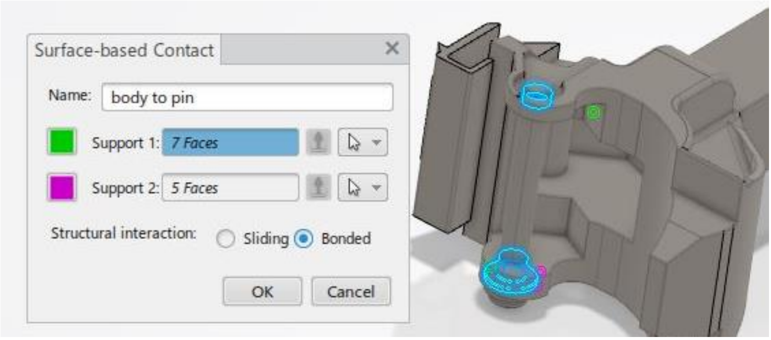
Gambar 3.8 Hubungan permukaan *bonded* antara *locking pin* dan *body*



Gambar 3.9 Hubungan permukaan *sliding* antara *locking pin* dan *knuckle jaw*



Gambar 3.10 Hubungan permukaan *sliding* antara *knuckle jaw* dan *hinge pin*



Gambar 3.11 Hubungan permukaan *bonded* antara *hinge pin* dan *body*

b. *Connection*

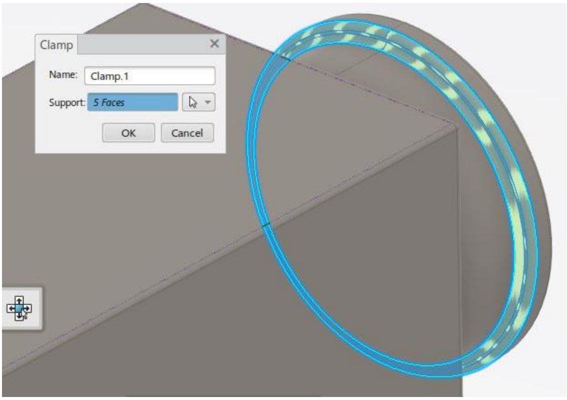
Pada fitur ini mendefinisikan penyambung sehingga kita mengetahui bagaimana setiap *part* berhubungan dan cara pembebanan tersalurkan dari komponen satu ke komponen lainnya. *Connection* yang digunakan disini ada pada bagian *locking pin* dan *body* dengan tipe *rigid connection* seperti yang ditunjukan pada Gambar 3.12 fitur ini memiliki fungsi seperti kontak jenis *bonded* hanya saja lebih sedikit dipertegas sehingga antara *locking pin* dan *body* tidak terjadi *intersection part* saat dilakukan simulasi.

Gambar 3.12 *Rigid connection* pada bagian *locking pin* dan *body*

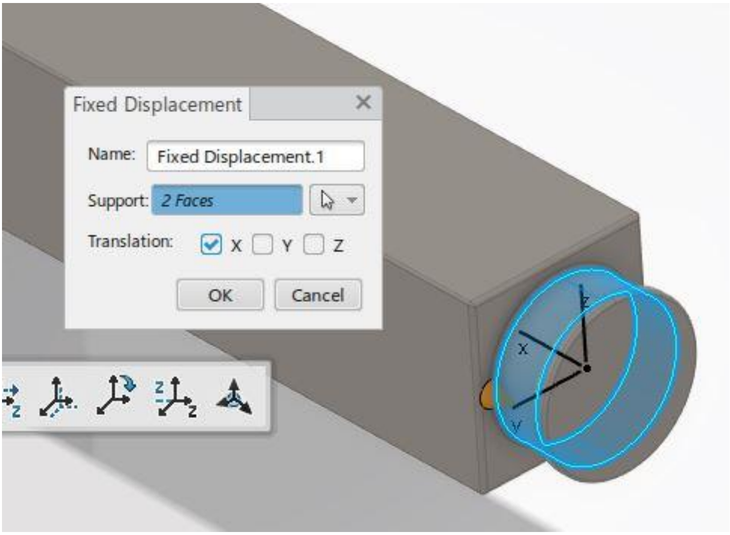
c. *Restraint*

Untuk *restraint* sendiri adalah sebagai pembatas yang membatasi gerak dari benda tersebut, dalam simulasi ini berarti tumpuan-tumpuan yang ada. Terdiri dari dua jenis tumpuan yaitu tumpuan pembebanan tarik dan tumpuan pembebanan tekan, keduanya berposisi pada bagian *mounting*. Pada tumpuan pembebanan tarik terdapat *clamp* ditunjukan pada Gambar 3.12 dan *fixed displacement* dengan translasi gerak pada sumbu x yang ditunjukan pada Gambar 3.13. Sedangkan pada pembebanan tekan, posisi

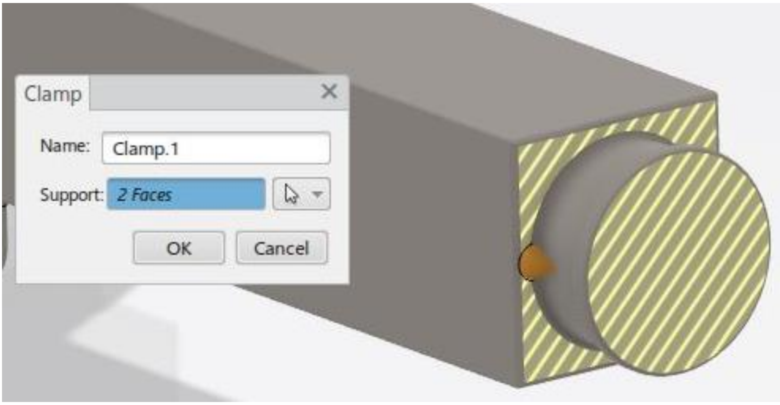
clamp berganti pada bagian belakang seperti yang ditunjukan pada Gambar 3.14.



Gambar 3.13 *Clamp* pada bagian sisi vertikal *mounting*



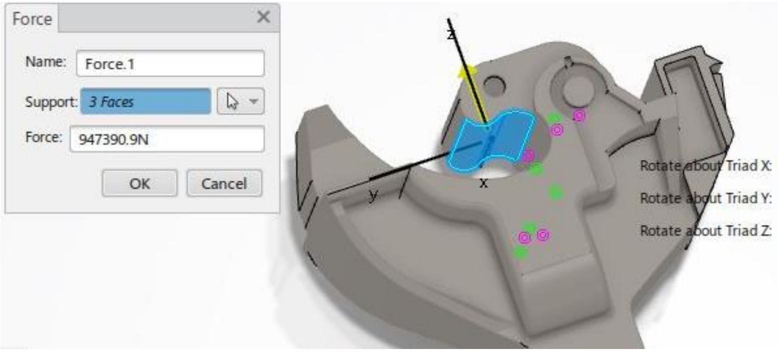
Gambar 3.14 *Fixed displacement* pada sisi horizontal *mounting* dengan kebebasan translasi pada sumbu x.



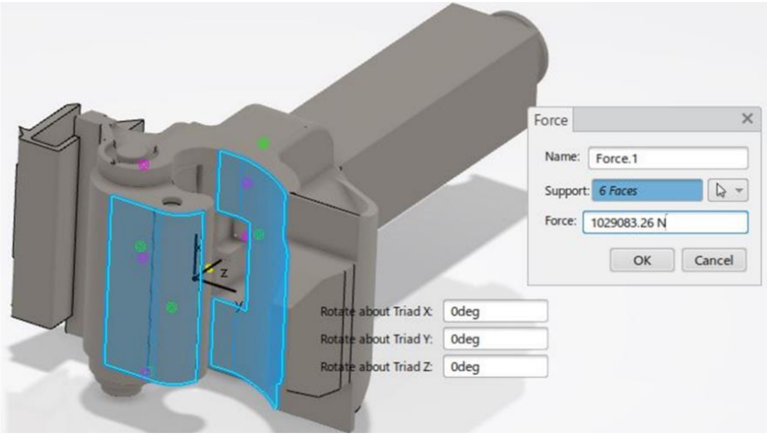
Gambar 3.15 Penempatan posisi *clamp* pada pembebanan tekan

3.5.2. Pembebanan

Pembebanan atau lo*a*d yang terjadi sesuai dengan kondisi nyatanya, yaitu pembebanan tarik pada bagian knuckle dengan arah z (+), dan pembebanan tekan pada bagian *knuckle* dan *body* dengan arah z (-), keduanya memiliki besaran yang berbeda dengan perhitungan besaran akan dibahas pada subab 3.6.3 untuk beban tarik, dan pada subab 3.6.4 untuk beban tekan. Penempatan gaya tarik ditunjukan pada Gambar 3.16, sedangkan penempatan gaya tekan ditunjukan pada Gambar 3.17. Arah dan bidang pembebanan ini sesuai dengan penelitian *finite element analysis* yang dilakukan oleh Wang et al pada bagian *knuckle*. (Wang et al, 2013)



Gambar 3.16 Gaya tarik yang terjadi pada sambungan *coupler* dengan arah z (+)



Gambar 3.17 Gaya tekan yang terjadi pada sambungan *coupler* dengan arah z (-)

3.6. Tipe Analisis dan Kontrol Solusi

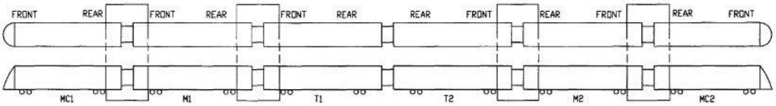
Pada bagian ini menjelaskan analisis yang digunakan pada penelitian ini serta kontrol solusi berupa variabel-variabel yang dijaga tetap sama serta yang dirubah pada setiap iterasinya.

3.6.1. Analisis Koefisien Gesek

Berdasarkan referensi penelitian terdahulu, yang berjudul *"Measurements of friction coefficients between rails lubricated with a friction modifier and the wheels of an IORE locomotive during real working conditions",* didapatkan bahwa nilai koefisien gesek rata-rata yang terjadi antara rel dan roda gerbong adalah 0.3, dengan kondisi rel kering tidak diberikan pelumas sama sekali. Hal ini sesuai dengan kondisi rel dan roda gerbong pada LRT ini. (Lundberg et al., 2015)

3.6.2. Analisis Gaya Gesek pada Setiap Gerbong

Pembebanan vertikal sesuai dengan spesifikasi teknis LRT sebagai pada Gambar 3.18 berikut dengan rincian berat pada Tabel 3.1 :



Gambar 3.18 Susunan gerbong LRT Jabodetabek

Tabel 3.1 *Berat masing-masing gerbong*

Kondisi	Motor Car (MC)	Main Car (M)	Trailer Car (T)
Kosong	27200 Kg	27200 Kg	28000 Kg
Jumlah Penumpang	206 Orang	224 Orang	224 Orang
Berat Penumpang	57,7 Kg/Orang	57,7 Kg/Orang	57,7 Kg/Orang
Penuh	39086,2 Kg	40124,8 Kg	40924,8 Kg

Untuk berat penumpang sendiri menggunakan berat rata-rata orang asia yang diambil dari *research article* oleh Walpole et al, yaitu dengan berat rata-rata sebesar 57,7 Kg per (Walpole, 2012).

a. Gaya gesek *motor car* pada kondisi penuh :

$$fk_1 = 8\,.\,(\mu_k\,.\frac{N}{8})$$

$$fk_1 = \mu_k\,.\,(M\,.\,g)$$

$$fk_1 = (0{,}3)\,.\,(39086{,}2\;Kg\,.\,9{,}81\;\frac{m}{s^2})$$

$$fk_1 = (0{,}3)\,.\,(383435{,}62\;N)$$

$$fk_1 \;= 115030{,}68\;N$$

b. Gaya gesek *main car* pada kondisi penuh :

$$fk_2 = 8\,.\,(\mu_k\,.\frac{N}{8})$$

$$fk_2 = \mu_k\,.\,(M\,.\,g)$$

$$fk_2 = (0{,}3)\,.\,(40124{,}8\;\;Kg\,.\,9{,}81\;\frac{m}{s^2})$$

$$fk_2 = (0{,}3)\,.\,(393624{,}28\;N)$$

$$fk_2 \;= 118087{,}3\;N$$

c. Gaya gesek *trailer car* pada kondisi penuh :

$$fk_3 = 8\,.\,(\mu_k\,.\frac{N}{8})$$

$$fk_3 = \mu_k\,.\,(M\,.\,g)$$

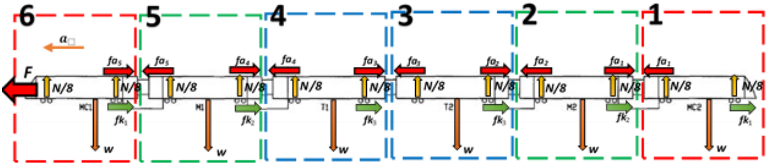
$$fk_3 = (0{,}3)\,.\,(40924{,}8\;\;Kg\,.\,9{,}81\;\frac{m}{s^2})$$

$$fk_3 = (0{,}3)\,.\,(401472{,}28N)$$

$$fk_2 \;= 120441{,}7\;N$$

3.6.3. Analisis Gaya-gaya pada *Carbody* Karena Pembebanan Tarik

Gaya tarik yang terjadi pada *coupler* karena percepatan saat LRT melaju adalah sebagai berikut :



Gambar 3.19 Gaya-gaya yang terjadi pada *coupler* karena gaya berat pada *carbody*

- Gaya pada area 1:

$$\overset{+}{\leftarrow} \quad \sum F = m\,.\,a$$

$$f_{a1} - fk_1 = m\,.\,a$$

$$f_{a1} = (m\,.\,a) + fk_1$$

$$f_{a1} = \left((39086{,}2\ \mathrm{Kg})\,.\,(1\frac{m}{s})\right) + 115030{,}7\ N$$

$$f_{a1} = 154116{,}9\ N$$

- Gaya pada area 2:

$$\overset{+}{\leftarrow} \quad \sum F = m\,.\,a$$

$$f_{a2} - f_{a1} - fk_2 = m\,.\,a$$

$$f_{a2} = (m\,.\,a) + f_{a1} + fk_2$$

$$f_{a2} = \left((40124{,}8\ Kg)\,.\,(1\frac{m}{s})\right) + 154116{,}9\ N + 118087{,}3N$$

$$f_{a2} = 312329{,}0\ \ N$$

- Gaya pada area 3:

$\overset{+}{\leftarrow} \ \sum F = m \, . \, a$

$f_{a_3} - f_{a2} - fk_3 = m \, . \, a$

$f_{a_3} = (m \, . \, a) + f_{a2} + fk_3$

$f_{a_3} = \left((40924{,}8 \, Kg) \, . \, (1 \frac{m}{s})\right) + 312329{,}0 \, N + 120441{,}7 \, N$

$f_{a_3} = 473695{,}5 \, N$

- Gaya pada area 4:

$\overset{+}{\leftarrow} \ \sum F = m \, . \, a$

$f_{a_4} - \ f_{a_3} - fk_3 = m \, . \, a$

$f_{a_4} = (m \, . \, a) + \ f_{a_3} + fk_3$

$f_{a_4} = \left((40924{,}8Kg) \, . \, (1 \frac{m}{s})\right) + 473695{,}5 \, N + 120441{,}7 \, N$

$f_{a_4} = 635061{,}9 \ N$

- Gaya pada area 5:

$\overset{+}{\leftarrow} \ \sum F = m \, . \, a$

$f_{a_5} - f_{a_4} - fk_2 = m \, . \, a$

$F = (m \, . \, a) + f_{a1} + fk_2$

$f_{a_5} = \left((40124{,}8 \, Kg) \, . \, (1 \frac{m}{s})\right) + 635061{,}9N + 118087{,}3 \, N$

$f_{a_5} = 793274{,}0 \, N$

- Gaya pada area 6:

$$\overset{+}{\leftarrow} \ \sum F = m \,.\, a$$

$$F - f_{a_5} - fk_1 = m \,.\, a$$

$$f_{a1} = (m \,.\, a) + f_{a_5} + fk_1$$

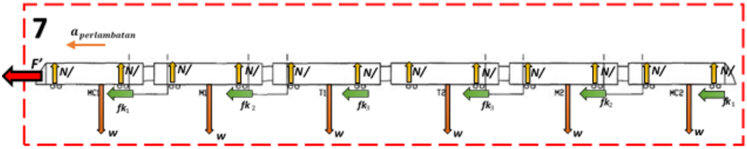
$$F = \left((39086{,}2\ Kg) \,.\, (1 \frac{m}{s})\right) + 793274{,}0\ N + 115030{,}7\ N$$

$$\boldsymbol{F = 947390.9\ N}$$

Gaya tarik yang terbesar berada pada area 6 dengan kondisi LRT sedang mengalami kerusakan dan harus ditarik dengan bantuan lokomotif *maintenance*.

3.6.4. Analisis Gaya-gaya Pada *Carbody* Karena Pembebanan Tekan

Gaya tekan yang terjadi pada *coupler* karena perlambatan saat LRT melakukan pengereman adalah sebagai berikut :



Gambar 3.20 Gaya tekan yang terjadi pada *coupler* paling depan karena perlambatan LRT

Berikut adalah perhitungan gaya tekan yang terjadi sesuai dengan rumus 2.15 :

$$\overset{+}{\leftarrow} \ \sum F = m \,.\, a$$

$$-F' + fk_1 + fk_2 + fk_3 = m_{total} \,.- a_{perlambatan}$$

$$F' = \left(m_{total} \,.\, a_{perlambatan}\right) + fk_{total}$$

$$F' = \left(240271{,}6\ kg\ .\ 1{,}34\,\frac{m}{s^2}\right) + 707119{,}3\ N$$

$$\boldsymbol{F' = 1029083{,}24\ N}$$

Gaya tekan yang terbesar berada pada panah merah dengan kondisi lokomotif *maintenance* sedang membawa LRT yang rusak dan melakukan pengereman.

3.6.5. Kontrol Solusi

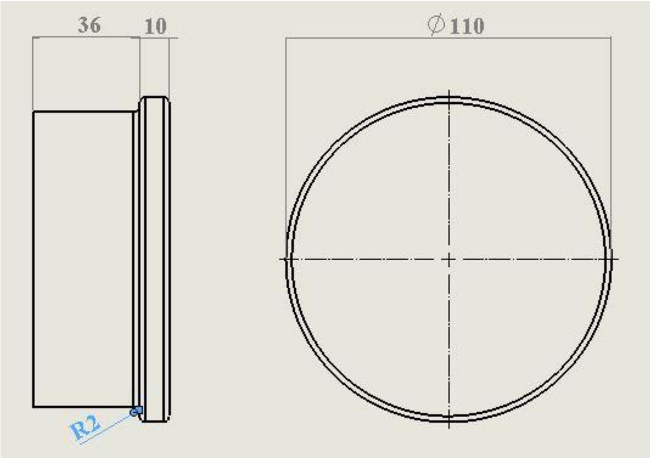
Untuk kontrol solusi sendiri dibagi 2 bagian, konstanta iterasi dan variasi iterasi. Untuk konstanta variasi adalah variabel yang tidak dirubah pada setiap variasinya atau dengan kata lain variabel tersebut dijaga tetap sama. Sedangkan untuk variasi iterasi adalah variabel yang diatur dan dirubah pada setiap variasinya untuk mencari ukuran yang paling optimum pada simulasi ini.

3.6.5.1. Konstanta Iterasi

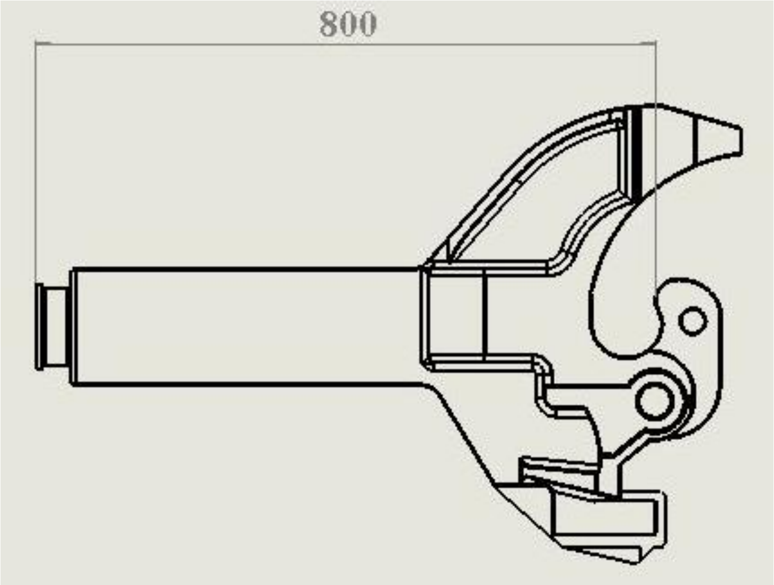
Selain kondisi batas yang dijaga tetap sama pada setiap simulasi, ada beberapa ukuran yang dijaga tetap sama pada setiap iterasinya, antara lain adalah ukuran dudukan dan ukuran panjang sambungan.

Untuk ukuran dudukan tidak ikut dilakukan iterasi karena ukuran ini harus tetap sama agar dapat sesuai dengan ukuran dudukan yang tersedia pada *shock-absorber* yang ada. Dan untuk ukuran panjang sambungan harus dijaga tetap sama pada setiap iterasinya karena panjang sambungan dapat mempengaruhi jarak antar gerbong, dan apabila jarak antar gerbong ini berubah maka setiap komponen yang ada di antara gerbong ini akan ikut berubah pula.

Untuk ukuran dudukan sendiri ditunjukan pada Gambar 3.21 dan untuk ukuran panjang sambungan ditunjukan pada Gambar 3.22.



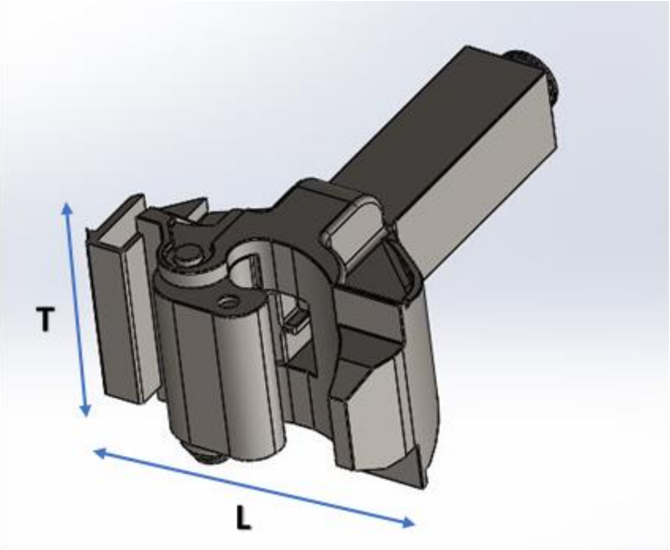
Gambar 3.21 Ukuran *mounting* yang tidak berubah pada setiap iterasinya



Gambar 3.22 Ukuran panjang tetap dijaga 800 mm pada setiap iterasinya

3.6.5.2. Variasi Iterasi

Untuk variabel yang dirubah pada variasi iterasi ini adalah ukuran dari setiap bagian coupler itu sendiri. Besaran ukuran yang divariasikan dilakukan secara skala dengan perbedaan 10% dari setiap iterasinya. Pada Gambar 3.23 dan Tabel 3.2 menjelaskan variasi ukuran secara total yang dilakukan.



Gambar 3.23 Ukuran-ukuran yang divariasikan

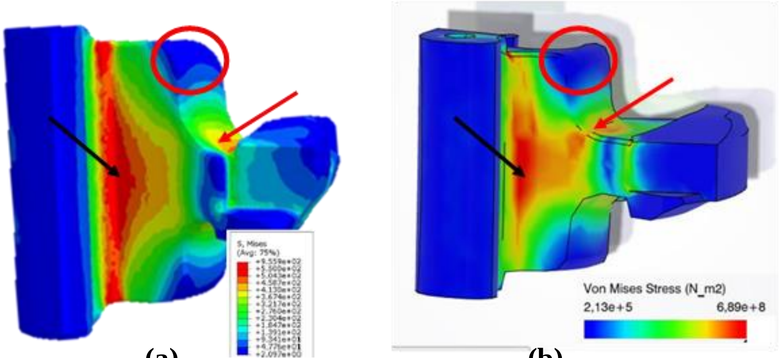
Tabel 3.2 *Tabel variasi ukuran setiap iterasi*

Iterasi ke-	Skala ukuran	Ukuran (mm)	
		L	T
1	100%	592	355,5
2	90%	532,8	320
3	80%	473,6	284,4
4	70%	414,4	249
5	60%	355,2	213,3
6	50%	296	178

Variasi ukuran ini dilakukan secara skala dikarenakan setiap bagian memiliki suaian ukuran tertentu dengan bagian lainnya. Kita tidak dapat mengubah hanya salah satu ukuran saja karena hal tersebut dapat mengubah cara berpasangan bagian tersebut sehingga menyebabkan *assembly coupler* tidak dapat dilakukan karena ukuran yang berpasangan tidak sesuai. Selain itu *assembly coupler* ini harus dapat berpasangan dengan *coupler knuckle* pasangannya, oleh karena itu pengurangan skala secara merata pada setiap bagian harus dilakukan agar *coupler* tetap dapat berpasangan dengan c*o*upler lainnya walaupun dilakukan pengurangan ukuran.

3.6.6. Verifikasi Hasil Simulasi

Untuk memastikan bahwa simulasi yang akan dilakukan adalah simulasi yang terverferifikasi maka harus dilakukan verifikasi hasil simulasi terlebih dahulu. Verifikasi dilakukan dengan cara membandingkan hasil simulasi yang dilakukan dengan hasil simulasi pada penelitian terdahulu dengan model dan kasus yang sama. Apabila hasil tegangan keduanya memiliki hasil error yang kecil maka dapat dikatakan bahwa hasil simulasi yang dilakukan terverifikasi. Pada penelitian yang telah dilakukan Wang et al memperlihatkan bahwa konsentrasi tegangan terjadi pada permukaan dalam knuckle saat dilakukan beban tarik. Hal ini telah sesuai dengan hasil simulasi yang dilakukan yang memiliki konsentrasi tegangan tarik pada bagian permukaan dalam *knuckle*. Hal ini ditunjukan pada Gambar 3.24 (a) dan (b).



(a) (b)

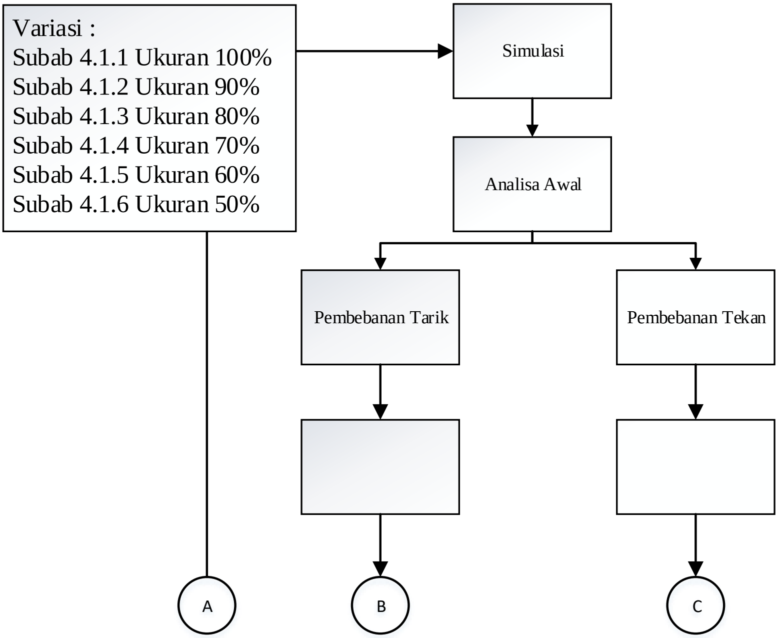
Gambar 3.24 (a) Hasil simulasi oleh Wang et al pada penelitian simulasi tegangan tarik terhadap *knuckle* (b) Hasil simulasi tegangan tarik dengan Catia Simulia V6 – Structural Validation pada model yang sama

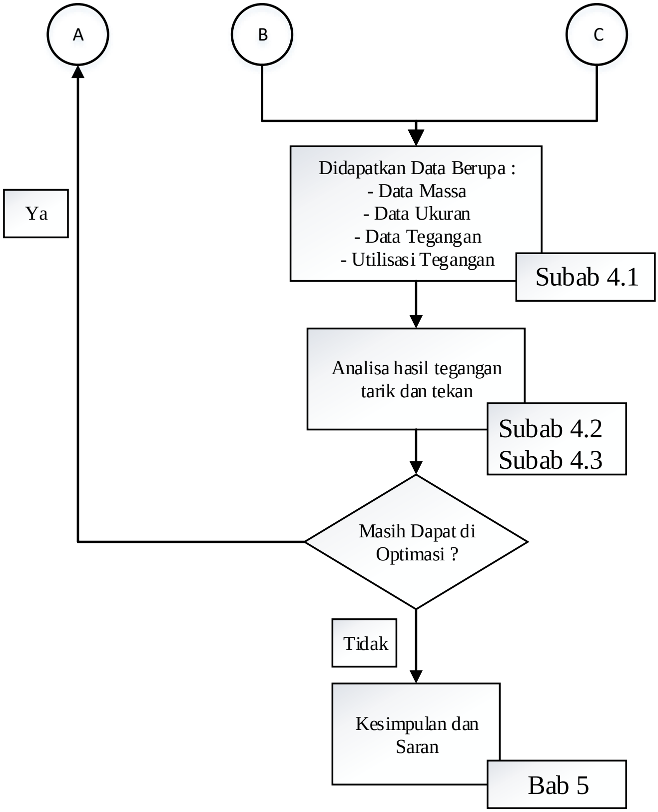
Selain itu, hasil simulasi yang dilakukan oleh Wang et al memiliki tegangan maksimum sebesar 667 MPa, sedangkan besaran tegangan pada simulasi yang dilakukan oleh peneliti memiliki tegangan maksimum 689 MPa. dengan begitu hasil simulasi yang dilakukan ini dapat terverifikasi karena memiliki error yang kecil yang itu sebesar 3,2%.

Dapat dilihat pada gambar di atas, keduanya memiliki sebaran tegangan tarik yang sejenis yaitu konsentrasi tegangan terjadi pada kontur *flange s* di bagian *knuckle jaw* seperti yang ditunjukan pada panah hitam. Selanjutnya pada posisi yang dilingkari merah tidak terjadi distribusi tegangan yang tinggi. dan pada lekukan yang ditunjukan oleh panah merah memiliki stress yang cukup tinggi dibanding sekitarnya.

BAB IV
HASIL DAN ANALISIS

Setelah dilakukan simulasi terhadap model assembly knuckle, maka akan diperoleh data hasil berupa massa, ukuran serta tegangan tarik dan tekan yang terjadi. Selanjutnya data tegangan tarik dan tekan tersebut akan dibandingkan dengan kemampuan tarik dan tekan dari material tersebut sehingga didapat kesimpulan apakah model tersebut mampu menahan beban yang ada setelah ditambahkan perhitungan dengan faktor keamananya. Gambar 4.1 menunjukan skema mengenai simulasi yang dilakukan terhadap setiap variasi.





Gambar 4.1 Skema setiap analisis

4.1 Data-data yang Diperoleh

Untuk data-data yang diperoleh antara lain adalah data massa, ukuran, hasil tegangan tarik dan tekan serta utilisasi tegangan yang terjadi pada setiap iterasinya.

Data massa dan ukuran sendiri adalah massa serta ukuran *assembly* model pada setiap iterasinya, sedangkan untuk hasil

tegangan tarik dan tekan adalah hasil simulasi menggunakan Catia Simulia V6 – *Structural Validation* dengan pembebanan tarik dan tekan.

Untuk data massa ditunjukan pada Tabel 4.1, sedangkan untuk data ukuran, hasil tegangan tarik dan tekan serta utilisasi tegangan dijelaskan pada setiap subab variasinya.

Tabel 4.1 Iterasi massa *coupler* pada setiap variasi

Iterasi	Berat (Kg)
100%	301,46
90%	283,71
80%	269,51
70%	258,44
60%	250,13
50%	244,17

4.1.1. Utilisasi Tegangan Tarik dan Tekan

Untuk proses utilisasi tegangan tarik dan tekan adalah proses dimana tegangan tarik dan tekan yang terjadi dikalikan dengan faktor keamanannya dan selanjutnya dibandingkan dengan tegangan tarik dan tekan yang diperbolehkan oleh material tersebut, apabila hasil dari perbandingan tersebut kurang atau sama dengan 1 maka utilisasi tegangan tersebut dizinkan atau dengan kata lain dapat dikatakan tegangan yang terjadi masih dalam batas aman. Untuk rumus utilisasi sendiri telah ditunjukan pada rumus 2.15 untuk utilisasi tegangan tarik, dan rumus 2.16 untuk utilisasi tegangan tekan.

Dengan demikian utilisasi tegangan tarik dan tekan yang terjadi adalah sebagai berikut :

- Utilisasi tegangan tarik pada bagian *knuckle jaw, locking pin,* dan *hinge pin :*

$$U_{tarik\ grade\ E\ steel} = \frac{\sigma_T S_2}{R_{mT}} \leq 1$$

$$U_{tarik\ grade\ E\ steel} = \frac{\sigma_T\ x\ (1{,}5)}{827\ MPa} \leq 1$$

$$U_{tarik\ grade\ E\ steel} = \sigma_T \leq 551{,}3\ MPa$$

- Utilisasi tegangan tekan pada bagian *knuckle jaw, locking pin,* dan *hinge pin :*

$$U_{tekan\ grade\ E\ steel} = \frac{\sigma_c S_2}{R_{mT}} \leq 1$$

$$U_{tekan\ grade\ E\ steel} = \frac{\sigma_c\ x\ (1{,}5)}{689\ MPa} \leq 1$$

$$U_{tekan\ grade\ E\ steel} = \sigma_c \leq 459{,}3\ MPa$$

- Utilisasi tegangan tarik pada bagian *body :*

$$U_{tarik\ grade\ D\ steel} = \frac{\sigma_T S_2}{R_{mT}} \leq 1$$

$$U_{tarik\ grade\ D\ steel} = \frac{\sigma_T\ x\ (1{,}5)}{720\ MPa} \leq 1$$

$$U_{tarik\ grade\ D\ steel} = \sigma_T \leq 480\ MPa$$

- Utilisasi tegangan tekan pada bagian *body :*

$$U_{tekan\ grade\ D\ steel} = \frac{\sigma_c S_2}{R_{mT}} \leq 1$$

$$U_{tekan\ grade\ D\ steel} = \frac{\sigma_c\ x\ (1{,}5)}{583\ MPa} \leq 1$$

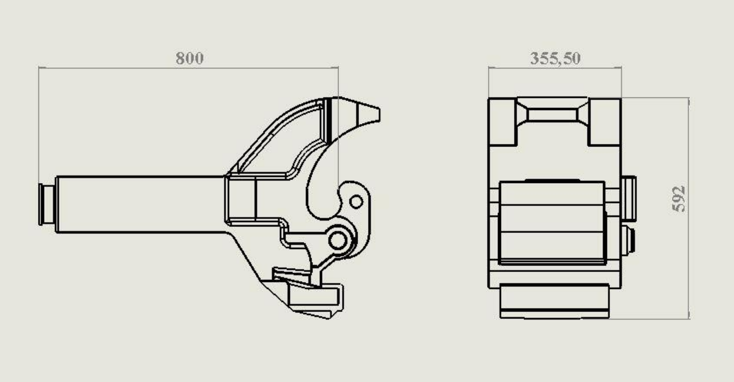
$$U_{tekan\ grade\ D\ steel} = \sigma_c \leq 388{,}7\ MPa$$

Dari hasil perhitungan di atas didapat, untuk pembebanan tarik pada bagian *knuckle jaw, hinge pin* dan *locking pin* tegangan maksimum yang terjadi tidak boleh melebihi dari 551,3 MPa dan pada pembebanan tekan tegangan maksimum yang terjadi tidak boleh melebihi 459,3 MPa.

Sedangkan untuk pembebanan tarik pada bagian *body* tegangan maksimum yang terjadi tidak boleh melebihi 480 MPa dan pada pembebanan tekan tegangan maksimum yang terjadi tidak boleh melebihi 388,7 MPa.

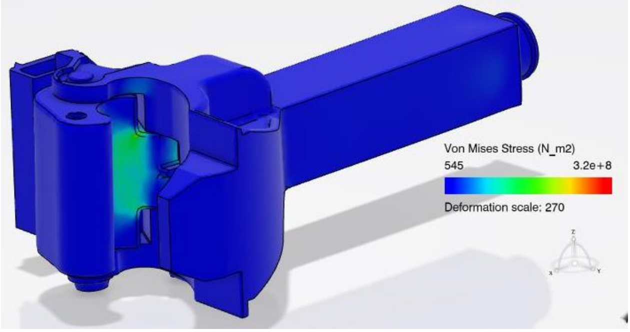
4.1.2. Analisa pada Model Skala 100%

Pada simulasi dengan model *assembly knuckle* 100% yang memiliki ukuran seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.2.

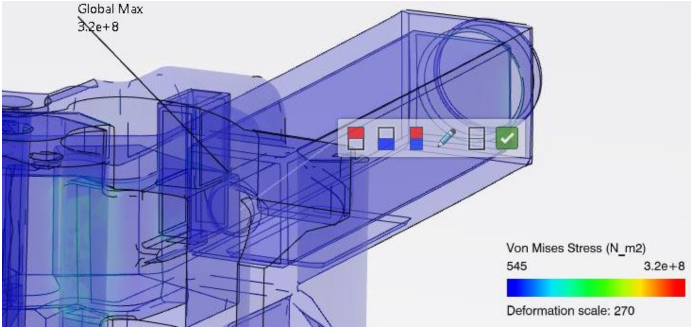


Gambar 4.2 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 100%

Hasil simulasi pembebanan tarik pada model ini ditunjukan pada Gambar 4.3, simulasi ini menghasilkan tegangan tarik sebesar 320 MPa dengan konsentrasi tegangan berada pada sisi *knuckle jaw* dan posisi tegangan maksimum terjadi pada bagian sisi *locking pin* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.4. Untuk tegangan maksimum yang terjadi belum melebihi batas aman dari utilisasi tegangan tarik material *grade D steel* sendiri dengan demikian tidak perlu dilakukan pengecekan lebih lanjut pada bagian *body*.

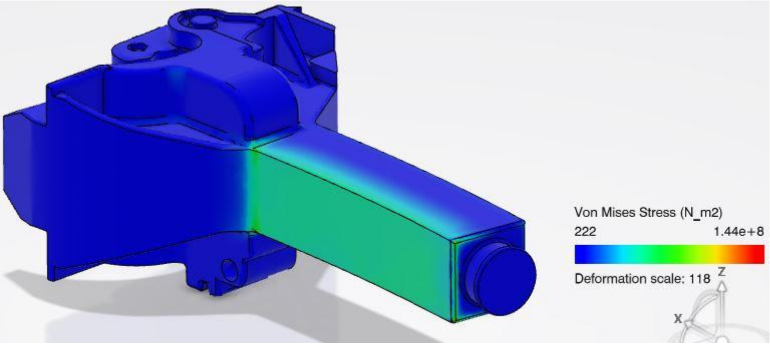


Gambar 4.3 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 100%

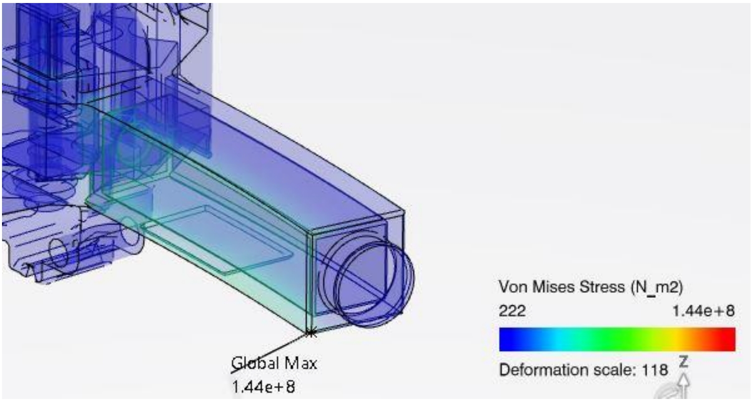


Gambar 4.4 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian *locking pin*

Sedangkan pada simulasi pembebanan tekan, tegangan tekan yang terjadi adalah sebesar 144 MPa dengan konsentrasi tegangan tekan berada pada batang body seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.5, dan tegangan tekan maksimum berada pada sisi dudukan seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.6.



Gambar 4.5 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 100%

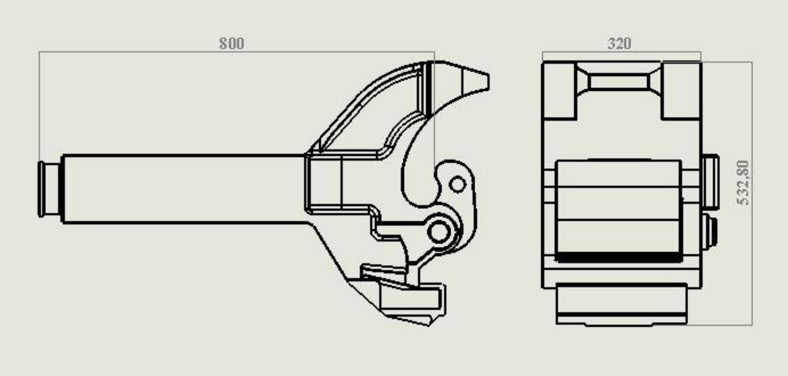


***Gambar 4.6** Posisi tegangan tekan maksimal yang terjadi pada bagian dudukan*

Pada pembebanan tekan sendiri tegangan maksimum yang terjadi belum melebihi batas aman dari utilisasi tegangan tekan material *body*, oleh karena itu tidak perlu dilakukan pengecekan lebih lanjut pada bagian *body*.

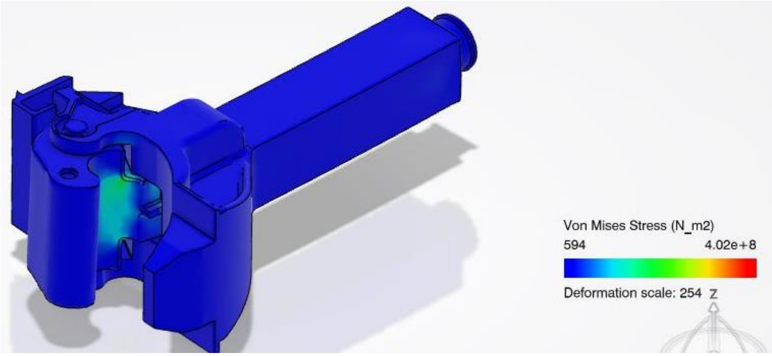
4.1.3. Analisa pada Model Skala 90%

Pada simulasi dengan model *assembly knuckle* 90% yang memiliki ukuran seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.7.

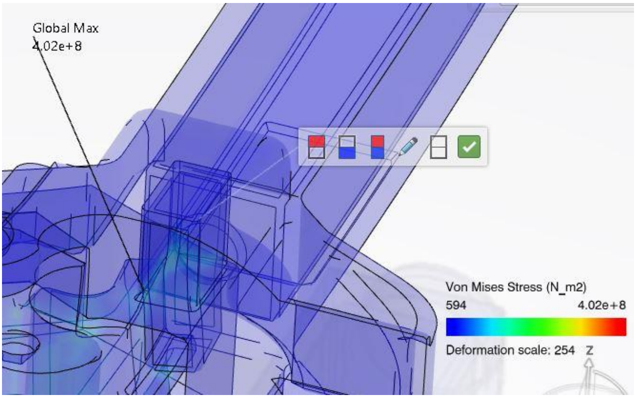


Gambar 4.7 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 90%

Simulasi pembebanan tarik pada model ini ditunjukan pada Gambar 4.8, simulasi pembebanan tarik ini menghasilkan tegangan tarik sebesar 402 MPa dengan konsentrasi tegangan berada pada sisi *knuckle jaw* seperti pada model skala 100% dan posisi tegangan maksimum terjadi pada bagian sisi *locking pin* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.9. Untuk utilisasi tegangan tarik yang terjadi masih aman karena tegangan maksimum yang terjadi belum melebihi batas aman tegangan maksimum pada bagian *body*, oleh karena itu tidak perlu dilakukan pengecekan lebih lanjut pada bagian *body*.

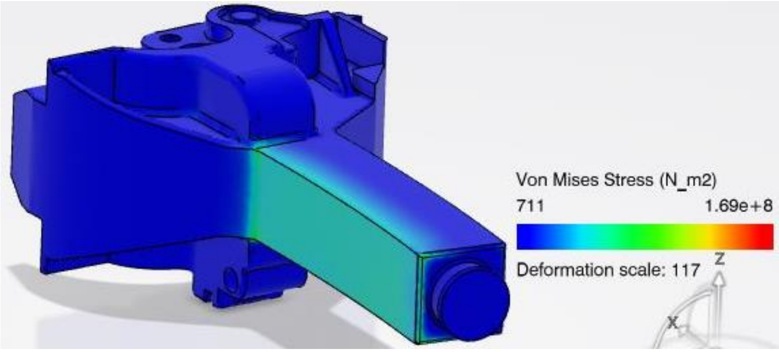


Gambar 4.8 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 90%

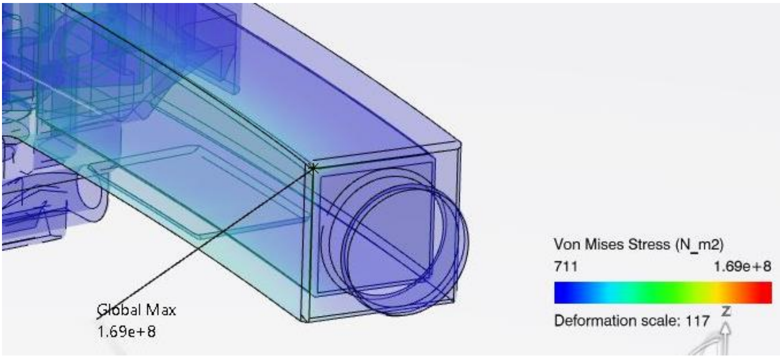


Gambar 4.9 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian *locking pin*

Sedangkan pada simulasi pembebanan tekan, tegangan tekan yang terjadi adalah sebesar 169 MPa dengan konsentrasi tegangan tekan berada pada batang *body* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.10, hal ini juga sama seperti konsentrasi tegangan tekan pada model 100% dan tegangan tekan maksimum berada pada sisi dudukan seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.11.



Gambar 4.10 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 90%

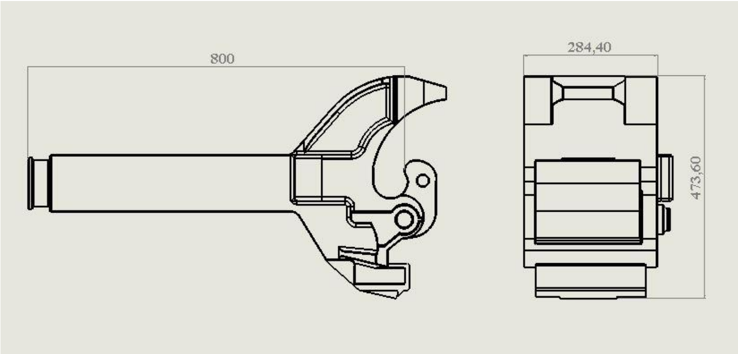


Gambar 4.11 Posisi tegangan tekan maksimal yang terjadi pada bagian dudukan

Pada Pembebanan tekan, tegangan maksimum yang terjadi belum melampaui batas aman dari utilisasi tegangan tekan material *body*, dengan begitu tegangan tekan yang terjadi masih dalam batas amannya.

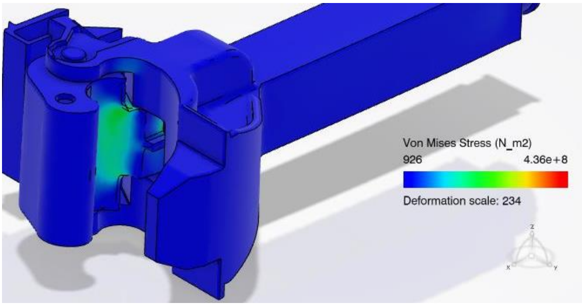
4.1.4. Analisa pada Model Skala 80%

Untuk model *assembly knuckle* 80% memiliki ukuran seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.12.

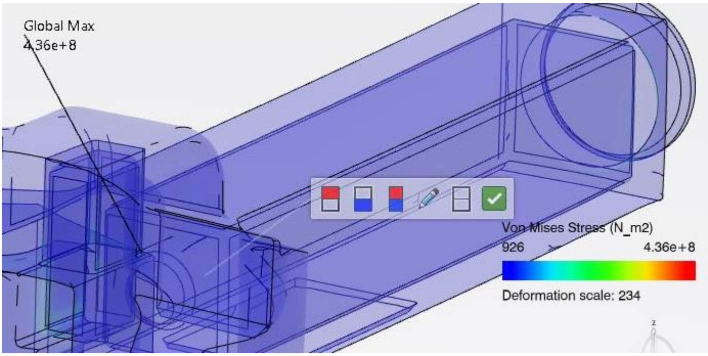


Gambar 4.12 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 80%

Simulasi pembebanan tarik ditunjukan pada Gambar 4.13 dengan posisi tegangan maksimum ada pada bagian *locking pin* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.14, simulasi ini menghasilkan tegangan tarik sebesar 436 MPa dengan konsentrasi tegangan berada pada sisi *knuckle jaw*. Dengan demikian, pada utilisasi tegangan tarik yang terjadi masih dalam batas amannya dikarenakan tegangan maksimum yang terjadi belum melewati batas aman dari material *grade D steel.*

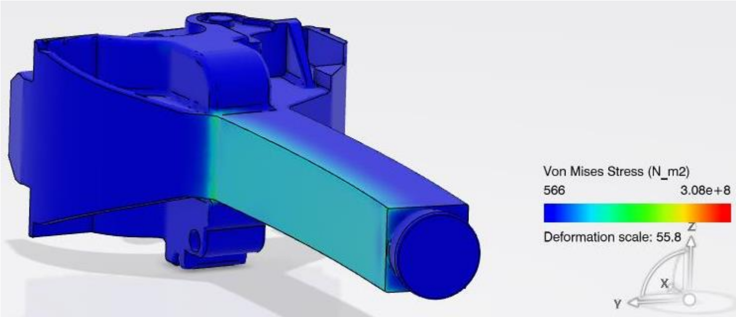


Gambar 4.13 Distribusi tegangan tarik yang terjadi pada model skala 80%



Gambar 4.14 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian *locking pin*

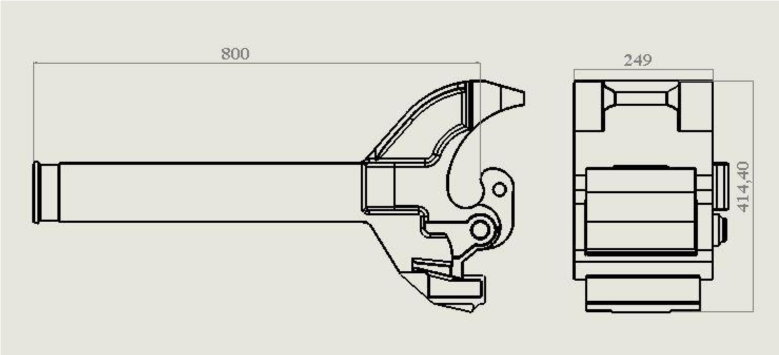
Tegangan tekan yang terjadi adalah sebesar 308 MPa dengan konsentrasi tegangan tekan berada pada batang *body* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.15. Untuk utilisasi tegangan tekan yang terjadi masih di dalam batas amannya karena belum melebihi utilisasi tegangan tekan pada *body*.



Gambar 4.15 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 80%

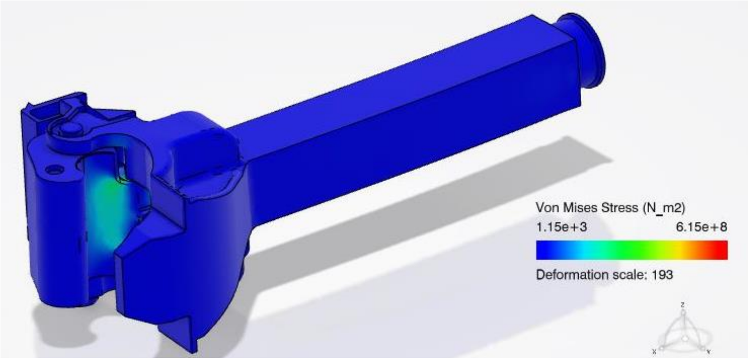
4.1.5. Analisa pada Model Skala 70%

Pada simulasi dengan model *assembly knuckle* 70% yang memiliki ukuran seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.16.



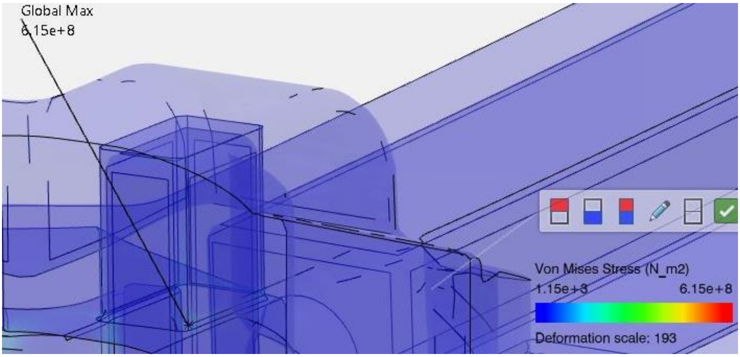
Gambar 4.16 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 70%

Simulasi pembebanan tarik pada model ini ditunjukan pada Gambar 4.17, simulasi ini menghasilkan tegangan tarik sebesar 615 MPa dengan konsentrasi tegangan berada pada sisi *knuckle jaw*. Untuk utilisasi tegangan tarik sendiri model ini sudah tidak diperbolehkan karena telah melebihi batas amannya, baik dari material *grade E steel* yaitu 551,3 MPa maupun dari material *grade D steel* yaitu 480 MPa. Dengan begitu model skala 70% sudah tidak diperbolehkan.



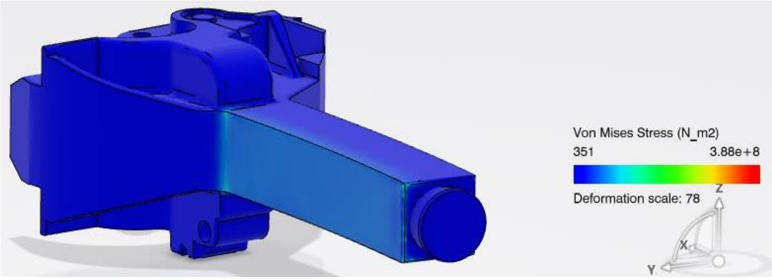
Gambar 4.17 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 70%

Untuk posisi tegangan maksimum yang terjadi berada pada bagian sisi *locking pin* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.18.

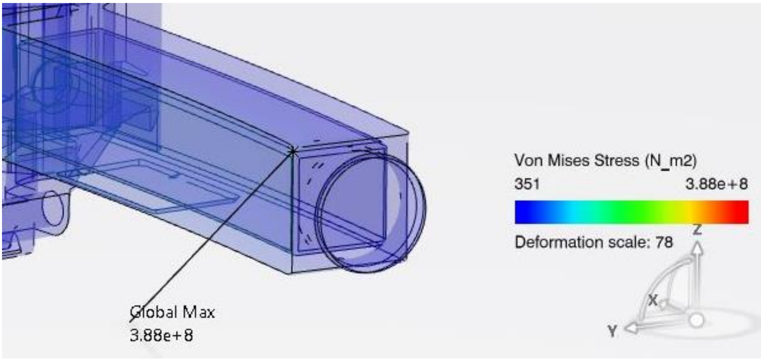


Gambar 4.18 Posisi tegangan tarik maksimal yang terjadi pada bagian *locking pin*

Sedangkan pada simulasi pembebanan tekan, tegangan tekan yang terjadi adalah sebesar 388 MPa dengan konsentrasi tegangan tekan berada pada batang *body* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.19, dan tegangan tekan maksimum berada pada sisi dudukan seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.20.



Gambar 4.19 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 70%

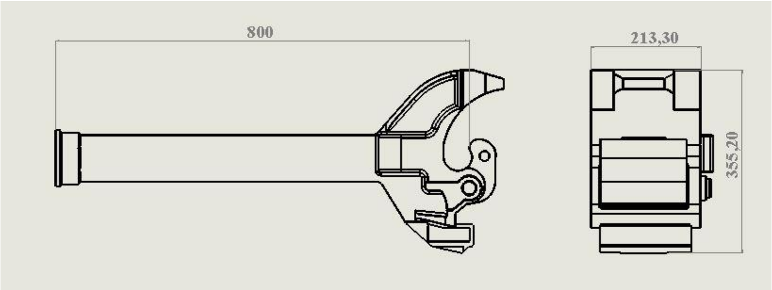


Gambar 4.20 Posisi tegangan tekan maksimal yang terjadi pada bagian dudukan

Pada utilisasi tegangan tekan masih diperbolehkan walaupun tegangan maksimum yang terjadi sangat mendekati batas aman dari material body itu sendiri yaitu 388,7 MPa, sedangkan tegangan maksimum yang terjadi pada body adalah sebesar 388 MPa. meskipun demikian model skala 70% sudah tidak diperbolehkan karena pada utilisasi tegangan tarik sudah melebihi batas amannya.

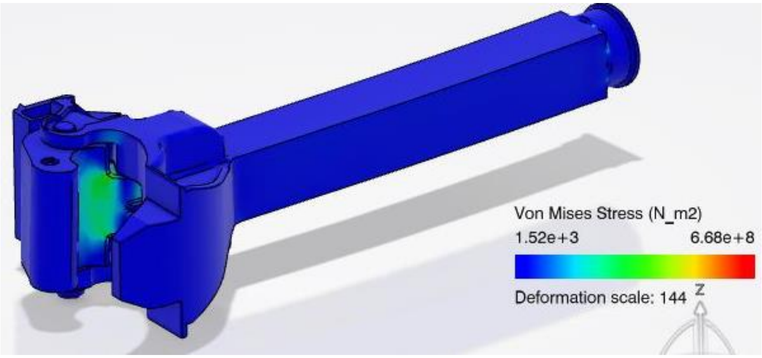
4.1.6. Analisa pada Model Skala 60%

Pada simulasi dengan model *assembly knuckle* 60% yang memiliki ukuran seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.21.



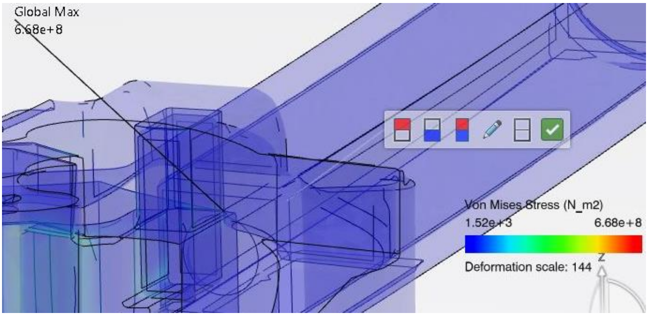
Gambar 4.21 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 60%

Simulasi pembebanan tarik pada model ini ditunjukan pada Gambar 4.22, simulasi ini menghasilkan tegangan tarik sebesar 668 MPa dengan konsentrasi tegangan berada pada sisi *knuckle jaw* seperti pada model skala yang lainnnya. Hal ini sangat jelas bahwa utilisasi tegangan tarik sudah tidak diperbolehkan, karena tegangan maksimum yang terjadi sudah melebihi batas aman dari material *grade E steel*.



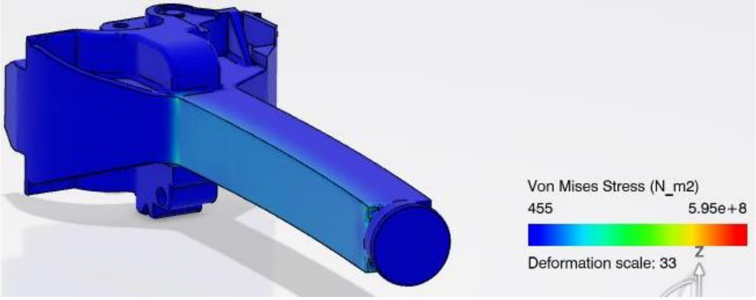
Gambar 4.22 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 60%

Posisi tegangan tarik maksimum yang terjadi masih sama yaitu berada pada posisi *locking pin* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.23.



Gambar 4.23 Posisi tegangan tarik maksimum model skala 60% yang terjadi pada bagian *locking* pin

Sedangkan pada simulasi pembebanan tekan, tegangan tekan yang terjadi adalah sebesar 595 MPa dengan konsentrasi tegangan tekan berada pada batang *body* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.24.



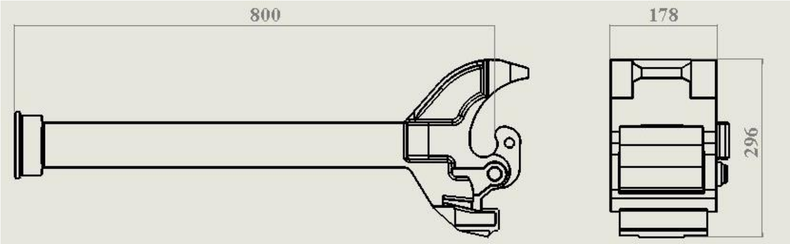
Gambar 4.24 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 60%

Tegangan tekan meningkat cukup tinggi dibandingkan model skala 70%, hal ini dikarenakan ukuran pada posisi tegangan tekan yang paling kristis yaitu pada batang *body* mengalami penurunan cukup signifikan menjadi lebih kecil dari ukuran dudukannya, dengan demikian terjadi konsentrasi tegangan tekan cukup tinggi pada sisi batang *body* yang memiliki ukuran lebih kecil dari dudukan.

Untuk utilisasi tegangan tekannya juga tidak diperbolehkan karena tegangan maksimum yang terjadi sudah di atas batas amannya.

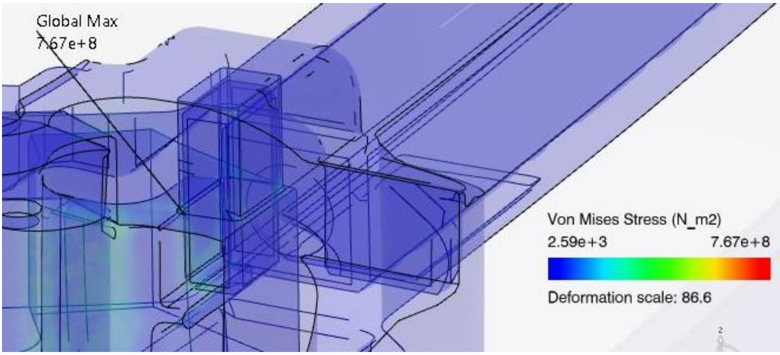
4.1.7. Analisa pada Model Skala 50%

Simulasi pada model 50% tetap dilakukan untuk mendapatkan analisa tegangan tarik dan tekan yang terjadi sehingga dapat dilakukan analisa variasi tegangan tarik dan variasi tegangan tekan yang terjadi pada setiap skala. Untuk ukuran pada model skala 50% ini ditunjukan pada Gambar 4.25.

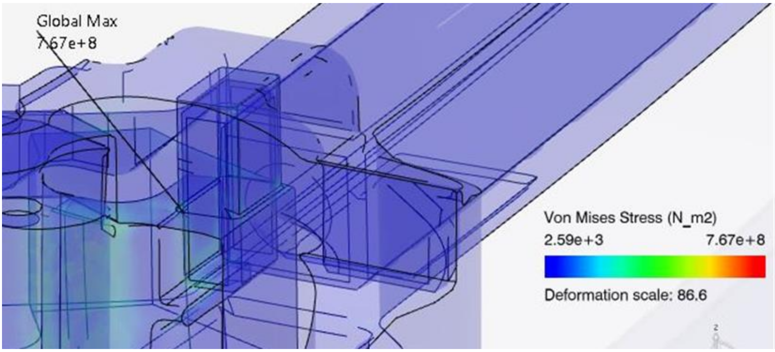


Gambar 4.25 Ukuran desain *knuckle* dengan skala ukuran 50%

Simulasi pembebanan tarik pada model skala 50% ini ditunjukan pada Gambar 4.26, simulasi ini menghasilkan tegangan tarik sebesar 767 MPa dengan konsentrasi tegangan berada pada sisi *knuckle jaw* sama seperti variasi model lainnya dan posisi tegangan maksimum terjadi masih sama seperti pada model lainnya, yaitu terletak pada bagian sisi *locking pin* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.27.

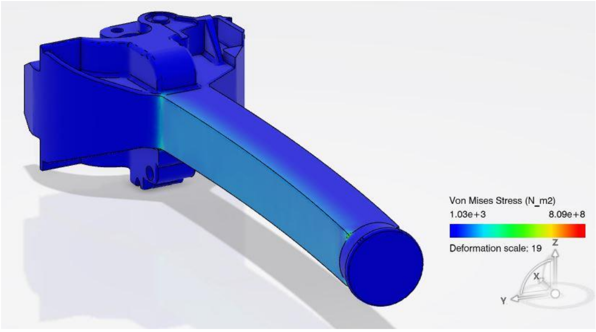


Gambar 4.26 Tegangan tarik yang terjadi pada simulasi model skala 50%

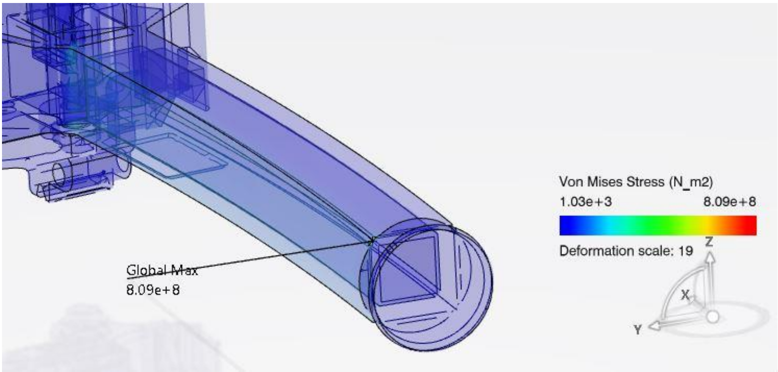


Gambar 4.27 Posisi tegangan tarik maksimal model skala 50% yang terjadi pada bagian *locking pin*

Sedangkan pada simulasi pembebanan tekan, tegangan tekan yang terjadi adalah sebesar 809 MPa dengan konsentrasi tegangan tekan berada pada batang *body* seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.28, dan tegangan tekan maksimum berada pada sisi dudukan seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.29. Tegangan tekan yang terjadi sudah sangat tinggi apabila dibandingkan dengan tegangan tekan pada model skala lainnya, hal ini dikarenakan ukuran batang *body*, tempat terjadinya konsentrasi tegangan tekan memiliki luasan penampang yang sudah terlalu kecil untuk menahan beban tekan.



Gambar 4.28 Konsentrasi tegangan tekan yang terjadi pada model skala 50%



Gambar 4.29 Posisi tegangan tekan maksimal model skala 50 % yang terjadi pada bagian dudukan

Pada model skala 50%, utilisasi tegangan tarik maupun utilisasi tegangan tekan sudah tidak diperbolehkan karena telah jauh melebihi batas aman dari material *grade E steel* maupun *grade D steel.* Oleh karena itu model skala 50% tidak diperbolehkan.

4.2. Analisa Variasi Tegangan Tarik

Setelah melakukan simulasi pada setiap model *coupler*, maka didapat variasi tegangan tarik yang terjadi pada setiap modelnya, dengan demikian kita dapat mengetahui pada model mana saja tegangan tarik tersebut melebihi batas amannya

Gambar 4.30 Grafik variasi tegangan tarik yang terjadi pada setiap variasi model

Pada grafik di Gambar 4.30 menunjukan bahwa model skala 100%, 90%, dan 80% dan memiliki hasil simulasi dengan tegangan tarik masih dibawah batas amannya dari kedua material dengan posisi tegangan tarik maksimal berada seragam pada bagian penguncinya. Perbedaan tegangan tarik yang cukup signifikan terjadi antara model skala 80% dan skala 70%. Pada model skala 70% dan 60%, tegangan tariknya sudah melebihi batas aman dari kedua material, walaupun masih dibawah tegangan tarik maksimum yang mampu ditahan oleh kedua material tersebut. Pada model skala 50%, tegangan maksimum yang terjadi telah melebihi tegangan tarik maksimum yang mampu di tahan oleh material *grade D steel*, tetapi masih dapat dibawah *ultimate tensile*

strength dari material *grade E steel*. Oleh karena itu, variasi model skala 80% merupakan model yang memiliki ukuran minimum yang memiliki tegangan tarik masih di bawah batas amannya.

4.3. Analisa Variasi Tegangan Tekan

Pada simulasi pembebanan tekan terhadap model *assembly knuckle*, didapat variasi tegangan tekan pada setiap modelnya, oleh karena itu kita dapat mengetahui, model mana saja yang masih mampu menahan beban tekan pada saat LRT beroperasi.

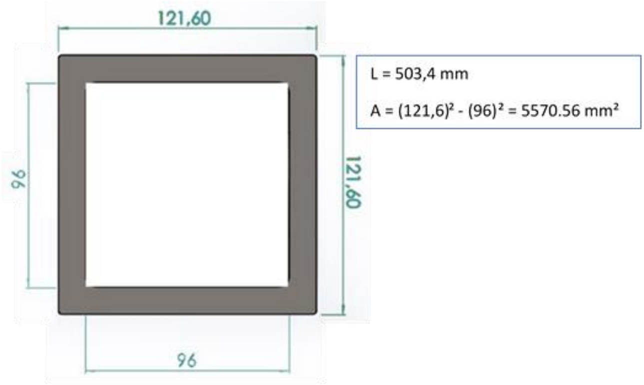
Gambar 4.31 Grafik variasi tegangan tekan yang terjadi pada setiap modelnya

Dapat kita lihat pada grafik di Gambar 4.31, bahwa pada model 100%, 90%, 80%, dan 70% mengalami tegangan tekan yang masih di bawah batas amannya dari kedua material, baik *grade E steel* maupun *grade D steel*, dengan tegangan maksimum terjadi

seragam yaitu pada posisi dudukan. Perbedaan tegangan tekan sangat signifikan antara model skala 70% dan 60%. Ketika model skala 60% diberikan beban tekan, menghasilkan tegangan tekan yang melebihi kapasitas yang mampu ditahan oleh material *grade D steel*, tepat pada bagian body.begitu pula pada model skala 50%, tegangan maksimum yang terjadi sangat tinggi hingga melebihi kekuatan tegangan tekan yang dimiliki oleh kedua material tersebut. Dengan demikian, model skala 70% merupakan model yang memiliki ukuran paling minimum yang mampu menahan tegangan. Meskipun demikian, pada utilisasi tegangan tarik, model 70% tidak diperbolehkan, oleh karena itu model skala 80% merupakan model yang paling optimum yang diperbolehkan baik dari utilisasi tegangan tarik dan utilisasi tegangan tekan.

4.4. Analisa *Buckling*

Pada analisa *buckling*, analisa dilakukan secara perhitungan manual. Buckling terjadi pada saat *coupler* diberikan beban tekan dengan konsentrasi tekuk terjadi pada batang *body* Gambar 4.32 memperlihatkan ukuran penampang batang *body* pada model skala 80% yang mengalami *buckling* dengan panjang batang 503,4 mm.



Gambar 4.32 *Ukuran penampang batang body mode skala 80%*

Untuk momen inersianya sendiri digunakan rumus 2.9 dengan perhitungan sebagai berikut

$$I = \frac{1}{12} bh^3 - \frac{1}{12} b'h'^3$$

$$I = \frac{1}{12}(121,6)(121,6)^3 - \frac{1}{12}(96)(96)^3$$

$$I = 11,14 \; x \; 10^6 \; mm^4$$

Sedangkan, untuk perhitungan radius girasinya digunakan rumus 2.8 dengan perhitungan sebagai berikut :

$$r_g = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r_g = \sqrt{\frac{11,14 \; x \; 10^6 \; mm^4}{5570,56 \; mm^2}}$$

$$r_g = 44,72 \; mm$$

Selanjutnya, beban kritis buckling didapatkan dengan rumus 2.7 dengan perhitungan sebagai berikut :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(K\frac{L}{r})^2} . A$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (200000 \; {}^{N}/_{mm^2})}{(2,1 \; \frac{503,4 \; mm}{44,72 \; mm})^2} . 5570,56 \; mm^2$$

$$P_{cr} = 19677375,59 \; N$$

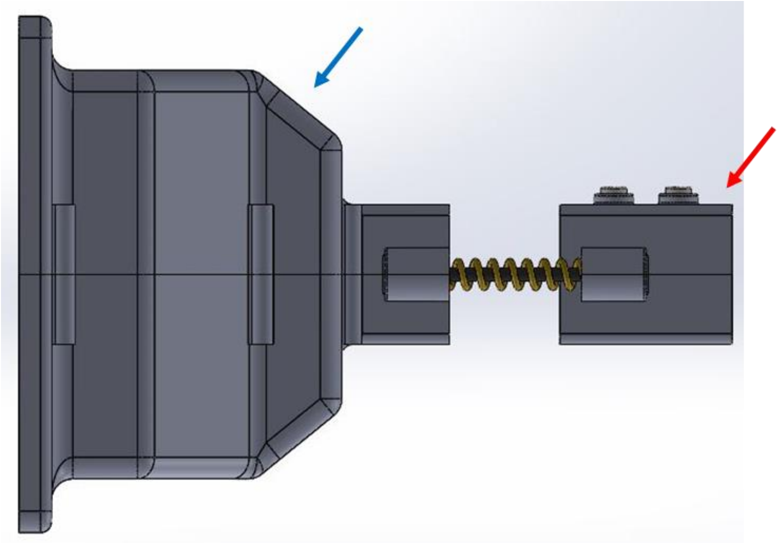
$$P_{cr} = 19677,37 \; kN$$

Dari hasil perhitungan manual di atas dapat disimpulkan bahwa *buckling* yang terjadi pada batang masih sangat aman dikarenakan beban tekan yang terjadi pada batang jauh dibawah beban kritis *buckling*-nya.

$$1029 \quad kN \ll 19677{,}37\, kN \text{ (Aman)}$$

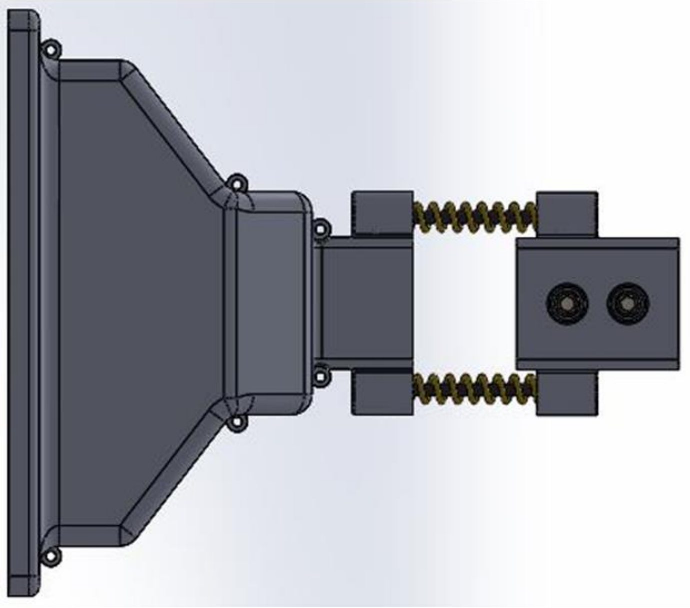
4.5. Desain *Cover Knuckle Coupler*

Setelah dilakukan proses optimasi untuk mengetahui ukuran yang paling optimum dari sambungan LRT tersebut, peneliti membuat desain *cover* agar sambungan tersebut terlindungi dari kondisi ekstrim lingkungan sekitar sambungan. Antara lain kondisi ekstrim tersebut adalah cuaca, tetesan oli, debu, benturan dari batu sekitar rel dan lain-lain. Berikut adalah model *cover* yang di desain, ditunjukan pada Gambar 4.33 dan 4.34.



Gambar 4.33 Penutup sambungan *knuckle* dari tampak samping

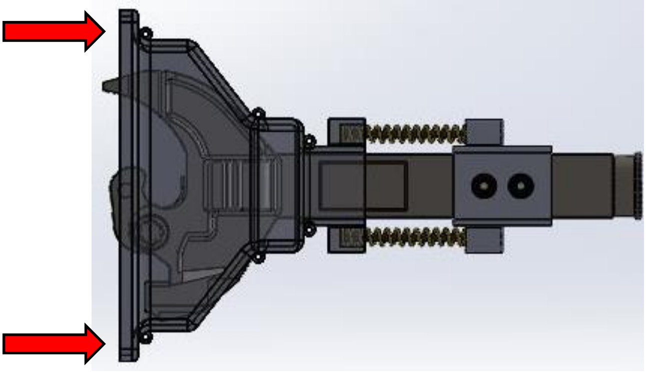
Cover atau penutup didesain dengan mekanisme pegas, dibagi menjadi 2 bagian inti, bagian belakang penutup yang ditunjukan dengan panah merah adalah bagian yang dikunci posisinya pada *body* sehingga tidak dapat bergeser, dan bagian depan penutup yang ditunjukan dengan panah biru adalah bagian yang menutupi posisi sambungan, bagian ini dapat bergeser bebas pada *body knuckle* dan tertahan oleh pegas tekan.



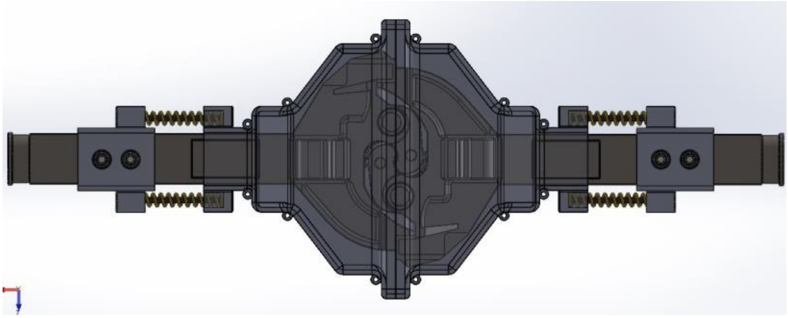
Gambar 4.34 Penutup sambungan *knuckle* dari tampak atas

Material untuk penutup sambungan ini disarankan menggunakan *stainless steel* dengan tipe S316L pada standar ASTM yang memiliki kekuatan cukup tinggi. Walaupun pembebanan pada penutup sambungan ini hanya pembebanan tekan oleh pegas, namun diharapkan penutup sambungan dapat menahan benturan dari luar penutup seperti benturan dengan lontaran batu. *Cover* atau penutup didesain dengan mekanisme

pegas, dibagi menjadi 2 bagian inti, bagian belakang penutup yang ditunjukan dengan panah merah adalah bagian yang dikunci posisinya pada *body* sehingga tidak dapat bergeser, dan bagian depan penutup yang ditunjukan dengan panah biru adalah bagian yang menutupi posisi sambungan, bagian ini dapat bergeser bebas pada *body knuckle* dan tertahan oleh pegas tekan. Dengan demikian, ketika posisi tersambung, penutup dapat tetap menempel rapat. Mekanisme ini ditunjukan pada Gambar 4.35 dan 4.36.



Gambar 4.35 Posisi penutup ketika akan tertekan oleh penutup *coupler* pasangannya



Gambar 4.36 Pegas tertekan dan posisi penutup saling menutup rapat

Posisi pada Gambar 4.35 memperlihatkan saat *knuckle* belum berpasangan, posisi penutup sedikit maju karena pegas tekan sedang dalam keadaan tidak tertekan. Dan ketika posisi tersambung seperti yang ditunjukan pada Gambar 4.36, penutup tertekan oleh penutup pasangannya sehingga kedua penutup menempel rapat dan pegas dalam keadaan tertekan.

Dengan mekanisme penutup seperti ini, diharapkan penutup dapat mentoleransi setiap jarak yang terjadi ketika sambungan sedang beroperasi, baik saat sambungan dalam keadaan tertarik dan tertekan, dengan begitu tidak ada celah antar penutup ketika sedang beroperasi.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari analisis yang telah dilakukan, didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Coupler knuckle model skala 80% merupakan ukuran yang paling optimum yang dapat menahan beban tarik dan tekan pada LRT saat beroperasi. Dengan ukuran terdapat pada gambar teknik di Lampiran B.
2. Pengurangan ukuran secara skala pada setiap bagian coupler dengan perbedaan setiap variasi 10% menghasilkan tegangan maksimum yang meningkat pada setiap iterasinya, pada model skala 100%, 90%, 80%, 70%, 60% dan 50% menghasilkan tegangan tarik maksimum secara berturut-turut sebesar 308 MPa, 402 MPa, 436 MPa, 615 MPa, 668 MPa dan 767 MPa, dan tegangan tekan maksimum yang terjadi secara berturut-turut sebesar 144 MPa, 169 MPa, 308 MPa, 388 MPa, 595 MPa dan 809 MPa.
3. Desain penutup untuk model skala 80% dibuat dengan mekanisme pegas tekan dan penutup dapat bergeser dari posisinya untuk memastikan bahwa penutup selalu dalam posisi menempel dengan penutup pasangannya.
4. Manfaat praktis apabila hasil penelitian ini diimplementasikan pada sambungan LRT adalah mengurangi beban dari massa *coupler* itu sendiri, yang asalnya memiliki bobot 301,46 Kg menjadi 269,51 Kg, maka beban yang berkurang adalah sekitar 32 Kg. Selain itu dari segi kebutuhan material untuk produksi juga berkurang, dari yang asalnya memiliki volume 38500,36 cm^3, menjadi

34419,66 cm^3. Manfaat utama yang diharapkan adalah PT INKA dapat menggunakan *shock-absorber* yang diperuntukan untuk LRT tanpa harus mengimpor bagian sambungan *schafenberg coupler*-nya, melainkan memproduksi secara mandiri *knuckle coupler* hasil *re-design* pada penelitian ini.

5.2. Saran

Hasil simulasi ini merupakan pendekatan menggunakan metode elemen hingga sehingga hasil simulasi tidak mungkin sepenuhnya sama dengan kondisi pada kenyataannya. Oleh karena itu dirasa perlu untuk dilakukan proses pembuatan *prototyping* desain tersebut agar dapat dilakukan tes fisik secara langsung untuk mengetahui hasil tegangan tarik dan tekan yang sesungguhnya terjadi di lapangan. Sehingga proses optimasi ukuran ini dapat dijadikan sebagai patokan serta bahan pertimbangan dengan tujuan mempersingkat waktu dan materiil saat proses *prototyping*.

Desain dari *locking pin* sendiri dinilai sebagai *part* yang sangat kritis pada pembebanan tarik sehingga dirasa perlu dilakukan *re-design* pada bagian ini, baik *re-design* geometri maupun materialnya. Penulis menyarankan untuk mengubah material locking pin menjadi S960QL yang memiliki ultimate tensile strength lebih tinggi dari ASTM A633 *grade E steel* (material *properties* dapat dilihat pada lampiran A). Dengan demikian diharapkan geometri dan ukuran *knuckle* dapat dilakukan optimasi lebih lanjut pada penelitian selanjutnya.

DAFTAR PUSTAKA

[1] ANSYS, Inc., (2012). "***Ansys Static Structural Theory Guide**." UK: ANSYS, Inc.

[2] Anwer, N., and Mathieu, L., 2016. "From Reverse Engineering to Shape Engineering in Mechanical Design." ***CIRP Annals - Manufacturing Technology***: 165–68.

[3] Cash, J., Kim, M., and Mirman, C., 2018. "Developing Theory-Driven Design Research." ***Design Studies*** 56: 84–119.

[4] Chunduru, S., 2011. "Failure Analysis of Railroad Couplers of AAR Type E." ***Engineering Failure Analysis*** 18(1): 374–85.

[5] Dassault Systèmes, 2017. "**3DEXPERIENCE User Assistance R2018x**."

[6] Deutschman, A.D., Michels, W.J., and Wilson W.E., 1975. ***Machine Design; Theory and Practice***. New York: Macmillan Publishin Co., Inc.

[7] European Committe for Standarization, 2010. "Structural Requirements of Railway Vehicle Bodies" ***Railway application*** **(EN-12663-1)**: 16–27.

[8] Hibbeler, R., 2013. ***Mechanics of Materials 8th Edition***. New Jersey: Perason Prentice-Hall.

[9] Lundberg, J., Rantatalo, M., Wanhainen, C., and Casselgren, J., 2015. “Measurements of Friction Coefficients between Rails Lubricated with a Friction Modifier and the Wheels of an IORE Locomotive during Real Working Conditions.” ***Wear*** 324–325: 109–17.

[10] Shigley, J.E., Mischke, C.R., and Budynas, R.G., 2008. ***Mechanical Engineering Design***. New York: McGraw-Hill Education.

[11] Steel Founders’ Society of America, 2009. ***Steel Castings Handbook Supplement 2***. Illionis.

[12] Transit Cooperative Research Program, 2012. ***Track Design Handbook for Light Rail Transit***. Washington, D.C.: Transportation Research Board.

[13] Walpole, S.C., Prieto, D., Edwards, P., and Cleland, J., 2012. “The Weight of Nations: An Estimation of Adult Human Biomass” **BMC Public Health** 12 : (1)

[14] Yuan, Z., Sun, C., and Wang, Y., 2018. “Design for Manufacture and Assembly-Oriented Parametric Design of Prefabricated Buildings.” ***Automation in Construction*** **88**: 13–22.

LAMPIRAN A
SIFAT-SIFAT MEKANIS MATERIAL

A.1 Kualitas dan perlakuan khusus pada tingkatan AAR M201

AAR - M - 201 Steel Castings				
Grade & Heat Treatment		**Mechanical Properties**		
Grade	**Heat Treatment**	**Tensille Strength (MPa)**	**Yield Strength (MPa)**	**Elongation (%)**
A	unannealed	411	206	26
B	N or NT	480	260	24
B+	N or NT	551	344	24
C	NT or QT	617	411	22
D	QT	720	583	17
E	QT	827	689	14

Notes :
N : Normalized
T : Tempered
Q : Quenched

A.1 Sifat-sifat material AAR M201 Grade E Steel

Young's Modulus	2 x 10^5 MPa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7,83 x 10^{-6} kg/mm³
Thermal Expansion	1,2 x 10^{-5} 1/°C
Tensile Yield Strength	689 MPa
Compressive Yield Strength	689 MPa
Tensile Ultimate Strength	827 MPa

A.2 Komposisi material AAR M201 Grade E Steel

Maximum Percentage	**Grade E (%)**
Carbon	0,32
Manganese	1,85
Phosphorus	0,04
Sulfur	0,04
Silicon	1,5

A.3 Sifat-sifat material AAR M201 Grade D Steel

Young's Modulus	2 x 10^5 MPa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7,83 x 10^{-6} kg/mm³
Thermal Expansion	1,2 x 10^{-5} 1/°C
Tensile Yield Strength	583 MPa
Compressive Yield Strength	583 MPa
Tensile Ultimate Strength	720 MPa

A.4 Komposisi material AAR M201 Grade D Steel

Maximum Percentage	Grade E (%)
Carbon	0,32
Manganese	1,85
Phosphorus	0,04
Sulfur	0,04
Silicon	1,5

A.5 Sifat-sifat material S316L

Young's Modulus	1,65 x 10^5 MPa
Poisson's Ratio	0,265
Density	8,02 x 10^{-6} kg/mm^3
Thermal Expansion	1,65 x 10^{-5} 1/°C
Tensile Yield Strength	332 MPa
Compressive Yield Strength	332 MPa
Tensile Ultimate Strength	673 MPa

A.6 Komposisi material S316L

Maximum Percentage	Grade E (%)
Carbon	0,03
Manganese	2,0
Phosphorus	0,045
Sulfur	0,03
Silicon	0,75
Chromium	18,0
Molybdenum	3,0

A.7 Sifat-sifat material S960QL

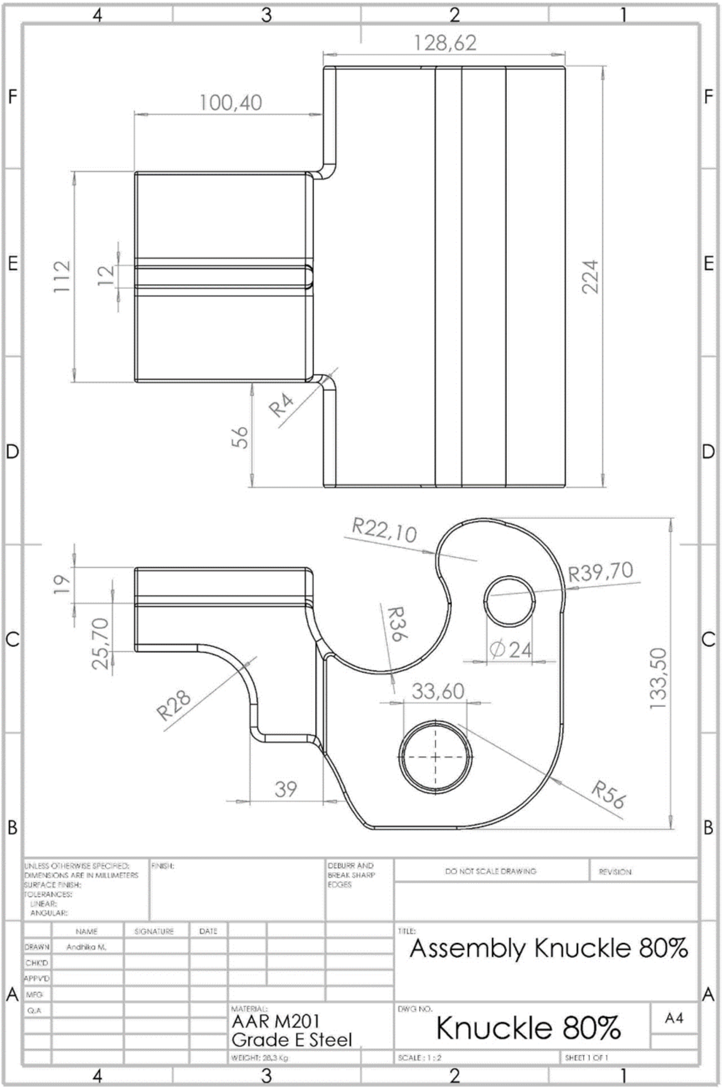
Young's Modulus	2,1 x 10^{5} MPa
Poisson's Ratio	0,32
Density	7,85 x 10^{-6} kg/mm³
Thermal Expansion	1,23 x 10^{-5} 1/°C
Tensile Yield Strength	960 MPa
Compressive Yield Strength	960 MPa
Tensile Ultimate Strength	1150 MPa

A.8 Komposisi material S960QL

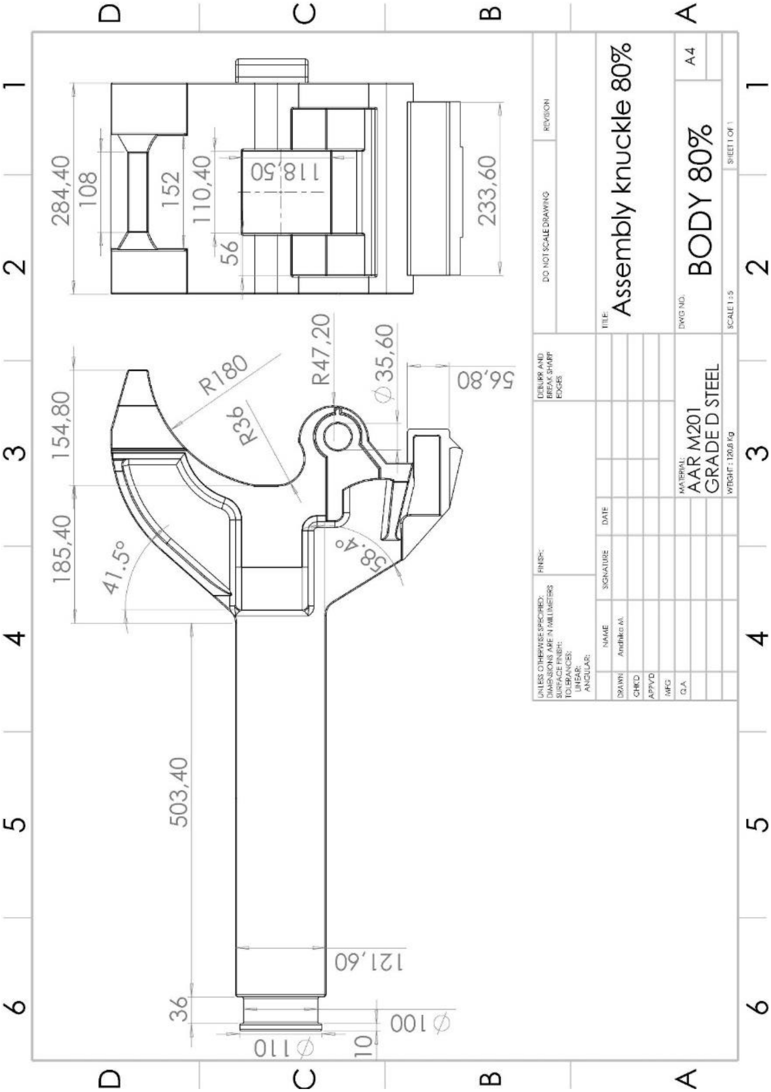
Maximum Percentage	**Grade E (%)**
Carbon	0,2
Manganese	1,70
Phosphorus	0,02
Sulfur	0,01
Silicon	0,8
Chromium	1,50
Molybdenum	0,7

LAMPIRAN B
GAMBAR TEKNIK *PULLEY*

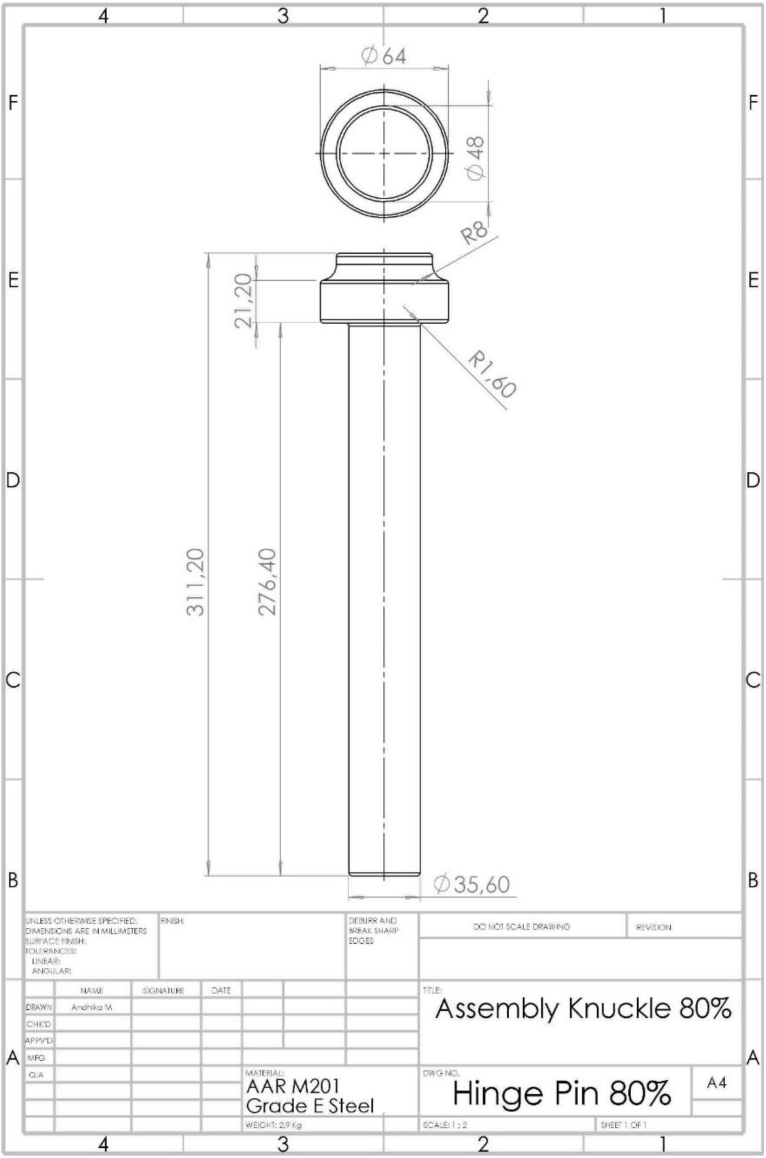
B.1 Gambar teknik bagian knuckle jaw 80%



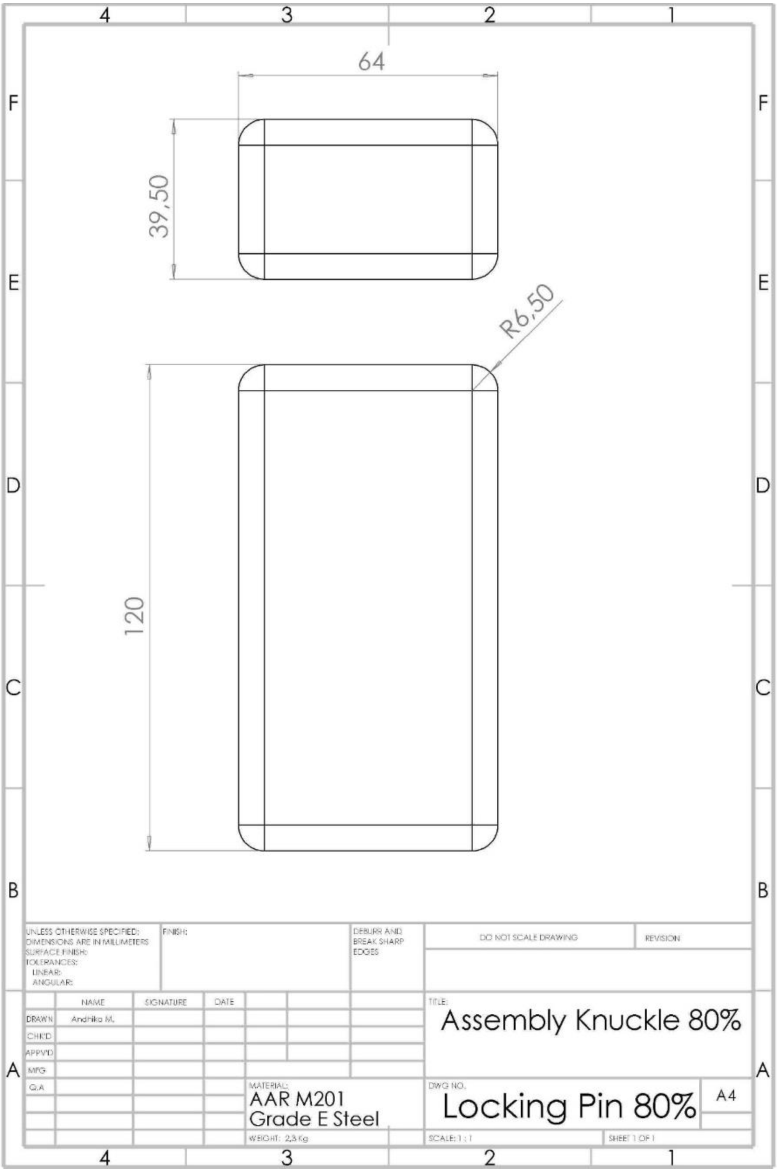
B.2 Gambar teknik bagian body 80%



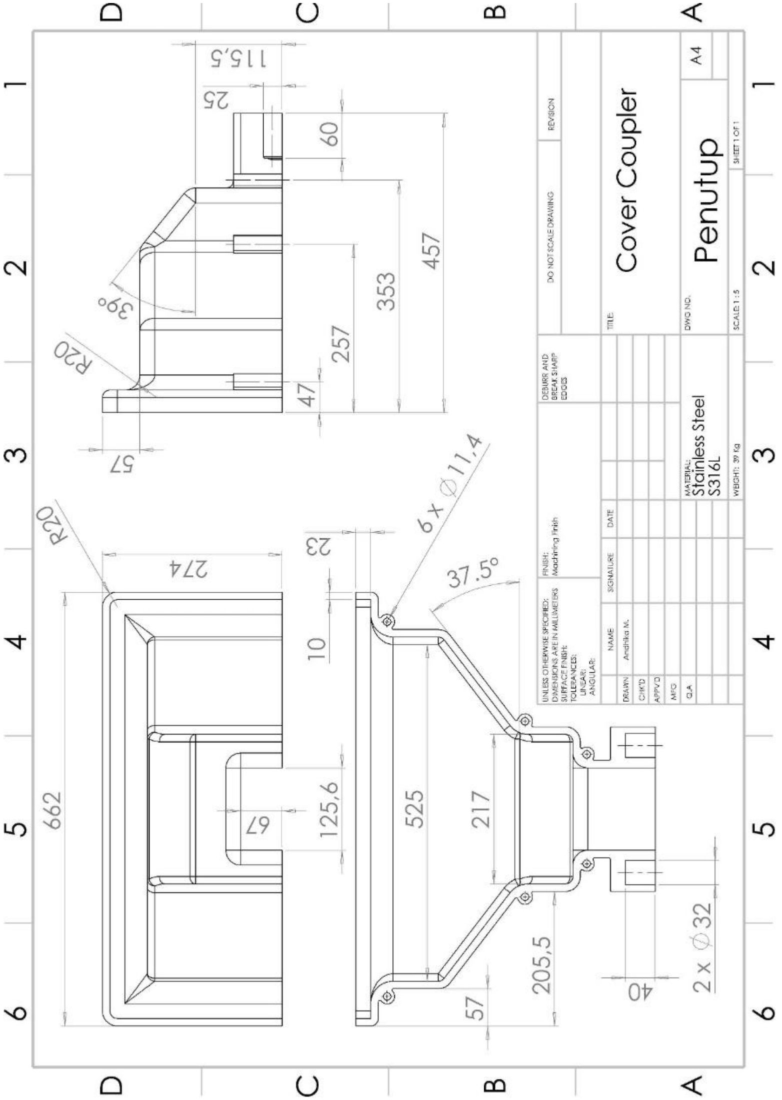
B.3 Gambar teknik bagian hinge pin 80%



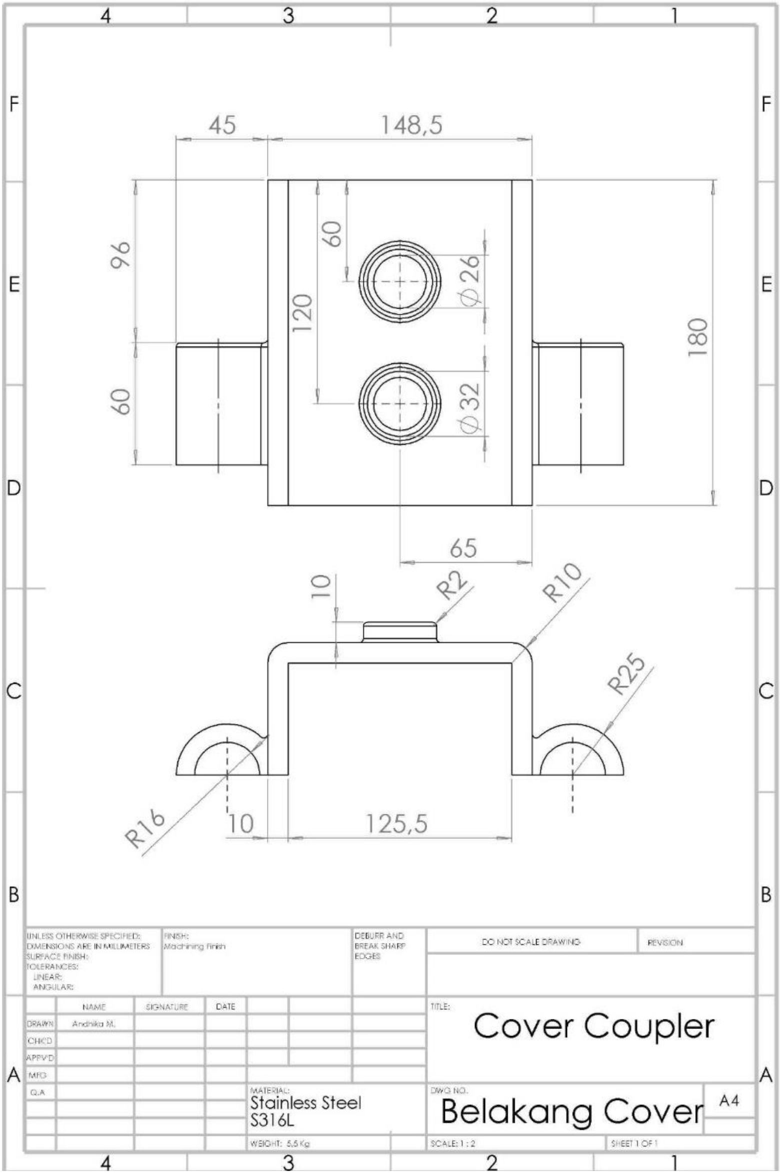
B.4 Gambar teknik bagian locking pin 80%



B.5 Gambar teknik bagian penutup coupler



B.6 Gambar teknik bagian belakang cover coupler



BIODATA PENULIS

Andhika Muttaqien Priyambodo dilahirkan di Bandung, 31 Mei 1993 merupakan anak kedua dari dua bersaudara dari pasangan Budiyanto dan Endang Widiastuti. Penulis memulai pendidikan formal di SD Istiqomah Bandung pada tahun 1999-2005. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Bandung pada tahun 2005-2008, kemudian penulis melanjutkan pendidikannya di SMAN 3 Bandung pada tahun 2008-2011. Setelah itu penulis melanjutkan pendidikannya ke jenjang D-3 Jurusan Teknik Manufaktur Prodi *General Mechanic* di Politeknik Manufaktur Negeri Bandung (POLMAN) pada tahun 2012-2015, dengan tugas akhir pada bidang perancangan dan pembuatan dudukan motor penggerak rolling door. Semasa kuliah penulis aktif menjadi Ketua Logistik di Perhimpunan Penjelajah Alam Jamadagni Bandung periode 2012-2014, serta mengikuti program kerja praktik di PT Fuji Seiki Indonesia sebagai *Quality Control Staff* pada bulan Maret - Desember 2014. Setelah lulus D3, penulis sempat bekerja di PT Sumitomo Hard Metal Indonesia sebagai *Production Engineering* pada tahun 2015-2016.

Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikannya ke jenjang S-1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui program Lintas Jalur. Penulis mengambil bidang studi Mekanika Benda Padat dengan tugas akhir spesifik pada *size optimization design*. Penulis dapat dihubungi melalui email dengan alamat andhikamuttaqien@gmail.com.