



**TUGAS AKHIR - TM18435**

# **ANALISIS DINAMIK *AUTOMATIC COUPLER* KERETA RINGAN SAAT PROSES *COUPLING***

**IZZAN AMINUL MAJID**  
NRP 0211164000078

Dosen Pembimbing  
Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA - 2020



**TUGAS AKHIR - TM18435**

# **ANALISIS DINAMIK *AUTOMATIC COUPLER* KERETA RINGAN SAAT PROSES *COUPLING***

**IZZAN AMINUL MAJID**  
NRP 0211164000078

Dosen Pembimbing  
Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA - 2020

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## HALAMAN PENGESAHAN

### **ANALISIS DINAMIK *AUTOMATIC COUPLER* KERETA RINGAN SAAT PROSES *COUPLING***

#### **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Oleh :

**Izzan Aminul Majid**

NRP. 02111640000078

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. **Achmad Syaifudin, ST., MEng., Ph.D.** (Pembimbing)  
NIP. 197909262005011001
2. **Ir. Julendra B Ariatedja, MT.** (Penguji 1)  
NIP. 196508101991021001
3. **Yusuf Kaelani Ir., M.Sc.F** (Penguji 2)  
NIP. 196511031990021001
4. **Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng,PhD.** (Penguji 3)  
NIP. 19820210200601002

**SURABAYA**

**AGUSTUS 2020**

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## ANALISIS DINAMIK *AUTOMATIC COUPLER* KERETA RINGAN SAAT PROSES *COUPLING*

**Nama Mahasiswa** : Izzan Aminul Majid  
**NRP** : 02111640000078  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Achmad Syaifudin ST., M.Eng.,  
Ph.D

### ABSTRAK

Peningkatan kebutuhan akan transportasi di Indonesia berbanding lurus dengan perkembangan transportasi di Indonesia. Salah satu langkah pemerintah dalam menghadapi hal ini adalah dengan meningkatkan Tingkat Komponen Dalam Negeri (TKDN) pada komponen-komponen kereta. Salah satu pengembangan pada komponen kereta telah dilakukan oleh David yang menghasilkan prototipe *automatic coupler* untuk kereta ringan. Agar *automatic coupler* ini dapat digunakan, perlu dilakukan perubahan desain serta penelitian dalam pengoperasiannya di mana salah satunya adalah kecepatan agar proses *coupling* dapat terjadi.

Dalam melakukan penelitian ini, *automatic coupler* kereta ringan mengacu pada standar EN 16019:2014 dengan pembebanan kereta ringan yang mengacu pada standar ASME RT-1-2010 dan prosedur pengujian yang mengacu pada standar APTA PR-CS-RP-019-11. Penelitian dilakukan dengan perhitungan manual dan simulasi numerik. Perhitungan manual dilakukan untuk menghitung pembebanan pada *automatic coupler* serta kecepatan yang diperlukan untuk proses *coupling*. Sedangkan simulasi numerik dilakukan untuk melakukan analisis lintasan dan kekuatan material pada *automatic coupler*.

Dari hasil penelitian ini didapatkan bahwa pada kondisi AW 0, kecepatan yang dibutuhkan untuk memulai proses *coupling* adalah 0,519 km/jam. Dengan menggunakan kecepatan tersebut, dilakukan simulasi numerik untuk melakukan analisis lintasan.

Hasil dari analisis lintasan membuktikan bahwa desain awal *automatic coupler* tidak bisa melakukan *coupling* secara sempurna sehingga dilakukan perubahan desain pada *hooked plate*, *locking device* dan *cover*. Kedua desain *automatic coupler* diuji pada posisi *coupled* dengan menggunakan simulasi *static structural* dengan beban 400 ton dan didapatkan hasil bahwa desain awal *automatic coupler* tidak memenuhi kondisi static karena adanya gaya berlebih sebesar 8,5 kN. Untuk mengetahui ketahanan *automatic coupler* terhadap beban impak, *automatic coupler* diuji pada simulasi *static structural* dengan beban impak sebesar 288 kN. Beban ini terjadi saat kecepatan *coupling* maksimum sebesar 1.0580 km/jam. Dengan gaya tersebut dihasilkan *equivalent stress* dengan nilai 123,78 MPa dan *safety factor* 2,0197. Dari hasil simulasi ini didapatkan bahwa *automatic coupler* tidak mengalami deformasi permanen ketika menerima beban impak.

**Kata Kunci :** *Automatic Coupler*, *coupling*, impak

## ***DYNAMIC ANALYSIS OF LIGHT RAIL AUTOMATIC COUPLER WHILE COUPLING PROCESS***

***Name*** : Izzan Aminul Majid  
***NRP*** : 02111640000078  
***Department*** : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
***Advisor*** : Achmad Syaifudin ST., M.Eng.,  
Ph.D

### ***ABSTRACT***

*The increment of the need for transportation in Indonesia is parallel with transportation development in Indonesia. Indonesian Government made a policy to answer this condition by increasing Domestic Component Level (TKDN) for railway components. One of the developments of railway components has been done by David. A prototype of Automatic Coupler for Light Rail is a result of his research. However, to operate the prototype, it still needs modification of design and velocity range so the coupling process can occur.*

*This prototype is referred to EN 16019:2015. The loading is referred to ASME RT-2010 and the test procedure is referred to APTA-PR-CS-RP-019-11. This research conducted with manual calculation and numerical simulation. Manual calculation conducted to calculate the loading and velocity required to occur the coupling process. numerical simulations conducted to perform simulation of path analysis and strength of material of automatic coupler.*

*At AW 0, minimal velocity to occur coupling process is 0.519 km/h. This speed would be an input for path analysis. The result of path analysis proves that the initial design could not occur in the coupling process completely. With the result, the automatic coupler design should be modified. The modification conducted in the hooked plate, locking device, and cover parts. Both automatic coupler designs tested in coupled position by static structural*



*simulation with the loading of 400 tons. The result of testing proves the initial design unable to meet the static condition due to an excessive load of 8,5 kN. To prove the strength of the automatic coupler due to impact load, it tested with an impact load of 288 kN by static structural simulation. This load occurs on the maximum coupling velocity of 1.0580 km/h. In this simulation, the equivalent stress value is 123.78 MPa and a safety factor of 2.0179. This simulation proves the automatic coupler does not permanently deform due to impact loading.*

**Key Words:** *Automatic Coupler, coupling, impact*

## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena atas rahmat dan ridho-Nya Tugas Akhir ini dapat diselesaikan. Tidak lupa juga shalawat serta salam kepada Nabi Muhammad SAW.

Laporan Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memenuhi syarat akademis untuk mencapai kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Dalam melakukan penulisan, penulis menyadari bahwa penelitian ini dapat diselesaikan bukan hanya dengan usaha dan kemampuan penulis saja. Melainkan adanya dukungan dan doa baik secara langsung maupun tidak langsung selama proses penulisan Laporan Tugas Akhir. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga penulis yaitu, bapak Didik Budi Utomo , ibu Dyah Ernawati dan Kakak Raissa Nur Fauzia yang telah membantu menjaga semangat penulis agar tidak lekas patah.
2. Bapak Achmad Syaifudin ST., M.Eng., Ph.D selaku dosen pembimbing yang senantiasa memantau performa, memberikan bimbingan dan motivasi.
3. Teman-teman M59 yang sudah berjuang bersama selama 4 tahun perkuliahan di Departemen Teknik Mesin-FTIRS ITS.

Penulis menyadari bahwa selama penulisan laporan Tugas Akhir ini masih terdapat kekurangan. Sehingga penulis masih membutuhkan pendapat, kritik dan saran agar penelitian ini dapat lebih baik lagi. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis serta bagi pembaca. Akhir kata, penulis mengucapkan terima kasih

Surabaya, Juli 2020  
Penulis

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR ISI

1	ABSTRAK .....	v
2	<i>ABSTRACT</i> .....	vii
3	KATA PENGANTAR.....	ix
4	DAFTAR ISI .....	xi
5	DAFTAR GAMBAR .....	xv
6	DAFTAR TABEL .....	xviii
1	BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1	Latar Belakang .....	1
1.2	Rumusan Masalah .....	3
1.3	Ruang Lingkup .....	3
1.3.1	Variabel yang diteliti .....	3
1.3.2	Batasan Masalah.....	4
1.4	Tujuan Penelitian.....	4
1.5	Manfaat Penelitian.....	4
2	BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1	<i>Coupler</i> .....	5
2.1.1	Coupling System Positions.....	9
2.2	Impuls dan Momentum .....	11
2.3	Kinematika Planar pada <i>Rigid Body</i> .....	14
2.4	Metode Elemen Hingga.....	16
2.4.1	Sistem Analisis ANSYS <i>Workbench</i> .....	18
2.4.2	Verifikasi .....	20
2.4.3	Validasi.....	20
2.5	Analisis Yang Digunakan.....	21

2.5.1	Analisis Impak.....	21
2.5.2	Analisis Kinematika .....	23
2.5.3	Analisa <i>Safety Factor</i> .....	26
2.6	Standar Yang Digunakan.....	27
2.6.1	EN 16019:2014.....	27
2.6.2	ASME RT-1-2010 .....	30
2.6.3	APTA PR-CS-RP-019-11.....	31
3	BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	36
3.1	Studi Literatur.....	41
3.2	Perubahan Desain <i>Automatic Coupler</i> .....	42
3.3	Analisis Impak.....	44
3.3.1	Analisis Resistance Force ( $F_r$ ).....	46
3.3.2	Analisis <i>Brake Force</i> ( $F_b$ ).....	47
3.3.3	Analisis <i>coupling force</i> ( $F_c$ ) minimal .....	48
3.3.4	Analisis Coupling Force ( $F_c$ ) maksimal .....	49
3.4	Analisis Elemen Hingga.....	49
3.4.1	Model Material .....	50
3.4.2	Model <i>Automatic Coupler</i> Kereta Ringan.....	50
3.4.3	Diskritisasi .....	51
3.4.4	Kondisi Batas dan Pembebanan .....	53
3.4.5	Solusi yang diinginkan .....	56
4	BAB IV PEMBAHASAN DAN ANALISIS .....	58
4.1	Hasil Analisis Pada Desain Awal <i>Automatic Coupler</i> .....	59
4.1.1	Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Awal <i>Automatic Coupler</i> .....	59

4.1.2	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Pada Desain Awal <i>Automatic Coupler</i> Akibat Gaya Tarik 400 Ton .....	61
4.1.3	Hasil Analisis <i>Static Structural</i> Pada Desain Awal <i>Automatic Coupler</i> Akibat Beban Impak .....	64
4.1.4	Perbandingan Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Akibat Beban Impak dengan Beban Operasional.....	67
4.2	Hasil Analisis Pada Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> .....	68
4.2.1	Usulan Perubahan Desain <i>Automatic Coupler</i> ....	69
4.2.2	Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> .....	75
4.2.3	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Pada Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> Akibat Beban Tarik 400 Ton .....	76
4.2.4	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Pada Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> Akibat Beban Impak .....	79
4.2.5	Perbandingan Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Akibat Beban Impak dengan Beban Operasional.....	82
4.3	Perbandingan Desain Awal dan Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> .....	83
4.3.1	Perbandingan Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Awal dan Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> .....	84
4.3.2	Perbandingan Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Pada Desain Awal dan Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> Akibat Gaya Tarik 400 Ton.....	85
4.3.3	Perbandingan Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Pada Desain Awal dan Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> Akibat Beban Impak.....	86
4.4	Hasil Analisis Rentang Kecepatan Untuk Proses <i>Coupling</i> .....	86
4.4.1	Analisis Kecepatan Minimal Untuk Proses <i>Coupling</i> .....	87

4.4.2	Analisis Kecepatan Maksimal Untuk Proses <i>Coupling</i>	88
5	BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....	89
5.1	Kesimpulan.....	89
5.2	Saran.....	89
	Daftar Pustaka .....	xvi
6	LAMPIRAN .....	xx
7	BIODATA PENULIS.....	xxiv

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Automatic Coupler Type 330 (Kalista, 2018) .....	6
Gambar 2.2 <i>Automatic Coupler</i> hasil <i>redesign</i> (David, 2019).....	7
Gambar 2.3 <i>Coupler</i> kereta ringan (David, 2019).....	8
Gambar 2.4 Posisi Ready-to-couple .....	10
Gambar 2.5 Posisi coupled.....	10
Gambar 2.6 Posisi uncoupled.....	11
Gambar 2.7 Grafik Impuls.....	12
Gambar 2.8 Momentum Linear .....	13
Gambar 2.9 Momentum angular .....	13
Gambar 2.10 Variasi waktu integrasi implisit dan eksplisit.....	14
Gambar 2.11 Jenis-gerak planar pada rigid body .....	15
Gambar 2.12 Diagram alir penggunaan sistem analisis pada ANSYS Workbench .....	18
Gambar 2.13 Gaya longitudinal pada kereta (Guang-jun et al., 2017).....	22
Gambar 2.14 Kinematika pada sebuah link.....	23
Gambar 2.15 Rigid body dengan center of gravity G .....	25
Gambar 2.16 Automatic coupler Type 10 (British Standart Institution, 2013) .....	28
Gambar 2.17 Perangkaian Automatic coupler type 10 (British Standart Institution, 2013).....	29
Gambar 2.18 Posisi <i>coupled</i> (British Standart Institution, 2013)	30
Gambar 2.19 Rangkaian kereta dengan satu lokomotif, satu cab car dan empat trailer car (American Public Transportation Association, 2012).....	33
Gambar 2.20 Rangkaian kereta dengan enam multiple units (American Public Transportation Association, 2012) .....	34
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian .....	41
Gambar 3.2 Model referensi.....	43
Gambar 3.3 Titik pada hooked plate .....	44
Gambar 3.4 Titik pada <i>coupling link</i> .....	44
Gambar 3.5 Rangkaian kereta ringan .....	45



Gambar 3.6 Free body diagram LRT Palembang.....	46
Gambar 3.7 Free body diagram rolling resistance.....	46
Gambar 3.8 Model simulasi .....	51
Gambar 3.9 Diskritasi pada rigid dynamic analysis .....	52
Gambar 3.10 Diskritasi pada static structural analysis.....	53
Gambar 3.11 Kondisi batas <i>rigid dynamic</i> .....	54
Gambar 3.12 Kondisi batas <i>static structural</i> akibat beban impact .....	55
Gambar 3.13 Kondisi batas <i>static structural</i> pada perubahan desain <i>automatic coupler</i> .....	56
Gambar 4.1 Hasil analisis lintasan pada desain awal <i>automatic coupler</i> .....	61
Gambar 4.2 Gaya reaksi pada desain awal <i>automatic coupler</i> ....	62
Gambar 4.3 <i>Hooked Plate</i> pada desain awal <i>automatic coupler</i> .	63
Gambar 4.4 Formasi <i>coupled</i> pada desain awal <i>automatic coupler</i> .....	63
Gambar 4.5 <i>Equivalent stress</i> akibat beban impact .....	65
Gambar 4.6 Nilai <i>safety factor</i> pada <i>automatic coupler</i> akibat beban impact .....	67
Gambar 4.7 <i>Hooked plate</i> pada desain awal <i>automatic coupler</i> .	69
Gambar 4.8 <i>Hooked plate</i> pada desain baru <i>automatic coupler</i> ..	70
Gambar 4.9 (a) <i>Coupling Link</i> desain awal (b) <i>coupling link</i> Desain baru.....	71
Gambar 4.10 <i>Slider 2</i> pada desain awal <i>automatic coupler</i> .....	71
Gambar 4.11 (a) Posisi <i>slider 1</i> pada desain awal (b) posisi <i>slider 1</i> pada desain baru .....	72
Gambar 4.12 (a) formasi <i>coupled</i> pada desain awal <i>automatic coupler</i> (b) formasi <i>coupled</i> pada desain baru <i>automatic coupler</i> .....	72
Gambar 4.13 (a) Panjang <i>male cone</i> pada desain awal <i>automatic coupler</i> (b) panjang <i>male cone</i> pada desain baru <i>automatic coupler</i> .....	73
Gambar 4.14 Hasil analisis lintasan pada desain baru <i>automatic coupler</i> .....	76
Gambar 4.15 Gaya reaksi pada desain baru <i>automatic coupler</i> ..	77

Gambar 4.16 <i>Equivalent stress</i> akibat beban impact .....	80
Gambar 4.17 Nilai <i>safety factor</i> pada <i>automatic coupler</i> akibat beban impact .....	82

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Komponen utama coupler kereta ringan .....	8
Tabel 2.2 Kategori beban kereta ringan .....	31
Tabel 2.3 Matriks analisis pushback coupler .....	32
Tabel 3.1 Pembebanan kereta.....	45
Tabel 3.2 axle load pada tiap gerbong.....	45
Tabel 3.3 Rolling resistance .....	47
Tabel 3.4 Brake Force .....	48
Tabel 3.5 <i>Coupling Force</i> Minimal.....	49
Tabel 3.6 <i>Coupling Force</i> Maksimal .....	49
Tabel 3.7 Sifat mekanik material S 45 C.....	50
Tabel 3.8 Sifat mekanik material SS 400 .....	50
Tabel 4.1 Hasil analisis lintasan pada desain awal <i>automatic coupler</i> .....	60
Tabel 4.2 Gaya reaksi pada desain awal <i>automatic coupler</i> .....	62
Tabel 4.3 <i>Equivalent stress</i> dan $\epsilon$ saat menerima beban impact ..	65
Tabel 4.4 Perbandingan hasil simulasi <i>static structural</i> .....	68
Tabel 4.5 Perubahan desain <i>automatic coupler</i> .....	74
Tabel 4.6 Hasil analisis lintasan pada desain baru <i>automatic coupler</i> .....	76
Tabel 4.7 Gaya reaksi pada desain baru <i>automatic coupler</i> .....	78
Tabel 4.8 Perbandingan gaya reaksi desain awal dan desain baru <i>automatic coupler</i> .....	78
Tabel 4.9 <i>Equivalent stress</i> dan $\epsilon$ saat menerima beban impact ..	81
Tabel 4.10 Perbandingan hasil simulasi <i>static structural</i> .....	83
Tabel 4.11 Perbandingan Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Awal dan Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> .....	84
Tabel 4.12 Perbandingan Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Pada Desain Awal dan Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> Akibat Gaya Tarik 400 Ton.....	85
Tabel 4.13 Perbandingan Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> Pada Desain Awal dan Desain Baru <i>Automatic Coupler</i> Akibat Beban Impact.....	86

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Pertumbuhan akan kebutuhan sarana transportasi sangat erat kaitannya dengan berbagai hal. Salah satu contohnya adanya pertumbuhan ekonomi yang diikuti oleh kebutuhan akan transportasi. Adanya hubungan antara pertumbuhan ekonomi dan kebutuhan akan transportasi disebabkan karena adanya peningkatan mobilitas seseorang yang melebihi kapasitas prasarana transportasi yang tersedia (Rahmasari et al., 2015). Hal yang serupa juga terjadi di Indonesia di mana adanya peningkatan kebutuhan akan sarana transportasi yang salah satunya ditandai dengan peningkatan jumlah penumpang kereta api dari tahun 2014 yang berjumlah 277,5 juta penumpang hingga tahun 2018 yang berjumlah 422,2 juta penumpang dengan rata-rata pertumbuhan mencapai 11,06% tiap tahunnya dalam kurun waktu 2014 hingga 2018. 80% dari jumlah penumpang kereta api di Indonesia berasal dari pengguna KCI (Kereta *Commuter* Indonesia) yang terdapat di Jakarta dan wilayah penyanggah Jakarta seperti Bogor, Depok, Tangerang, dan Bekasi di mana wilayah-wilayah ini merupakan wilayah dengan produktivitas tertinggi (BPS, 2018). Dalam menghadapi pertumbuhan kebutuhan akan transportasi, pemerintah Indonesia telah melakukan berbagai usaha. Salah satu usaha pemerintah yang saat ini sedang terjadi adalah pengembangan sistem transportasi rel sebagaimana yang tertuang dalam Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 55 Tahun 2018 Tentang Rencana Induk Transportasi Jakarta, Bogor, Depok, Tangerang dan Bekasi Tahun 2018-2029. Dalam menjalankan kebijakan ini, strategi yang dilakukan pemerintah adalah pengembangan angkutan per-kereta apian seperti KRL Komuter, KA Bandara, MRT Jakarta, LRT Jakarta dan Monorel. (PPID-Kemhub, 2015)

LRT merupakan salah satu jenis kereta ringan yang beroperasi di daerah perkotaan yang bergerak dengan tenaga listrik. Listrik yang digunakan oleh LRT dapat menggerakkan satu gerbong atau rangkaian pendek pada permukaan tanah, jembatan layang, bawah tanah dan terkadang di jalan (Der Bijl et al., 2018). LRT juga menjadi salah satu pemfokusan dalam pengembangan transportasi perkotaan di berbagai negara seperti di Jepang, Inggris, Perancis, Denmark, dll (Hylén & Pharoah, 2002; Kato et al., 2008; Nicolaisen et al., 2017). LRT sendiri menjadi objek pembelajaran yang menarik untuk dipelajari mulai dari analisis biaya manfaat, kebijakan pemerintah, hingga ke pengembangan sarana dan prasarana (Nicolaisen et al., 2017).

Saat ini pengembangan kereta berpengerak berjenis kereta ringan (LRT) sedang dilakukan di kota-kota besar seperti Palembang dan Jabodabek, di mana salah satu pengembangannya dilakukan pada komponen-komponen yang ada pada kereta berpengerak. Pada kecepatan normal, kereta berpengerak memiliki 11 komponen dasar yaitu rangka dasar, badan kereta, kabin masinis, bogie, peralatan penerus daya, peralatan penggerak (sumber tenaga), peralatan pengereman, peralatan perangkai, peralatan pengendali, peralatan keselamatan dan peralatan penghalau rintangan (PM No. 175 Tahun 2015: Standar Spesifikasi Teknis Kereta Kecepatan Normal Dengan Penggerak Sendiri, 2015). Saat ini, PT.INKA (Persero) sedang melakukan pengembangan pada salah satu komponen pada kereta ringan di mana pengembangan ini ditujukan untuk meningkatkan Tingkat Komponen Dalam Negeri (TKDN). Salah satu pengembangan yang sedang dilakukan saat ini adalah pengembangan pada alat perangkai yang selanjutnya disebut sebagai *coupler*. Bersamaan dengan hal ini, telah dilakukan sebuah penelitian yang berjudul “Prototyping *Coupler* LRT Skala Laboratorium” karya David di mana penelitian ini telah menghasilkan *3D Model* dari *automatic coupler* dengan menambahkan mekanisme pengunci pada *coupler* tersebut. *3D Model* ini disimulasikan secara gerak dengan menggunakan perangkat lunak DSS Solidwork Solidmotion 2016

sedangkan simulasi kekuatan struktur menggunakan ANSYS R.18 Workbench Static Structural (David, 2019). Setelah 3D Model ini diuji pada kondisi *coupled* terdapat beberapa kekurangan dari 3D Model ini yaitu model *automatic coupler* ini memungkinkan terjadinya proses *uncoupling* secara tidak sengaja. Selain itu pada penelitian ini, belum dilakukannya analisis terhadap unjuk kerja yang dapat dilakukan oleh *automatic coupler* tersebut, khususnya pada batas-batas kecepatan yang diperlukan agar proses *coupling* dapat terjadi. Dengan menggunakan *automatic coupler* yang dihasilkan pada penelitian sebelumnya dan dengan permasalahan-permasalahan yang sudah disebutkan maka diusulkan sebuah penelitian yang berjudul “**Analisis Dinamik Automatic Coupler Kereta Ringan Saat Proses Coupling**”.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Rumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana menentukan desain *automatic coupler* kereta ringan yang memiliki ikatan kuat antar *automatic coupler*?
2. Bagaimana penentuan batas-batas kecepatan *automatic coupler* pada saat *coupling*?

## **1.3 Ruang Lingkup**

Ruang lingkup dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

### **1.3.1 Variabel yang diteliti**

1. Posisi *hooked plate* dan *coupling link* agar dapat memberikan ikatan yang kuat antar *automatic coupler*.
2. Kecepatan minimal *coupling* agar proses *coupling* bisa terjadi.
3. Kecepatan maksimal *coupling* agar tidak terjadi deformasi permanen pada *automatic coupler*.

### **1.3.2 Batasan Masalah**

1. Penelitian hanya meliputi *head coupler* pada *automatic coupler* yang terletak pada *Motor Car*

### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk:

1. Menentukan desain *automatic coupler* kereta ringan yang memiliki ikatan kuat antar *automatic coupler*.
2. Mengetahui batas-batas kecepatan batas-batas kecepatan *automatic coupler* pada saat *coupling*.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menjadi referensi bagi standar pengoperasian Kereta Ringan
2. Membantu penelitian kereta api di Indonesia
3. Sebagai sarana implementasi ilmu pengetahuan dan teknologi dalam bidang kinematika dan mekanika benda padat

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Coupler**

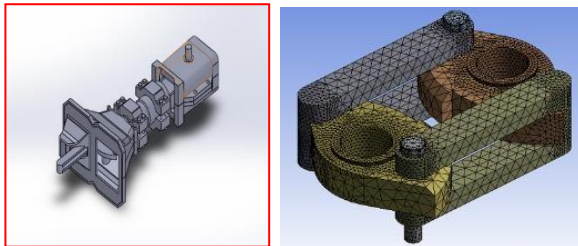
*Coupler* merupakan salah satu komponen pada kereta api. *Coupler* sendiri memiliki fungsi yang penting dalam kereta api yaitu menghubungkan kedua kereta. Karena pada tiap kereta akan dihubungkan dengan kereta lainnya selama penggunaannya, maka peletakan tiap *coupler* pada tiap keretanya sesuai dengan kegunaannya dan diletakkan pada posisi standar di tiap ujungnya (*Design Details of Railways, Railroads and Metros*, n.d.). *Coupler* merupakan komponen yang kokoh, kompatibilitas tinggi dan memiliki kemampuan mampu tukar yang terbuat dari baja tuang yang mampu menahan beban minimal 200 ton tanpa deformasi tetap (KM No. 42 Tahun 2010: Standar Spesifikasi Teknis Gerbong, 2010).

Seiring perkembangan zaman, jenis-jenis kereta mulai bertambah sesuai dengan fungsinya. Karena memiliki fungsi yang berbeda-beda, maka komponen pada kereta tersebut juga menyesuaikan. Sebagai contoh, kereta pengangkut penumpang baik digerakkan oleh motor penggerak maupun lokomotif menggunakan *coupler* yang berbeda. Berbagai *coupler* telah dikembangkan dengan berbagai tujuan seperti meningkatkan keamanan pada kereta maupun kepada teknisi yang bertanggung jawab pada pemasangan *coupler* tersebut (*Couplers*, n.d.). Hingga saat ini, *coupler* yang biasa digunakan oleh berbagai negara adalah *Knuckle Coupler*, *Bar Coupler*, *3-link Coupler* dan *Automatic Coupler* c. Dari berbagai jenis *coupler* yang sering digunakan, pada umumnya *coupler* terdiri dari 3 bagian utama yaitu *head coupler*, *energy absorber* dan *actuator* (Voith Inc., n.d.).

Penelitian terkait *coupler* telah dilakukan oleh Syaifudin, dkk. di mana *coupler* yang dijadikan objek penelitian merupakan



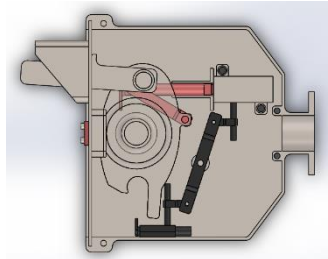
head coupler pada *automatic coupler* dengan tipe *Versatile for Light Rail and Monorail Vehicles – Type 330*. Tipe 330 *Scharfenberg Coupler* yang digunakan pada LRT. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis deformasi yang terjadi pada *coupling element* dari *automatic coupler* secara numerik ketika dibawah pengoperasian normal. *Coupling element* yang dimaksud adalah *coupling link* dan *hooked plate* dengan material ASTM A633 Grade E dengan model material elastic isotropik. Dengan menggunakan simulasi dinamis dan static, didapatkan hasil bahwa *coupling link* merupakan komponen yang paling kritis pada *head coupler*. Dan dengan desain yang ada, didapatkan nilai keamanan sebesar 1,0 sampai dengan 2,0 pada kondisi statis dan 2,0 sampai dengan 3,0 pada kondisi dinamis. Seluruh analisis yang dilakukan peneliti menggunakan *software* ANSYS Workbench dengan menggunakan dua metode yaitu *stress life* dan *strain life*. *Stress life* didasarkan pada kurva tegangan-regangan dengan jumlah siklus diperkirakan melebihi  $10^5$  siklus atau *infinite life*, sehingga dapat mengakomodasi terjadinya regangan elastik pada komponen. *Strain life* mengakomodasi terjadinya regangan elastik dan plastik pada komponen, sehingga sangat sesuai untuk memprediksi munculnya awal retakan (*crack initiation*) pada komponen mekanik (Syarifudin et al., 2019).



Gambar 2.1 Automatic Coupler Type 330 (Kalista, 2018)

Penelitian lainnya terkait *coupler* juga pernah dilakukan oleh A.David dengan objek penelitiannya adalah *head coupler* pada *automatic coupler* dengan tipe *Scharfenberg Coupler*. Tujuan penelitian ini adalah melakukan desain ulang pada *automatic*

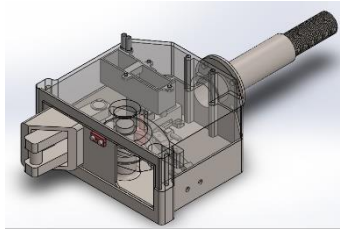
*coupler* yang digunakan oleh LRT di Indonesia kemudian melakukan perhitungan untuk mengetahui kekuatan , kinematika dan titik kritis pada *coupler* yang sudah didesain ulang. Desain ulang yang dimaksud pada penelitian ini adalah menambahkan mekanisme pengunci pada *coupler* serta peletakkan *coupler* pada *underframe* ketika *coupler* tidak digunakan. Material yang digunakan pada penelitian ini mengacu pada material *coupler* yang digunakan oleh PT INKA (Persero) yaitu Stainless Steel S316 grade L 66, AAR M201 Grade D dan AAR M201 Grade E. Mekanisme pengunci yang digunakan mengacu pada mekanisme yang sudah ada yaitu pengunci *seat* sepeda motor dan pengunci pintu. Setelah proses desain ulang dilakukan, analisis kinematika pada *coupler* dilakukan dengan menggunakan *software* Solidwork Solid Motion. Analisis selanjutnya adalah melakukan perhitungan kekuatan dan titik kritis pada *coupling link* dan *hooked plate* dengan menggunakan *software* ANSY R.18 Workbench.



Gambar 2.2 *Automatic Coupler* hasil *redesign* (David, 2019)

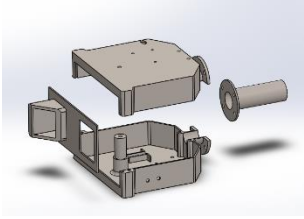
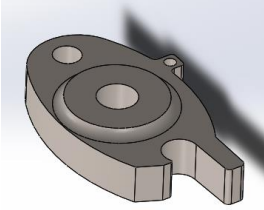
Pada penelitian ini, *coupler* yang akan dijadikan objek penelitian adalah *coupler* kereta ringan yang sudah didesain ulang pada penelitian sebelumnya. Mekanisme yang digunakan pada *coupler* ini dengan mengacu pada mekanisme gerak *automatic coupler*. *Automatic Coupler* sendiri merupakan *coupler* yang dapat menghubungkan dua kereta secara mekanik, elektrik dan pneumatik. Proses *coupling* terjadi dengan mendorong kedua kereta secara bersamaan kemudian operator menekan tombol atau pedal untuk menyelesaikan prosesnya (*Design Details of Railways*,

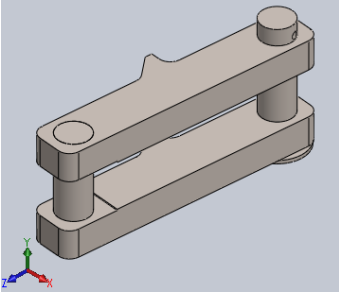
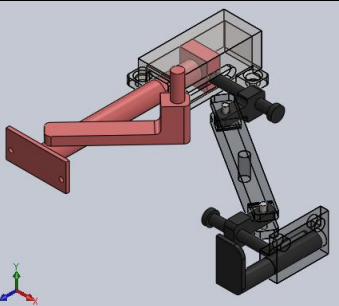
*Railroads and Metros*, n.d.). Komponen-komponen utama penyusun dari *coupler* ini adalah *cover coupler*, *hooked plate*, *coupling link*, dan *locking device* sebagaimana yang ditunjukkan pada Tabel 2.1.



Gambar 2.3 *Coupler* kereta ringan (David, 2019)

Tabel 2.1 Komponen utama *coupler* kereta ringan

Komponen utama		Fungsi
<i>Cover</i>		Penutup terdiri dari penutup depan, atas, bawah dan belakang. Berfungsi untuk melindungi <i>automatic coupler</i> dan sebagai tempat diletakkannya komponen-komponen lain
<i>Hooked plate</i>		Bagian utama tempat penghubung antara dua buah <i>automatic coupler</i> .

<p><i>Coupling link</i></p>		<p>Bagian yang menghubungkan dua buah <i>automatic coupler</i> dan terletak pada <i>hooked plate</i>. Dilengkapi dengan <i>pin</i> untuk menggabungkannya dengan <i>hooked plate</i>.</p>
<p><i>Locking device</i></p>		<p>Terdiri dari 3 komponen dan berfungsi menghubungkan seluruh bagian komponen penting yaitu pengunci, pemicu dan penggerak.</p>

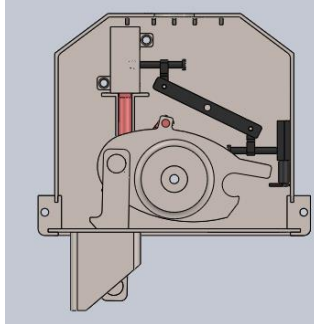
## 2.1.1 Coupling System Positions

Dalam perangkaian *coupler* ini, tiap komponen akan bertautan antara satu *coupler* dengan *coupler* lainnya. *Coupling link* akan bertautan dengan *hooked plate* yang berada di *coupler* lainnya di mana pergerakan *hooked plate* dibantu oleh *locking device*. Berikut adalah tahapan-tahapan dalam perangkaian *coupler* (Kalista, 2018).

### 2.1.1.1 Posisi *Ready-to-Couple*

Posisi *ready-to-couple* adalah posisi di mana tiap *coupler* sudah dapat digunakan. Posisi ini ditandai dengan *coupling link* yang tertarik hingga mendekati ujung *male cone* pada *cover coupler*. Aktuator pada *locking device* berada posisi terjauh nya di

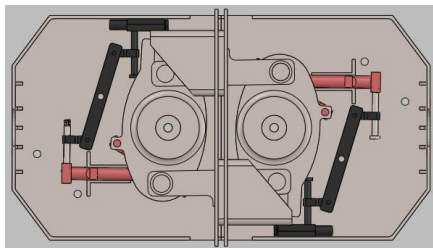
mana ujung dari aktuator terletak mendekati bagian *female cone* (British Standart Institution, 2013). Posisi *Ready-to-Couple* dapat dilihat pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 Posisi Ready-to-couple

#### 2.1.1.2 Posisi *Coupled*

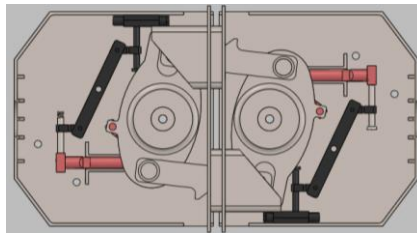
Posisi *coupler* adalah ketika kedua *coupler* sudah saling bertautan. *Coupling link* bertautan pada *hooked plate* yang terletak pada *coupler* lainnya. *Male cone* mendorong aktuator pada *locking device* melalui *female cone* sehingga *locking device* dapat menggerakkan *hooked plate* agar dapat berputar dan mengunci *coupling link* (British Standart Institution, 2013). Mekanisme pengunci pada *coupler* akan menahan *locking device* agar tidak kembali kepada posisi *ready-to-couple*. Posisi *coupled* dapat dilihat pada Gambar 2.5



Gambar 2.5 Posisi coupled

### 2.1.1.3 Posisi *Uncoupled*

Mekanisme pengunci akan melepas *locking device* sehingga *locking device* akan memutar kembali *hooked plate* ke posisi awal. *Coupling link* akan terlepas dari *hooked plate* akibat berputarnya *hooked plate* ke posisi semula. Kemudian kedua *coupler* sudah dapat terlepas (British Standart Institution, 2013). Posisi *uncoupled* dapat dilihat pada Gambar 2.6

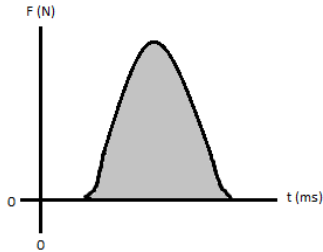


Gambar 2.6 Posisi uncoupled

## 2.2 Impuls dan Momentum

Persamaan impuls dan momentum pada *rigid body* didapatkan dengan mengkombinasikan persamaan gerak dengan kinematika. Dari kombinasi tersebut akan menghasilkan persamaan yang menghasilkan solusi secara langsung pada permasalahan yang menyangkut tentang gaya, kecepatan dan waktu. Pada *rigid body*, terdapat dua bentuk impuls dan momentum yaitu linear dan angular.

Impuls merupakan total gaya saat terjadinya sebuah tumbukan pada waktu yang singkat. Grafik impuls dapat dilihat pada gambar Gambar 2.7 berikut.



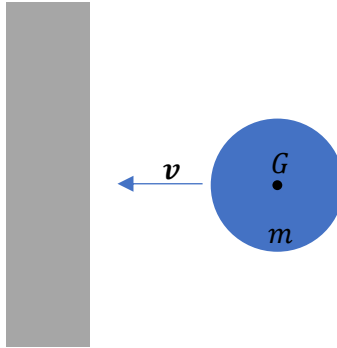
Gambar 2.7 Grafik Impuls  
(Abu-Khader, 2017)

Besar impuls didapatkan dengan mengintegrasikan grafik gaya dari  $t_1$  hingga  $t_2$ . Persamaan impuls dapat dituliskan pada persamaan berikut.

$$J = \int_{t_1}^{t_2} F dt \quad (2-1)$$

Jika sebuah benda memiliki *center of gravity* G dengan massa konstan dan bergerak dengan kecepatan  $(\mathbf{v}_g)_1$  pada waktu  $t_1$  hingga kecepatan  $(\mathbf{v}_g)_2$  pada waktu  $t_2$  maka persamaan impuls dan momentum linear adalah sebagai berikut.

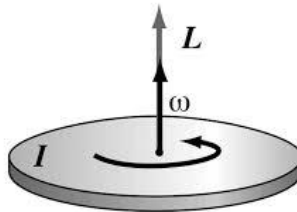
$$\Sigma \int_{t_1}^{t_2} F dt = m (\mathbf{v}_g)_2 - m (\mathbf{v}_g)_1 \quad (2-2)$$



Gambar 2.8 Moementum Linear

Jika sebuah benda memiliki *center of gravity*  $G$  dengan momen inersia konstan dan berputar dengan kecepatan sudut  $\omega_1$  pada waktu  $t_1$  hingga kecepatan sudut  $\omega_2$  pada waktu  $t_2$  maka persamaan impuls dan momentum angular adalah sebagai berikut (Hibbeler, 2013).

$$\sum \int_{t_1}^{t_2} M_G dt = I_G \omega_2 - I_G \omega_1 \quad (2-3)$$

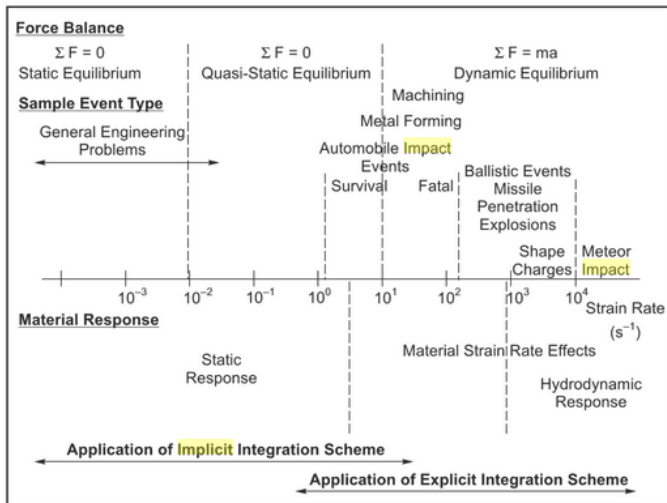


Gambar 2.9 Momentum angular

Ketika sebuah benda menumbuk benda lainnya, maka waktu integrasi pada saat tumbukan dapat bervariasi tergantung dari jenis pembebanan yang terjadi, respon material dan laju regangan. Pengintegrasian waktu pada menumbuk dibagi menjadi dua jenis yaitu implisit dan ekspilisit. Untuk integrasi waktu implisit, nilai laju regangan materialnya dapat mencapai 50 hingga



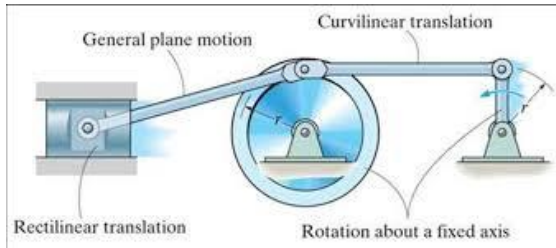
$100 \text{ s}^{-1}$  sedangkan untuk integrasi waktu eksplisit, nilai laju regangan materialnya dapat mencapai  $10^{-1}$  hingga  $10^5 \text{ s}^{-1}$  dan seterusnya. Pada Gambar 2.10, ditunjukkan variasi waktu integrasi pada berbagai macam kasus. (Rao & Narayanamurthy, 2016)



Gambar 2.10 Variasi waktu integrasi implisit dan eksplisit

### 2.3 Kinematika Planar pada *Rigid Body*

Gerak planar pada sebuah *rigid body* adalah ketika seluruh partikel pada *rigid body* tersebut bergerak sepanjang lintasan dengan jarak yang sama dari sebuah bidang tetap. Terdapat bentuk gerak planar pada *rigid body* yaitu translasi, rotasi dan gerak bidang secara umum atau gabungan antara translasi dengan rotasi. Contoh gerak planar pada *rigid body* dapat dilihat pada Gambar 2.11.



Gambar 2.11 Jenis-gerak planar pada rigid body  
(Hibbeler, 2013)

Pada gerak translasi terdapat tiga fenomena yang mungkin terjadi yaitu perpindahan, kecepatan dan percepatan. Perpindahan didefinisikan sebagai perpindahan posisi dari satu tempat ke tempat lainnya. Berikut adalah persamaan terkait perpindahan.

$$\Delta s = s_f - s_i \quad (2-4)$$

Kecepatan dapat didefinisikan ketika sebuah partikel pada *rigid body* mengalami perpindahan  $\Delta s$  pada interval waktu  $\Delta t$  sehingga persamaan kecepatan dapat dituliskan sebagai berikut.

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (2-5)$$

Percepatan dapat didefinisikan sebagai perubahan kecepatan pada waktu tertentu sehingga persamaan percepatan dapat dituliskan pada persamaan berikut.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \quad (2-6)$$

Dengan menggabungkan persamaan (2-4) hingga (2-6) maka akan didapat hubungan antara ketiga persamaan tersebut. Hubungan antara persamaan tersebut dapat dituliskan pada persamaan berikut.

$$v_t^2 = v_o^2 + 2as \quad (2-7)$$

$$s = v_o \cdot t + \frac{1}{2}at^2 \quad (2-8)$$

$$v_t = v_o + at \quad (2-9)$$

Pada gerak rotasi terdapat tiga fenomena serupa dengan translasi. Fenomena yang terjadi pada gerak rotasi adalah perpindahan angular, kecepatan angular dan percepatan angular. Perpindahan angular didefinisikan sebagai perpindahan sudut pada sebuah *rigid* body. Arah perpindahan sudut selalu mengikuti kaidah tangan kanan. Persamaan perpindahan angular dapat dituliskan sebagai berikut

$$\Delta\theta = \theta_f - \theta_i \quad (2-10)$$

Kecepatan angular dapat didefinisikan sebagai laju perubahan perpindahan angular terhadap waktu. Kecepatan angular dapat disimbolkan dengan  $\omega$  (omega). Persamaan kecepatan angular dapat dituliskan sebagai berikut.

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (2-11)$$

Percepatan angular dapat didefinisikan sebagai laju perubahan kecepatan angular terhadap waktu. Percepatan angular dapat disimbolkan sebagai  $\alpha$  (alpha). Persamaan percepatan angular dapat dituliskan sebagai berikut (Hibbeler, 2013).

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (2-12)$$

Dengan menggabungkan persamaan (2-10) hingga (2-9) maka akan didapat hubungan antara ketiga persamaan tersebut. Hubungan antara persamaan tersebut dapat dituliskan pada persamaan berikut.

$$\omega_t^2 = \omega_o^2 + 2\alpha\theta \quad (2-13)$$

$$\theta = \omega_o \cdot t + \frac{1}{2}\alpha t^2 \quad (2-14)$$

$$\omega_t = \omega_o + \alpha t \quad (2-15)$$

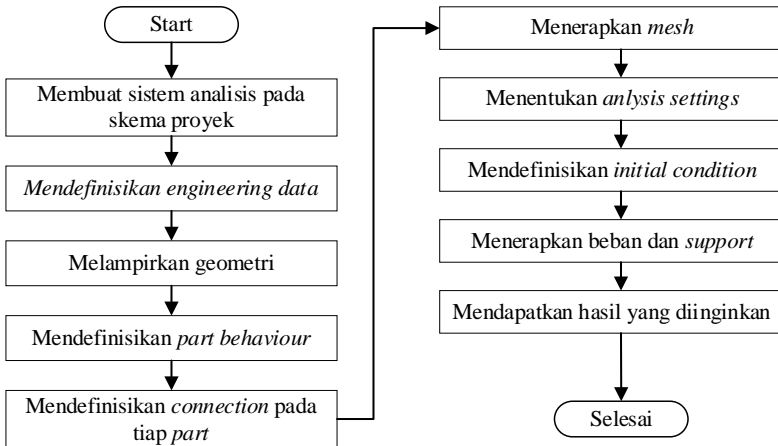
## 2.4 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga atau *finite element method* (FEM) merupakan metode yang biasa diterapkan untuk mendapatkan

solusi numerik pada permasalahan yang spesifik. Metode ini tidak menghasilkan formula tertentu dan juga tidak menyelesaikan permasalahan yang masih umum. Hasil yang didapatkan dari metode ini merupakan pendekatan dari permasalahan aslinya kecuali jika permasalahan sangat simpel sehingga. Penggunaan metode elemen hingga biasa digunakan pada berbagai ranah seperti analisis tegangan, *heat flux*, aliran fluida, dll.

Pengertian lain dari metode elemen hingga adalah memotong sebuah struktur menjadi elemen-elemen kecil kemudian mendeskripsikan sifat-sifat dari tiap elemen. Tiap elemen kemudian dihubungkan dengan menggunakan *node*. Proses ini akan menghasilkan persamaan aljabar yang serentak pada tiap *nodes*. Karena banyaknya persamaan aljabar pada satu struktur maka penggunaan alat bantu seperti komputer sangat direkomendasikan (Cook, n.d.).

Penggunaan *software* sebagai alat bantu dalam menganalisis metode elemen hingga sudah merupakan hal yang lumrah digunakan. Salah satu *software* yang biasa digunakan untuk melakukan analisis elemen hingga adalah ANSYS *Workbench*. ANSYS *Workbench* merupakan *software* yang menggunakan sistem analisis tertentu dalam melakukan analisis. Penggunaan tiap sistem analisis dapat dilaksanakan secara terpisah dalam satu *project*, namun mampu dilakukan secara terintegrasi antara satu sistem analisis dengan sistem analisis lainnya. Secara umum, tahapan-tahapan dalam menggunakan tiap sistem analisis pada ANSYS *Workbench* dapat digambarkan pada diagram alir pada Gambar 2.12 (ANSYS Inc., 2016). Berikut merupakan sistem analisis yang akan digunakan dalam penelitian ini.



Gambar 2.12 Diagram alir penggunaan sistem analisis pada ANSYS Workbench

## 2.4.1 Sistem Analisis ANSYS Workbench

### 2.4.1.1 Analisis Rigid Dynamic

*Rigid Dynamic* merupakan salah satu sistem analisis yang dapat digunakan pada ANSYS. Analisis ini berfungsi menganalisis respon dinamis pada suatu rangkaian komponen yang terhubung dengan *joint* atau *spring*. Input dan hasil yang didapatkan dari ANSYS-*Rigid Dynamic* dapat berupa perpindahan, kecepatan, percepatan ataupun gaya pada *joint* yang akan dianalisis.

Tahapan dalam melakukan analisis ini, mengikuti diagram alir pada Gambar 2.12. Ketika mendefinisikan *connection* pada model geometri, tiap *joint* didefinisikan sesuai dengan referensi koordinat sistem, selain itu *degree of freedom* pada tiap jenis *joint* juga didefinisikan sesuai dengan referensinya masing-masing. Dalam menentukan *analysis settings*, analisis *rigid dynamic* menggunakan *step control* sehingga memungkinkan adanya perubahan beban pada waktu-waktu tertentu. Karena

analisis *rigid dynamic* menggunakan pengintegrasian waktu secara eksplisit, maka hasil akan lebih akurat apabila *time step* yang digunakan lebih kecil daripada pengintegrasian waktu secara implisit. Selanjutnya, sebelum memulai menyelesaikan analisis dan mendapatkan hasil yang diinginkan maka diperlukan penerapan beban pada *joint-joint* tertentu. Pembebanan pada *joint* pada analisis *rigid dynamic* tidak harus dimulai dari nol, melainkan dapat dimulai pada nilai pembebanan yang diinginkan. Perlu menjadi catatan bahwa dalam satu *joint* dengan memberikan dua atau lebih pembebanan akan menghasilkan hasil yang tidak akurat. (ANSYS Inc., 2016)

#### **2.4.1.2 Analisis Static Structural**

Analisis *Static Structural* merupakan sistem analisis yang dapat digunakan pada respon statik pada suatu struktur yang diberikan pembebanan. Dari sistem analisis ini akan didapatkan perpindahan, tegangan, regangan, dan gaya pada struktur. Analisis ini sangat bergantung pada inersia dan *damping effect*. Analisis *Static Structural* dapat digunakan untuk material dengan jenis linear maupun non-linear.

Tahapan dalam melakukan analisis ini, mengikuti diagram alir pada Gambar 2.12. Ketika mendefinisikan *part behavior*, bagian-bagian dari geometri yang didefinisikan sebagai “*rigid*” biasa digunakan dalam model mekanisme yang memiliki gerakan dan perpindahan gaya antar bagian, tapi tidak termasuk distribusi tegangan. Pembebanan yang dapat diterapkan pada bagian *rigid* adalah kecepatan dan percepatan sudut, selain itu pembebanan pada *joint* juga dapat dilakukan melalui *joint load*. Ketika mendefinisikan *connection*, koefisien *damping* dapat dilakukan pada pegas longitudinal sehingga akan menghasilkan gaya *damping* yang proporsional terhadap kecepatan. Ketika melakukan *meshing*, kepadatan *mesh* pada permukaan yang kontak dengan permukaan lainnya sangat diperlukan untuk mendapatkan hasil yang akurat. Dalam analisis dinamis, *mesh* harus cukup baik untuk menggambarkan bentuk *mode* dari bagian yang diinginkan.

Ketika menentukan *analysis setting*, *time step* dapat diatur sesuai dengan keinginan pengguna dengan mengacu pada panduan dalam pengaturan *time step*. Sebagaimana dengan analisis *rigid dynamic*, analisis *Transient Structural* juga dapat melakukan *multiple time step* yang dapat memungkinkan adanya perubahan pembebanan pada waktu-waktu tertentu. Ketika pembebanan yang diterapkan pada geometri memiliki frekuensi yang tinggi maka *time step* harus dibuat sekecil mungkin. (ANSYS Inc., 2016)

### **2.4.2 Verifikasi**

Verifikasi merupakan sebuah prosedur dalam penelitian di mana prosedur yang dilakukan pada penelitian tersebut menggunakan prosedur dari metode yang telah divalidasi, atau dengan kata lain dapat diverifikasi dengan penelitian-penelitian yang sudah tervalidasi. Proses verifikasi pada sebuah penelitian dengan menggunakan metode analitik harus memperhatikan faktor-faktor yang akan mempengaruhi proses analisis seperti koefisien dan konstanta yang digunakan selama penelitian. Verifikasi pada penelitian dengan metode analitik dapat dilakukan ketika perangkat-perangkat dalam analisis memadai (McCallum, 2014). Verifikasi pada penelitian ini akan mengikuti metode analisis *pushback coupler* yang berada pada standar APTA PR-CS-RP-019-12 yang akan dijelaskan pada 2.6.3.

### **2.4.3 Validasi**

Validasi merupakan konfirmasi hasil penelitian dengan cara memeriksa dan memberikan bukti-bukti yang objektif yang diperlukan selama penelitian. Validasi dapat dilakukan dengan membandingkan hasil penelitian dengan penelitian lainnya yang dijadikan referensi atau dengan membandingkan hasil penelitian dengan penelitian lainnya yang dianggap setara. Penelitian yang dianggap setara merupakan penelitian yang menggunakan metode baru, teknologi baru, adanya perubahan signifikan pada parameter instrumen dan hal hal lain yang mempengaruhi hasil penelitian. Untuk membenarkan hasil validasi ini maka diperlukan evaluasi

secara statistik (McCallum, 2014). Validasi pada penelitian ini dilakukan dengan membandingkan hasil perhitungan manual (*hand calculation*) dengan hasil simulasi menggunakan metode elemen hingga. Hasil yang dibandingkan adalah gaya tarik dan gaya tekan yang terjadi pada *automatic coupler* sesuai dengan standar EN 16019:2014 yang akan dijelaskan pada 2.6.1

## 2.5 Analisis Yang Digunakan

### 2.5.1 Analisis Impak

Analisis impak diperlukan untuk mengetahui gaya tekan yang diterima oleh permukaan datar bagian depan pada *automatic coupler*. Hasil dari analisis impak ini adalah batas-batas kecepatan yang aman digunakan selama proses *coupling*. Batas-batas kecepatan ini akan menjadi input kecepatan dalam analisis metode elemen hingga. Gaya tekan yang telah dihitung akan dibandingkan dengan batas kekuatan yang ada pada standar EN 16019:2014 yang akan dijelaskan pada 2.6.1. Analisis impak ini mengacu pada prosedur yang dijelaskan pada standar APTA PR-CS-RP-019-11 yang akan dijelaskan pada 2.6.3 dan perhitungan gaya dengan menggunakan perhitungan gaya longitudinal pada kereta.

Seperti yang ditulis pada buku *Handbook of Railway Vehicle Dynamic* karya Simon Iwnicki, gaya longitudinal pada kereta merupakan gaya yang terakumulasi dari berbagai aspek seperti lokomotif kereta, pengereman kereta, topografi lintasan, karakteristik kereta dan bogie, serta sambungan antar kereta. Gaya longitudinal pada kereta dapat dituliskan pada persamaan gerak dengan asumsi tidak ada gerak vertikal atau gerak secara lateral pada kereta (Iwnicki, 2006). Pemodelan gaya longitudinal pada kereta ditunjukkan pada Gambar 2.13 sebagai berikut





Gambar 2.13 Gaya longitudinal pada kereta (Guang-jun et al., 2017)

Pada Gambar 2.13, jika kereta ke-i digunakan sebagai contoh persamaan beban longitudinal dapat dituliskan pada persamaan (2-16).

$$m \cdot a = F_c - F_r - F_b \quad (2-16)$$

$m$  merupakan massa total kereta,  $a$  percepatan gerak kereta,  $F_c$  merupakan gaya pada *coupler*,  $F_f$  merupakan *resistance force*, dan  $F_b$  *braking force* (Guang-jun et al., 2017). *Resistance force* merupakan penjumlahan dari besar *rolling resistance* dan *air resistance*. Besar dari *rolling resistance* mengikuti persamaan (2-17)

$$F_{rr} = C_{rr} \times N \quad (2-17)$$

Dengan  $F_{rr}$  adalah *rolling resistance force*,  $C_{rr}$  adalah koefisien *rolling resistance* dan  $N$  adalah gaya normal antara *wheel* dan landasan (Menzies, 2006). Sedangkan besar dari *brake force* mengikuti persamaan (2-18).

$$F_b = K \varphi_K \quad (2-18)$$

Dengan  $K$  adalah besar tekanan pada *brake cylinder* dan  $\varphi_K$  adalah *actual coefficient of friction* (Guang-jun et al., 2017).

Analisis impak ini dilakukan dengan menggunakan perhitungan manual. Perhitungan ini dilakukan dengan menurunkan persamaan (2-16) dan (2-2). Penurunan persamaan dapat dilakukan sebagai berikut.

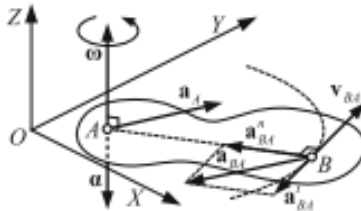
$$\begin{aligned} m \times a &= F_c + F_b + F_r; \quad F_r = F_{rr} + F_{ar} \\ m \times \frac{v}{t} &= F_c + F_b + F_r \\ v &= (F_c + F_b + F_r) \times \frac{t}{m} \end{aligned} \quad (2-19)$$

### 2.5.2 Analisis Kinematika

Analisis kinematika digunakan untuk menghitung perpindahan, kecepatan maupun percepatan yang terjadi pada komponen-komponen pada *automatic coupler* kereta ringan. Hasil perhitungan dari analisis gaya longitudinal akan menjadi input gaya dalam analisis kinematika ini. Dari hasil perhitungan analisis kinematika ini akan digunakan untuk menghitung beban impact yang diterima oleh komponen-komponen pada *automatic coupler*. Beban impact yang diterima kemudian akan dibandingkan dengan kekuatan material yang digunakan.

Analisis kinematika pada sebuah mekanisme adalah sebuah analisis yang meliputi perhitungan posisi, kecepatan dan percepatan pada titik atau *link* yang ada pada mekanisme tersebut. Analisis kinematika dapat berupa analisis pada sebuah titik, *rigid body* maupun relatif pada sebuah titik lainnya. Selain itu analisis kinematika juga dapat dilakukan pada mekanisme statis maupun dinamis di mana perhitungan ini dapat meliputi gaya, momen dan inersia (Mata et al., 2016).

Jika sebuah *link* yang dihubungkan oleh dua titik A dan B dengan jarak  $r$  seperti pada Gambar 2.14



Gambar 2.14 Kinematika pada sebuah link  
(Mata et al., 2016)

di mana pada titik A diberi kecepatan sudut  $\omega$  yang berputar pada sumbu  $Z^+$  dan percepatan sudut  $\alpha$  yang berputar pada sumbu  $Z^-$ ,

maka kecepatan relatif pada titik B terhadap titik A dapat dituliskan pada persamaan (2-20). Di mana arah gerak pada *link* tersebut ditentukan dari arah kecepatan sudut yang tegak lurus dengan garis yang menghubungkan titik A dan B.

$$\mathbf{v}_{BA} = \boldsymbol{\omega} \wedge \mathbf{r}_{BA} \quad (2-20)$$

Sedangkan untuk vektor percepatan relatif pada *link* ini terbagi menjadi dua komponen yaitu:

1.  $\mathbf{a}^t$  yaitu komponen tangensial yang arahnya sama dengan arah kecepatan relatif. Tapi karena arah percepatan sudut ada pada sumbu  $Z$ , maka arah dari komponen tangensial ini berkebalikan dengan kecepatan relatif.
2.  $\mathbf{a}^n$  yaitu komponen normal yang arahnya tegak lurus dengan kecepatan relatif dan selalu mengarah ke pusat putaran.

Untuk mengetahui kedua komponen percepatan relatif dapat dituliskan pada persamaan (2-21) dan (2-22). (Mata et al., 2016)

$$\mathbf{a}_{BA}^n = \boldsymbol{\omega} \wedge \mathbf{v}_{BA} = \boldsymbol{\omega} \wedge \boldsymbol{\omega} \wedge \mathbf{v}_{BA} \quad (2-21)$$

$$\mathbf{a}_{BA}^t = \boldsymbol{\alpha} \wedge \mathbf{v}_{BA} \quad (2-22)$$

Ketika sebuah analisis kinematika dilakukan pada sebuah mekanisme maka hasil analisis akan menunjukkan hasil kesetimbangan gaya dan momentum yang terjadi pada mekanisme tersebut. Selain gaya dan momentum yang berasal dari eksternal mekanisme tersebut, terdapat juga gaya yang dihasilkan karena gerak pada mekanisme tersebut sehingga menghasilkan sebuah gaya inersia.

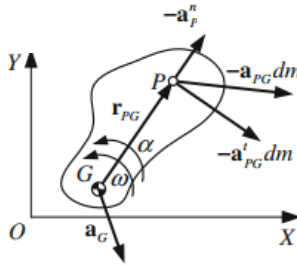
Kesetimbangan gaya pada mekanisme tidak dapat diselesaikan dengan persamaan gaya yang mengikuti hukum I Newton. Oleh karena itu D'Alembert memodifikasi persamaan gaya dengan menambahkan satu komponen gaya yaitu gaya inersia yang dinotasikan dengan  $\mathbf{F}^{In}$ . Sehingga persamaan kesetimbangan

gaya untuk mekanisme yang bergerak dapat dituliskan pada persamaan (2-23) dan (2-24).

$$\sum_i \mathbf{F}_i + \mathbf{F}^{In} = \mathbf{0} \quad (2-23)$$

$$\sum_i \mathbf{F}_i = m\mathbf{a} \quad (2-24)$$

Jika sebuah *rigid body* dengan *center of gravity* G dan berputar dengan kecepatan sudut  $\omega$  dan percepatan sudut  $\alpha$  sebagaimana yang ditunjukkan pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15 Rigid body dengan center of gravity G

Kemudian diberikan sebuah titik P dengan massa  $dm$  maka percepatan relatif pada titik P terhadap titik G adalah  $a_{PG}$  dan percepatan pada titik G adalah  $a_G$  sehingga percepatan pada titik P adalah

$$a_P = a_G + a_{PG} \quad (2-25)$$

Dengan memecah percepatan relatif menjadi percepatan normal dan tangensial dan menggunakan persamaan (2-24) maka gaya pada titik P adalah.

$$dF_P = dF_G + dF_{PG}^t + dF_{PG}^n \quad (2-26)$$

Kemudian dengan menghitung gaya inersia pada seluruh volume *rigid body* maka persamaan (2-26) harus diintegrasikan terhadap seluruh volume pada *rigid body*. Dari hasil pengintegrasian, maka akan didapat besar dari gaya dan momen inersia yang ditunjukkan pada persamaan (2-27) dan (2-28)

$$F^{In} = m_G \alpha \quad (2-27)$$

$$M^{In} = I_G \alpha \quad (2-28)$$

### 2.5.3 Analisa Safety Factor

*Safety factor* adalah sebuah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi suatu mesin atau struktur. *Safety factor* dapat digunakan untuk membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya sehingga didapatkan nilai dari *safety factor* itu sendiri. Untuk mesin atau struktur yang terbuat dari material yang ulet, maka nilai *ultimate tensile strength* dan *yield strength* diasumsikan memiliki nilai yang sama ketika diberi pembebanan tarik dan tekan. Nilai *safety factor* dapat dihitung menggunakan persamaan (2-29)

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{von-misses}} \text{ di mana } N_y \times \sigma_{von-misses} \leq \sigma_y \quad (2-29)$$

Dalam buku *Machine Design: Theory and Practice* karya A. Deustchman, dkk. ditetapkan rentang nilai *safety factor* dalam berbagai kondisi sebagai berikut. (Deutschman et al., 1975).

1.  $N = 1,25 - 1,5$  : untuk beban yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti.
2.  $N = 1,2 - 2,0$  : untuk bahan yang sudah diketahui dan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap dan dapat ditentukan dengan mudah.

3.  $N = 2,0 - 2,5$  : untuk bahan yang beroperasi pada lingkungan biasa dan beban serta tegangannya dapat ditentukan.
4.  $N = 2,5 - 3,0$  : untuk bahan getas di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata.
5.  $N = 3,0 - 4,0$  : untuk bahan belum diuji yang digunakan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata atau untuk bahan yang sudah diketahui baik yang bekerja pada tegangan yang tidak pasti.
6. Beban berulang : faktor-faktor yang ditetapkan pada no.1 sampai no.6 yang sesuai tetapi harus disalurkan pada batas ketahanan Lelah daripada kekuatan Lelah bahan
7. Gaya kejut: faktor yang sesuai pada no.3 sampai no.5 tetapi faktor kejut termasuk dalam beban kejut.
8. Beban getar: di mana tegangan maksimum digunakan secara teoritis, harga faktor keamanan dipresentasikan pada no.1-5 yang diperkirakan dua kalinya.

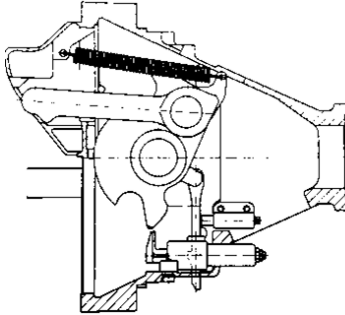
## **2.6 Standar Yang Digunakan**

### **2.6.1 EN 16019:2014**

Standar EN 16019:2014 merupakan standar geometri pada *automatic coupler type 10* yang digunakan oleh kereta api. Standar yang berjudul *Performance Requirements, Specific Interface Geometry And Test Method* ini berisikan batas-batas geometri dan batas-batas kemampuan kerja yang diperlukan pada *automatic coupler type 10*. Geometri yang dimaksud adalah komponen-komponen standar yang dapat digunakan pada *automatic coupler type 10*, posisi yang terjadi ketika *coupler* saling berinteraksi, hal-hal yang diperlukan dalam proses *coupling* dan tes yang diperlukan untuk menguji *coupler*.

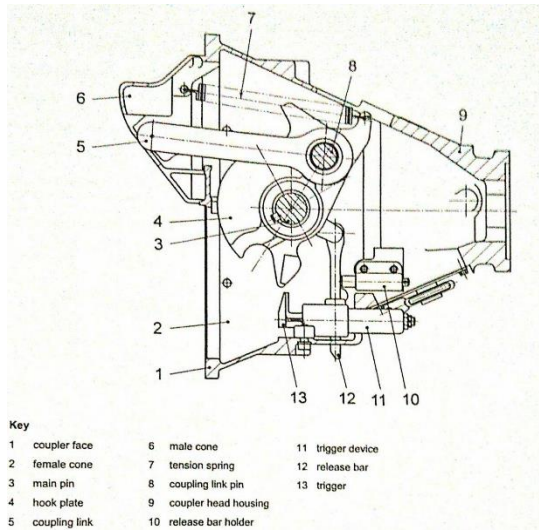
*Automatic coupler type 10* merupakan *automatic coupler* tipe pengait yang menggunakan sistem mekanik, pneumatic dan terkadang elektrik dalam melakukan sambunngan antar dua kereta

tanpa bantuan manual. *Automatic coupler* ini biasa dikenal dengan nama “*Scharfenberg system Type 10*”. Bentuk geometri dari *automatic coupler Type 10* dapat dilihat pada Gambar 2.16.



Gambar 2.16 Automatic coupler Type 10 (British Standard Institution, 2013)

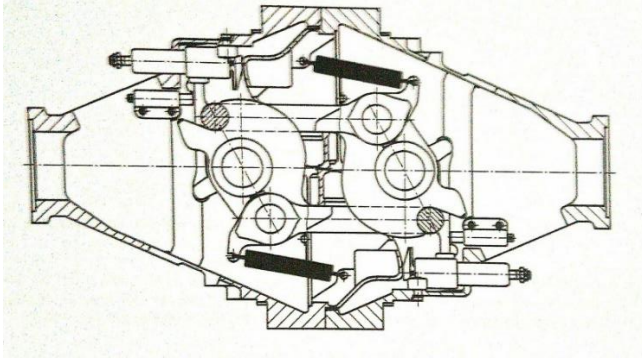
Bagian utama dari *head coupler* dari *Automatic Coupler Type 10* adalah *housing* dengan dilengkapi elemen penghubung, *coupler lock*, *uncoupling device*, *air pipe connections* dan *interface* pada bagian belakang dari *automatic coupler*. *Automatic coupler Type 10* juga dilengkapi dengan *pivoting coupler lock* agar memungkinkan kedua kereta untuk terhubung secara mekanik. *Coupler lock* terdiri dari bagian *hook plate*, *coupling link*, *central pin*, *tension spring*, *release bar holder*, dan *release bar* dengan alat pemicu. *Housing* dari *automatic coupler* ini juga dilengkapi dengan *male cone*, *female cone* dan *gathering cone* agar dapat melakukan mekanisme penghubung. Berdasarkan standar ini, komponen-komponen *automatic coupler type 10* dapat dirangkai mengikuti Gambar 2.16



Gambar 2.17 Perangkaian Automatic coupler type 10 (British Standart Institution, 2013)

Ketika *coupler* sudah dalam posisi *coupled*, komponen-komponen dari *coupler lock* akan menerima beban tarik. *Coupler lock* akan membentuk posisi jajaran genjang agar dapat memberikan kesetimbangan gaya yang terdistribusi pada kedua *coupling link*. Dengan adanya distribusi gaya ini, akan mencegah terjadinya *uncoupling* secara tidak disengaja dan mengurangi keausan pada *coupler lock*. Sedangkan beban tekan akan terdistribusi melalui bagian depan dari *automatic coupler* yang memiliki permukaan datar. Beban tarik maksimum pada *automatic coupler type 10* adalah 1000 kN dan beban tekan maksimum adalah 1500 kN.





Gambar 2.18 Posisi *coupled* (British Standart Institution, 2013)

Pengujian yang dapat dilakukan pada *automatic coupler type 10* adalah uji kekuatan, uji dimensi dan uji jangkauan. Uji kekuatan pada *automatic coupler* ini terdiri atas pengujian untuk beban tarik dan beban tekan. Pengujian dilakukan pada kondisi *coupled* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.18. Pembebanan dilakukan secara bertahap hingga mencapai batas maksimum dan dilakukan dalam waktu 1 menit. Nilai pengujian pada uji tarik dan tekan tidak boleh menyebabkan *automatic coupler* terdeformasi secara sempurna atau melebihi 0,2% dari *yield stress* ( $0,2\% R_p$ ). Oleh karena itu hasil dari pengujian harus mengikuti persamaan berikut (British Standart Institution, 2013).

$$\varepsilon \leq \varepsilon_{limit} \text{ di mana } \varepsilon_{limit} = R_{p\ 0,2}/E \quad (2-30)$$

di mana  $\varepsilon$  adalah regangan yang didapatkan selama pengujian,  $\varepsilon_{limit}$  adalah batas regangan dari material,  $R_{p\ 0,2}$  adalah 0,2% *yield stress* dan E adalah Modulus Young.

## 2.6.2 ASME RT-1-2010

ASME RT-1 merupakan standar keamanan pada struktur yang dibutuhkan bagi kereta ringan. Pada standar ini terdapat kategori-kategori beban yang ada pada kereta. Kategori beban pada kereta tersebut ditunjukkan pada Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Kategori beban kereta ringan

Kondisi Pembebanan		Definisi
AW0	<i>Empty load</i>	Beban pada kendaraan siap jalan bersama dengan komponen yang terpasang pada kereta termasuk cairan lubrikan yang digunakan, cairan <i>windshield</i> , dll., namun tidak termasuk kru kereta serta penumpang
AW1	<i>Fully seated load</i>	AW0 ditambah beban kru kereta dan tempat duduk penumpang terisi semua
AW2	<i>System load</i>	AW 1 ditambah dengan 4 penumpang di tiap meter <sup>2</sup> di daerah tanpa tempat duduk
AW3	<i>Crush load</i>	AW 1 ditambah dengan 6 penumpang di tiap meter <sup>2</sup> di daerah tanpa tempat duduk
AW4	<i>Structural load</i>	AW 1 ditambah dengan 8 penumpang di tiap meter <sup>2</sup> di daerah tanpa tempat duduk

Massa tiap penumpang dan kru kereta didefinisikan sebesar 70 kg. Kategori AW4 merupakan kondisi ekstrem di mana kereta ringan hanya beroperasi dibawah tanah (American Society of Mechanical Engineer, 2010).

### 2.6.3 APTA PR-CS-RP-019-11

Standar APTA PR-CS-RP-019-11 merupakan standar yang digunakan untuk menentukan standar minimal penyertaan *pushback coupler* pada kereta penumpang yang bertujuan untuk meningkatkan *crashworthiness* pada kereta penumpang saat kereta bertumbukan. *Pushback coupler* merupakan *coupler* yang memiliki spesifikasi dan fungsi sebagai *coupler* ketika pengoperasian atau saat penggunaan, selain itu juga dilengkapi dengan fitur mampu tarik yang akan berfungsi ketika gaya tertentu dan mampu menyerap energi ketika kondisi *pushback*. Standar ini dapat digunakan bagi kereta penumpang yang ditarik oleh

lokomotif maupun *multiple units*. Standar ini tidak berlaku bagi lokomotif yang menarik kereta non-penumpang dan *power cars*.

Untuk melakukan validasi desain dari *pushback coupler*, dapat dilakukan dengan melakukan analisis dan pengujian. Analisis berfungsi untuk mendemonstrasikan hal-hal yang diperlukan *pushback coupler* dalam pengoperasiannya atau dalam kondisi tumbukan. Pengujian pada *pushback coupler* berfungsi untuk mengetahui apakah *pushback coupler* dapat menyerap energi minimum dan beban awal yang memenuhi spesifikasi.

*Pushback coupler* yang ada di tiap bagian belakang kereta harus dapat memenuhi kriteria minimum yang tertera pada Tabel 2.3 Matriks analisis *pushback coupler*. Kriteria ini berhubungan dengan skenario yang akan dilakukan pada analisis *pushback coupler*.

Tabel 2.3 Matriks analisis *pushback coupler*

Bentuk Analisis	Tipe Analisis	Level	Parameter input	Kriteria
Pengoperasian	Tumbukan dinamik dengan model 1 dimensi <i>spring-mass system</i>	<i>Train</i>	Kecepatan impact 5 mph (8km/h) untuk skenario yang digunakan	Tidak ada beban awal pada <i>pushback coupler</i>
<i>Pushback coupler exhaustion</i>	Tumbukan dinamik dengan model 1 dimensi <i>spring-mass system</i>	<i>Train</i>	Kecepatan impact 12 mph (19.3 km/h) untuk skenario yang digunakan	Beban maksimum tidak melebihi beban kritis pada <i>carbody</i>

Penyimpanan	Beban struktur	<i>Car</i>	150.000 lbf (667 kN) pada <i>draft</i> untuk berbagai nilai ketika <i>pushback</i>	<i>Draft</i> dapat menahan beban tanpa terjadi kerusakan
Ketahanan torsional	Beban struktur	<i>Car</i>	Nilai torsi 150.000 lbf . ft (203 kN . m) sebelum <i>pushback</i>	Dapat menahan beban torsi tanpa terjadi kerusakan

Untuk melakukan analisis *pushback coupler*, standar ini dilengkapi dengan skenario yang digunakan dalam analisis *pushback coupler*. Skenario ini meliputi dari rangkaian kereta yang digunakan, kondisi awal, model dan analisis serta hasil dari analisis. Berikut merupakan skenario analisis yang digunakan.

Rangkaian kereta terdiri dari dua jenis rangkaian yaitu kereta yang bergerak dan kereta yang diam. Kereta yang bergerak terdiri atas

- a) Satu lokomotif, satu *cab car* dan empat *trailer car*. *Cab car* dan *trailer car* diasumsikan sudah dilengkapi dengan mekanisme penyerap energi. Rangkaian kereta ini ditunjukkan pada Gambar 2.19.



Gambar 2.19 Rangkaian kereta dengan satu lokomotif, satu *cab car* dan empat *trailer car* (American Public Transportation Association, 2012)

- b) Enam *multiple units*. *Multiple units* diasumsikan diasumsikan sudah dilengkapi dengan mekanisme penyerap energi. Rangkaian kereta ini ditunjukkan pada Gambar 2.20.



Gambar 2.20 Rangkaian kereta dengan enam multiple units  
(American Public Transportation Association, 2012)

Sedangkan kereta yang diam dirangkai dengan satu lokomotif dan diikuti dengan kereta konvensional yang memiliki massa sama dengan massa kereta yang bergerak. Lokomotif pada kereta yang diam dianggap sebagai *rigid body* dan dilengkapi dengan *draft gear*. Pembebanan pada *cab car*, *trailer car* dan *multiple units* didefinisikan dengan pembebanan AW0, sedangkan lokomotif diasumsikan memiliki beban 260.000 lbm.

Kondisi awal dalam melakukan skenario analisis ini adalah sebagai berikut.

- a) Kedua rangkaian kereta berada pada ketinggian yang sama
- b) Kecepatan impak yang digunakan adalah
  - a. 5 mph (8 km/h)
  - b. 12 mph (19,3 km/h)
- c) Kondisi pengereman pada kereta yang diam adalah *service brake*
- d) Kondisi pengereman pada kereta yang bergerak adalah *emergency brake*

Model dan analisis yang digunakan pada skenario ini adalah *spring-mass system* satu dimensi di mana pegas yang digunakan pada model ini merupakan *non-linear spring* yang mewakili karakteristik gaya yang dapat merusak *pushback coupler* dan struktur dari *carbody*.

Dengan menggunakan skenario pada standar ini, maka akan didapatkan hasil dari analisis sebagai berikut (American Public Transportation Association, 2012).

- a) Analisis kecepatan pengoperasian 5 mph (8km/h): Deformasi pada bagian belakang tiap kereta dibatasi oleh respons elastis pada *draft gear*.
- b) Analisis *pushback exhaustion* dengan kecepatan 12 mph (19,3 km/h): Beban yang diterima pada tiap *carbody* pada rangkaian kereta tidak melebihi beban kritis

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

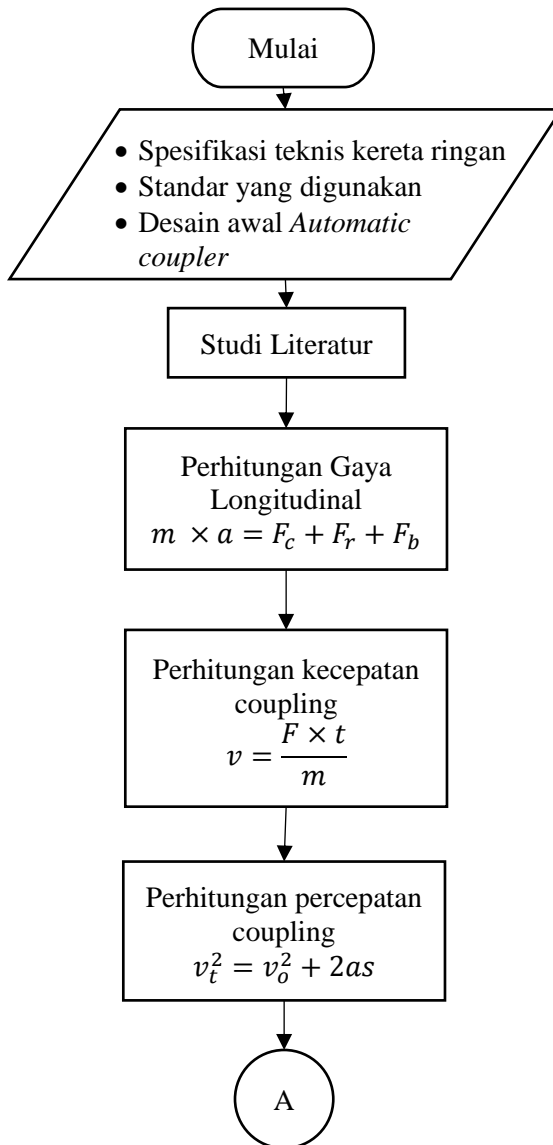
### BAB III METODE PENELITIAN

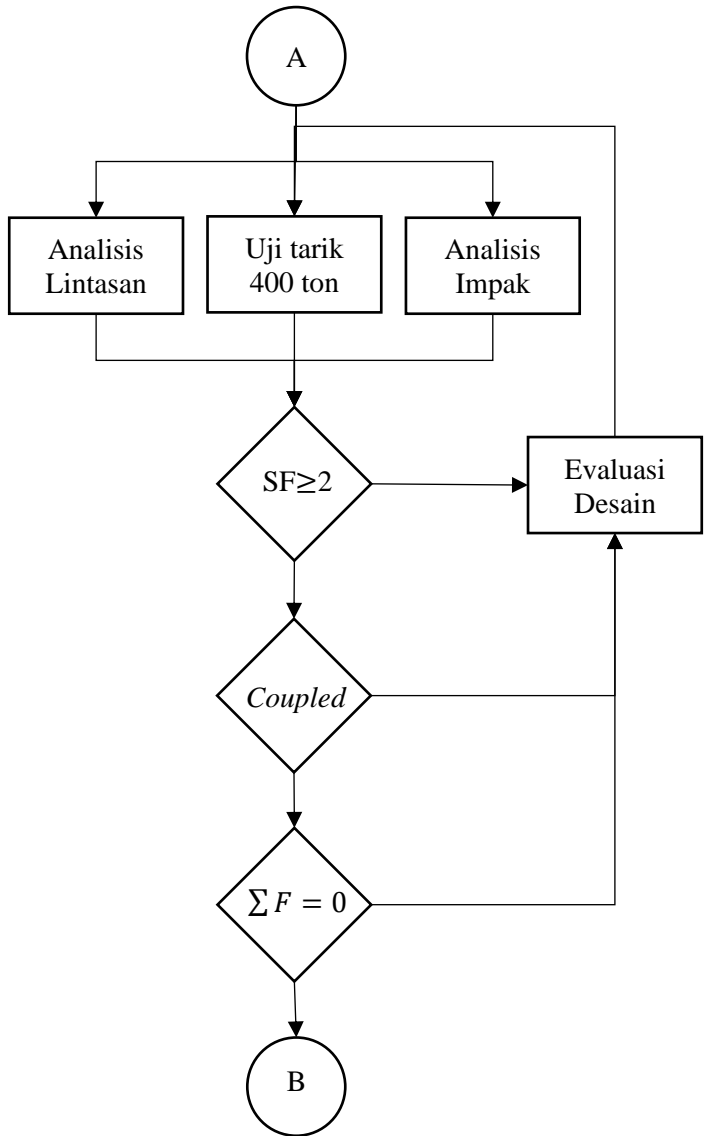
Sebagaimana yang telah disebutkan pada bagian 1.4, tujuan penelitian ini adalah menentukan desain *automatic coupler* kereta ringan yang memiliki ikatan kuat antar *automatic coupler* dan menentukan rentang kecepatan *automatic coupler* pada saat *coupling*. Untuk mendapatkan desain *automatic coupler* yang diinginkan, perubahan desain akan dilakukan analisis lintasan pada komponen-komponen pada *automatic coupler* yang sudah ada pada penelitian sebelumnya. Kemudian dilakukan perbandingan pada hasil analisis lintasan pada *automatic coupler* yang sudah ada pada penelitian sebelumnya dengan *automatic coupler* yang sudah didesain ulang. Desain *automatic coupler* yang digunakan pada penelitian ini adalah desain yang mengacu pada standar EN 16019:2014 di mana *hooked plate* dan *coupling link* pada kedua *automatic coupler* dapat membentuk jajaran genjang saat proses *coupling*. Sedangkan, untuk mendapatkan rentang kecepatan tersebut maka diperlukan beberapa metodologi penelitian agar tujuan dalam penelitian ini tercapai. Dalam melakukan penelitian ini, prosedur analisis yang ada pada standar APTA PR-CS-RP-019-11 akan menjadi dokumen untuk memverifikasi metode penelitian ini.

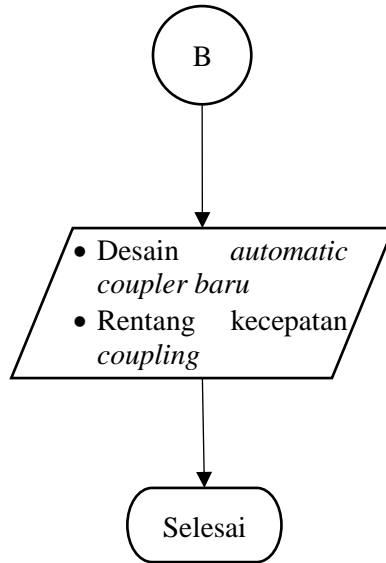
Kemudian dilakukan perhitungan gaya longitudinal pada kereta yang akan bergerak. Perhitungan gaya longitudinal dilakukan dengan menggunakan persamaan (2-16). Gaya longitudinal ini akan digunakan sebagai input dalam melakukan perhitungan rentang kecepatan pada persamaan (2-13). Dari kecepatan yang didapat dapat dicari percepatan saat proses *coupling* dengan menggunakan persamaan (2-7). Percepatan yang didapatkan akan dikalikan dengan pembebanan pada model kereta ringan sehingga mendapatkan tegangan maksimal saat proses *coupling* terjadi. Tegangan maksimal ini didapatkan dari simulasi



*static structural*. tahapan-tahapan dalam melakukan penelitian ini dapat digambarkan pada Gambar 3.1.







Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

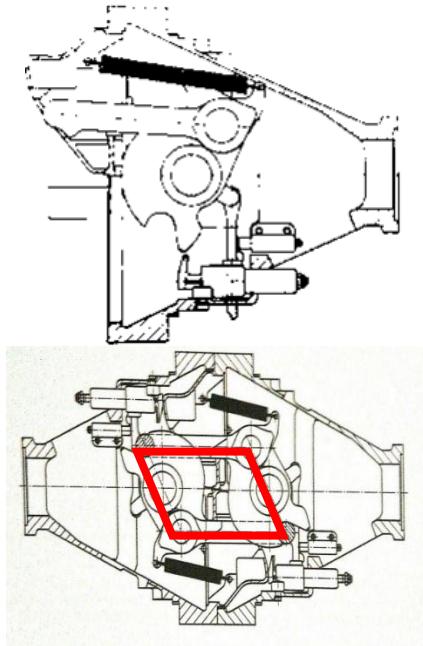
### 3.1 Studi Literatur

Studi literatur merupakan tahapan untuk mempelajari penelitian sebelumnya, jurnal dan standar yang digunakan. Karena model 3D yang digunakan pada penelitian ini adalah *automatic coupler* kereta ringan, maka kinematika gerak *automatic coupler* mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh A.David (David, 2019). Standar EN 16019:2014 digunakan sebagai pembandingan antara desain *automatic coupler* hasil *redesign* dengan *automatic coupler type 10*. Standar ASME RT-1-2010 digunakan sebagai acuan pembebanan pada kereta yang dijadikan model dalam penelitian ini. Data-data yang dijadikan referensi pada standar EN 16019:2014 adalah beban tarik dan kompresi pada *automatic coupler* dan mekanisme gerak pada *automatic coupler type 10* (British Standard Institution, 2013), sedangkan data yang dijadikan referensi pada standar ASME RT-1-2010 adalah kondisi pembebanan yang digunakan pada kereta ringan (American

Society of Mechanical Engineer, 2010). Selain itu, standar APTA PR-CS-RP-019-12 digunakan sebagai acuan dalam melakukan analisis pada penelitian ini (American Public Transportation Association, 2012). Perhitungan manual dilakukan menggunakan perhitungan dampak yang terjadi pada *automatic coupler*. Perhitungan dampak dilakukan dengan menggunakan persamaan impuls dan momentum sebagaimana yang dijelaskan pada 2.2. Dalam melakukan analisis numerik, penggunaan ANSYS *Workbench* pada analisis sistem *Rigid dynamic analysis* dan *Transient structural analysis* mengacu pada “ANSYS 18.0 *Workbench User’s Guide*”. Tahapan-tahapan dalam melakukan analisis numerik menggunakan ANSYS *Workbench* telah dijelaskan pada bagian 2.4.1.

### **3.2 Perubahan Desain Automatic Coupler**

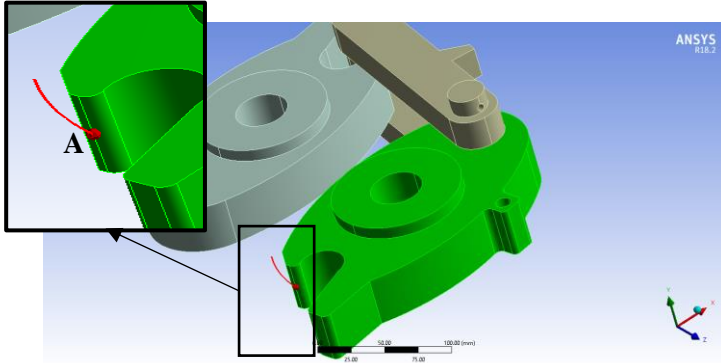
Perubahan desain ini dilakukan untuk mendapatkan hasil yang diinginkan. Oleh karena itu terdapat beberapa perubahan ukuran dan lokasi dari komponen-komponen pada model. Tujuan perubahan letak dan ukuran ini adalah agar *hooked plate* dapat memberikan putaran sudut yang lebih besar agar proses penguncian antara *coupling link* dan *hooked plate* lebih mudah terjadi. Tujuan dari perubahan ini agar *hooked plate* dan *coupling link* dapat membentuk jajaran genjang sebagai mana yang sudah dijelaskan pada 2.6.1. Perubahan ini mengacu pada standar EN 16019:2014 sebagai mana yang ditunjukkan pada Gambar 3.2 sebagai referensi perubahan model (British Standard Institution, 2013).



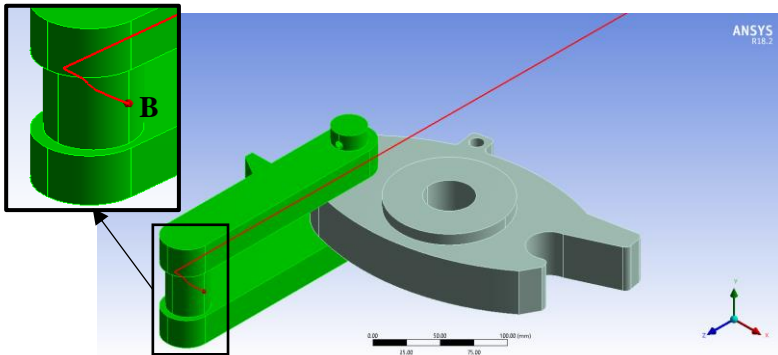
Gambar 3.2 Model referensi

Perubahan desain dilakukan dengan melakukan analisis lintasan pada *automatic coupler* pada model yang sudah didesain oleh . Analisis lintasan ini bertujuan untuk mengetahui posisi-posisi pada beberapa komponen pada *automatic coupler* ketika proses *coupling* terjadi. Komponen yang akan menjadi objek dalam analisis kecepatan ini adalah *hooked plate* dan *coupling link* karena komponen ini yang memiliki peran utama dalam proses *coupling*.

Titik-titik yang digunakan pada *hooked plate* dan *coupling* dalam analisis lintasan adalah titik yang pertama kali akan mengalami kontak satu sama lain. Titik-titik yang digunakan dalam analisis lintasan ini ditunjukkan pada Gambar 3.3 dan Gambar 3.4.



Gambar 3.3 Titik pada hooked plate



Gambar 3.4 Titik pada *coupling link*

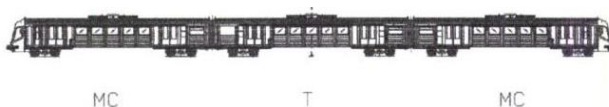
Titik A mewakili daerah pada *hooked plate* yang akan mengalami kontak pertama kali dengan *coupling link*. Sedangkan titik B mewakili daerah pada *coupling link* yang akan mengalami kontak pertama kali dengan *hooked plate*.

### 3.3 Analisis Impak

Analisis impak merupakan analisis yang digunakan dalam melakukan perhitungan manual. Analisis impak ini bertujuan untuk mendapatkan rentang kecepatan saat proses

*coupling* terjadi dengan mempertimbangkan spesifikasi teknis kereta dan spesifikasi teknis *automatic coupler*.

Analisis dampak yang digunakan pada penelitian ini menggunakan salah satu model kereta ringan yaitu kereta LRT Palembang yang diproduksi oleh PT INKA (Persero). Berdasarkan spesifikasi teknis PT INKA (Persero), kereta ini terdiri dari 3 gerbong kereta yaitu *Motor Car (MC1)-Trailer Car(T)-Motor Car (MC2)*. Gambar 3.5 menunjukkan rangkaian kereta LRT Palembang



Gambar 3.5 Rangkaian kereta ringan

Pembebanan pada model kereta ini ditunjukkan pada Tabel 3.1

Tabel 3.1 Pembebanan kereta

Kondisi Pembebanan	MC1 (ton)	T (ton)	MC2 (ton)	Total (ton)
<i>Tare (AW0)</i>	33	32	33	98
Normal (AW 2)	41.5	41.6	41.5	124.5
Crash (AW 3)	47.1	47.8	47.1	142.0

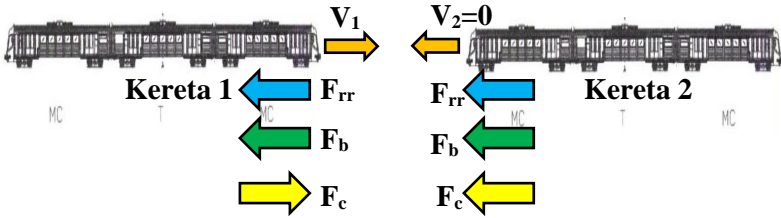
Dengan *axle load* pada tiap-tiap gerbong dan kondisi pembebanannya masing-masing ditunjukkan pada Tabel 3.2

Tabel 3.2 axle load pada tiap gerbong

Kondisi Pembebanan	MC1 (ton)	T (ton)	MC2 (ton)
<i>Tare (AW0)</i>	8.25	8	8.25
Normal (AW 2)	10.38	10.4	10.38
Crash (AW 3)	11.78	12	11.78

Pengaturan *free body diagram* dengan menggunakan model kereta ini ditunjukkan pada Gambar 3.6.



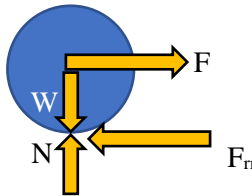


Gambar 3.6 Free body diagram LRT Palembang

Kereta 1 merupakan kereta yang bergerak dengan kecepatan  $V_1$  sedangkan kereta 2 merupakan kereta yang diam sehingga kecepatan pada kereta 2 adalah  $V_2=0$ .  $F_{rr}$  merupakan *rolling resistance* yang terakumulasi pada seluruh roda pada tiap-tiap kereta.  $F_b$  adalah *braking force* yang terjadi pada tiap-tiap kereta.

### 3.3.1 Analisis Resistance Force ( $F_r$ )

*Resistance force* adalah penjumlahan *rolling resistance force* dan *air resistance force*. Namun karena pengaruh *air resistance* pada kereta ringan tidak begitu berpengaruh maka *air resistance* dapat diabaikan (Metro Tech Consulting Services Engineering and Architecture Consultants, 2012). *Free body diagram* untuk *rolling resistance* dapat digambarkan pada Gambar 3.7



Gambar 3.7 Free body diagram rolling resistance

Perhitungan *rolling resistance* menggunakan persamaan (2-17) dengan besar  $C_{rr}$  adalah 0.002 untuk kendaraan dengan roda baja yang berjalan di atas rel baja (*Rolling Resistance*, n.d.).  $W$

adalah *axle load* pada tiap *axle* nya. Karena tidak adanya pergerakan dalam sumbu vertikal dan tiap *axle* terdiri dari dua *wheel* sehingga  $W = \frac{1}{2}N$  untuk tiap *wheel*nya. Besar *rolling resistance* di tiap gerbong dengan masing-masing pembebanannya

Tabel 3.3 Rolling resistance

Kondisi Pembebanan	MC1 (kN)	T (kN)	MC2 (kN)
<i>Tare</i> (AW0)	0.0083	0.0080	0.0083
Normal (AW 2)	0.0104	0.0104	0.0104
Crash (AW 3)	0.0118	0.0120	0.0118

### 3.3.2 Analisis *Brake Force* ( $F_b$ )

Dalam menganalisis besar *brake force*, besar tekanan pada *brake cylinder* dan besar koefisien gesek didapatkan dari PT INKA (Persero) sendiri. Data yang didapatkan adalah besar *brake force* itu sendiri di tiap bogie pada masing-masing gerbong. Sesuai dengan yang dijelaskan pada 2.6.3, kondisi pengereman yang terjadi adalah *service brake* bagi kereta diam dan *emergency brake* bagi kereta yang bergerak. Dengan mengasumsikan bahwa pengereman terjadi di tiap *bogie* maka besar *brake force* di tiap gerbongnya dapat ditunjukkan pada Tabel 3.4.

Tabel 3.4 Brake Force

Braking Force per bogie						
Kondisi Pembebanan	Kereta 1 (Emergency Brake)			Kereta 2 (Service Brake)		
	MC1 (kN)	T (kN)	MC2 (kN)	MC1 (kN)	T (kN)	MC2 (kN)
<i>Tare</i> (AW0)	26.8	31.6	26.8	20.7	20.7	20.7
Normal (AW 2)	29.3	29.3	29.1	22.6	22.6	22.5
Crash (AW 3)	34.8	34.8	34.8	27	27	27

### 3.3.3 Analisis *coupling force* ( $F_c$ ) minimal

Analisis *coupling force* minimal dilakukan dengan menghitung gaya  $F_c$  sesuai dengan *free body diagram* yang ditunjukkan pada Gambar 3.6 dengan menggunakan persamaan (2-16). *Coupling force* ini menjadi gaya yang dihasilkan *automatic coupler* untuk memicu terjadinya proses *coupling*. Untuk mencari kecepatan minimal untuk terjadinya proses *coupling*, gaya  $F_c$  yang dibutuhkan merupakan gaya yang dapat membuat kereta 1 tepat bergerak. Oleh karena itu untuk mencari  $F_c$  minimal, persamaan (2-16) dihitung menggunakan hukum Newton 1. Selanjutnya, kecepatan minimal *coupling* pada tiap-tiap pembebanan dapat dihitung menggunakan persamaan (2-14). Hasil perhitungan  $F_c$  dan kecepatan *coupling* pada masing-masing pembebanan ditunjukkan pada Tabel 3.5.

Tabel 3.5 *Coupling Force* Minimal

Kondisi Pembebanan	Total Rolling Resistance Force (kN)	Total Braking Force (kN)	Minimum Coupler Force ( $F_c$ ) (kN)	Minimum coupling velocity (km/j)
Tare (AW 0)	0.196	160.8	160.996	0.591
Normal (AW 2)	0.2492		161.049	0.466
Crash (AW 3)	0.284		161.084	0.408

### 3.3.4 Analisis Coupling Force ( $F_c$ ) maksimal

Analisis *coupling force* maksimal dilakukan dengan menghitung gaya  $F_c$  sesuai dengan *free body diagram* yang ditunjukkan pada Gambar 3.6. *Coupling force* maksimal terjadi saat *automatic coupler* bergerak dari kecepatan  $v = 0$  m/s hingga mencapai kecepatan tertentu pada jarak antar *automatic coupler* adalah 3 m. Dengan begitu nilai percepatan *automatic coupler* dapat dihitung menggunakan persamaan (2-7). Nilai percepatan yang didapat kemudian digunakan pada persamaan (2-16) untuk menghitung besar  $F_c$  maksimal. Sehingga hasil perhitungan pada tiap-tiap pembebanannya dapat ditunjukkan pada Tabel 3.6.

Tabel 3.6 *Coupling Force* Maksimal

Pembebanan	$V_o$ (km/j)	$V_t$ (km/j)	s (m)	a (m/s <sup>2</sup> )	Longitudinal Force (kN)
Tare (AW0)	0	1.058	3	0.01439	288

### 3.4 Analisis Elemen Hingga

Analisis elemen hingga merupakan analisis yang dilakukan dengan cara simulasi numerik. Sebagaimana yang dijelaskan pada subbab 2.4, simulasi numerik ini dilakukan dengan menggunakan bantuan *software ANSYS 18.2* di mana sistem analisis yang digunakan adalah analisis *rigid dynamic* dan analisis *static structural*.

### 3.4.1 Model Material

Material yang digunakan pada simulasi ini terdiri dari 2 jenis material yaitu S 45 C dan SS 400 di mana data tentang penggunaan material ini didapatkan dari PT INKA (Persero). Material S 45 C digunakan pada *hooked plate* dan *coupling link* sedangkan material SS 400 digunakan untuk komponen lainnya (David, 2019). Material S 45 C ekuivalen dengan material AISI 1045 dan SS 400 ekuivalen dengan material ASTM A36. Sifat-sifat mekanik material yang digunakan pada *automatic coupler* kereta ringan ini ditunjukkan pada Tabel 3.7 dan Tabel 3.8.

Tabel 3.7 Sifat mekanik material S 45 C

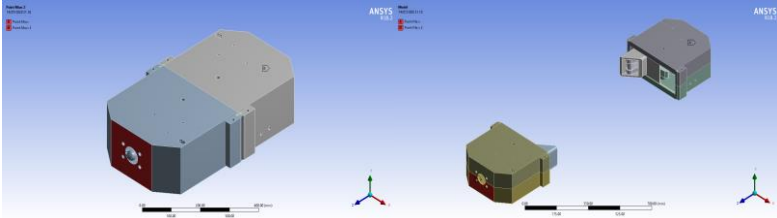
Young's Modulus	205 GPa
Poisson's Ratio	0.29
Density	7,85 g/mm <sup>3</sup>
Yield Strength	490 MPa
Tensile Ultimate Strength	686 MPa

Tabel 3.8 Sifat mekanik material SS 400

Young's Modulus	200 GPa
Poisson's Ratio	0.26
Density	7,8 g/mm <sup>3</sup>
Yield Strength	250 MPa
Tensile Ultimate Strength	400 – 510 MPa

### 3.4.2 Model Automatic Coupler Kereta Ringan

Sebagaimana yang telah dijelaskan pada subbab 2.1, model yang digunakan dalam simulasi ini adalah *automatic coupler* kereta ringan. Kedua *coupler* berada pada kondisi *ready to couple* yang diberikan jarak 3 m untuk simulasi *coupling* sedangkan untuk simulasi kekuatan material pada kondisi *coupled*. *Point mass* sebesar 98000kg diberikan pada tiap tiap *automatic coupler* untuk mewakili beban tiap kereta. Model geometri untuk analisis elemen hingga ditunjukkan pada Gambar 3.8.



Gambar 3.8 Model simulasi

Selain itu, terjadi beberapa penggabungan beberapa sub-komponen menjadi satu sub-komponen tanpa mengubah dimensi dari sub-komponen tersebut. Penggabungan ini bertujuan untuk mempermudah proses simulasi serta mempermudah dalam melakukan konfigurasi *joint*. Sub-komponen yang digabungkan merupakan sub-komponen yang tidak memiliki *degree of freedom* atau diterapkan *fixed joint*. Namun tidak semua sub-komponen dengan *fixed joint* mampu dilakukan penggabungan. Proses penggabungan ini dilakukan dengan bantuan *Spaceclaim*.

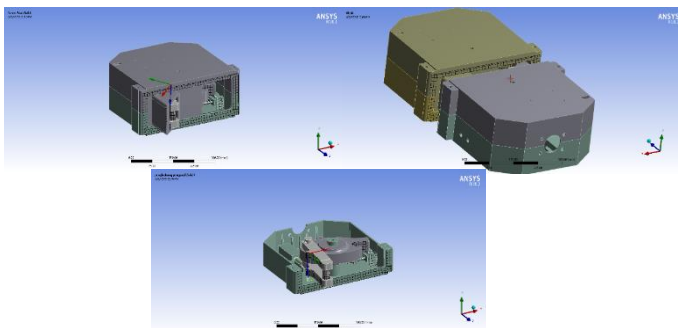
*Joint* yang diterapkan pada model ini adalah *revolute joint*, *translation joint* dan *fixed joint* di mana penerapan *joint-joint* ini dilakukan secara manual. *Revolute joint* berfungsi agar komponen memiliki *degree of freedom* berupa gerak rotasi terhadap sumbu Z yang relatif terhadap objek referensi. *Translation joint* berfungsi agar komponen memiliki *degree of freedom* berupa gerak translasi terhadap sumbu X relatif terhadap objek referensi. *Fixed joint* berfungsi agar komponen tidak memiliki *degree of freedom*. *Contact* yang diterapkan pada model adalah *non-frictional contact* dan *no separation contact* dengan koefisien restitusi 0 agar tidak terjadi momentum yang terjadi setelah kontak terjadi.

### 3.4.3 Diskritisasi

Diskritisasi atau *meshing* merupakan proses membagi sebuah model menjadi elemen-elemen kecil dengan jumlah tertentu yang dihubungkan dengan *node*. Ketika simulasi

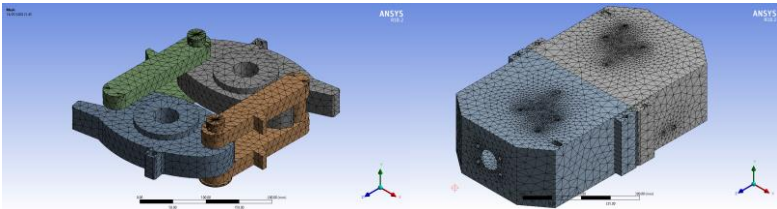
berlangsung, perhitungan akan dilakukan di tiap-tiap elemen dan *node* sehingga hasil perhitungan akan lebih merata pada model yang akan dianalisis (Ozen, 2014). Pada penelitian ini proses diskritasi dibagi menjadi dua tahap yaitu pada *rigid dynamic analysis* dan *static structural analysis* karena *meshing solver* yang digunakan *rigid dynamic* dan *static structural* merupakan *solver* yang berbeda di mana *rigid dynamic analysis* menggunakan *rigid body dynamic* sedangkan *transient structural analysis* menggunakan *Mechanical APDL* (ANSYS Inc., 2016).

Diskritasi pada *rigid body analysis* dilakukan pada permukaan komponen-komponen yang diberikan pengaturan *contact* karena diskritasi pada volume komponen tidak diperlukan (ANSYS Inc., 2016). Standar diskritasi pada sistem analisis ini menggunakan *physical preference* yaitu *Mechanical* dan *element midside nodes* adalah *Dropped*. Pengaturan besar elemen menggunakan fungsi *adaptive* dengan *span angle* dan *relevance center* diatur *medium* dan *element size* sebesar 10 mm. Tipe diskritasi pada permukaan yang digunakan adalah *Quad/Tri* karena diskritasi ini dilakukan pada model yang terdiri atas *multibody* (ANSYS Inc., 2016). Dengan menggunakan konfigurasi ini maka dihasilkan 2618 *element* serta 9166 *nodes*. Hasil dari diskritasi pada sistem analisis ini dapat dilihat pada Gambar 3.9.



Gambar 3.9 Diskritasi pada rigid dynamic analysis

Diskritasi pada *static structural analysis* dilakukan pada seluruh geometri pada model karena untuk melakukan sistem analisis ini diperlukan mencari tegangan dari seluruh geometri. Standar diskritasi pada sistem analisis ini menggunakan *physical preference* yaitu *Mechanical* dan *element midside nodes* adalah *Program controlled*. Pengaturan besar elemen menggunakan fungsi *adaptive* dengan ukuran elemen 16 mm. Dengan menggunakan konfigurasi ini maka dihasilkan 96404 *elements* serta 182510 *nodes*. Hasil dari diskritasi pada sistem analisis ini dapat dilihat pada Gambar 3.10.



Gambar 3.10 Diskritasi pada static structural analysis

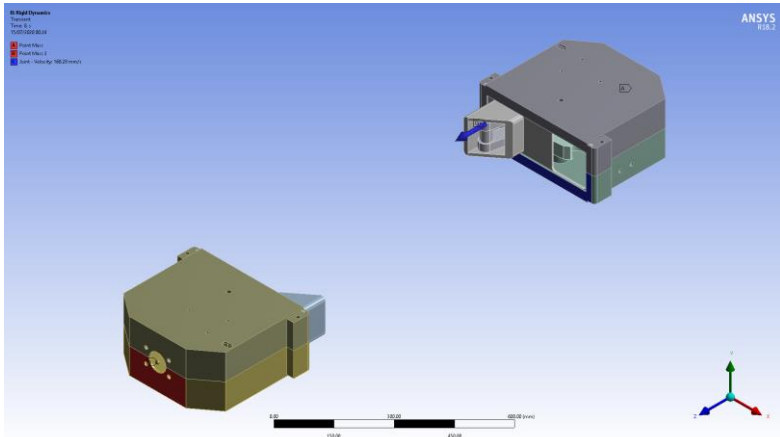
### 3.4.4 Kondisi Batas dan Pembebanan

Kondisi batas pada simulasi ini digunakan agar model dapat memberikan solusi yang diinginkan. Kondisi batas pada tiap-tiap simulasi berbeda-beda. Terdapat tiga bentuk kondisi batas yang akan diterapkan yaitu kondisi batas pada *rigid dynamic*, *static structural* akibat beban impact, dan *static structural* pada perubahan desain *automatic coupler*.

Pada *rigid dynamic*, kondisi batas merupakan kecepatan *automatic coupler* untuk bisa melakukan *coupling* sebagaimana yang ditunjukkan pada Tabel 3.5 kemudian kecepatan *coupling* ini diterapkan pada *automatic coupler* yang diterapkan *translational body to ground joint* untuk mewakili kondisi kereta yang bergerak. *Joint* yang diterapkan pada kondisi batas ini adalah *fixed joint body to ground* dan *translational joint body to ground*. *Fixed joint* diterapkan pada cover bagian bawah sehingga mewakili kondisi

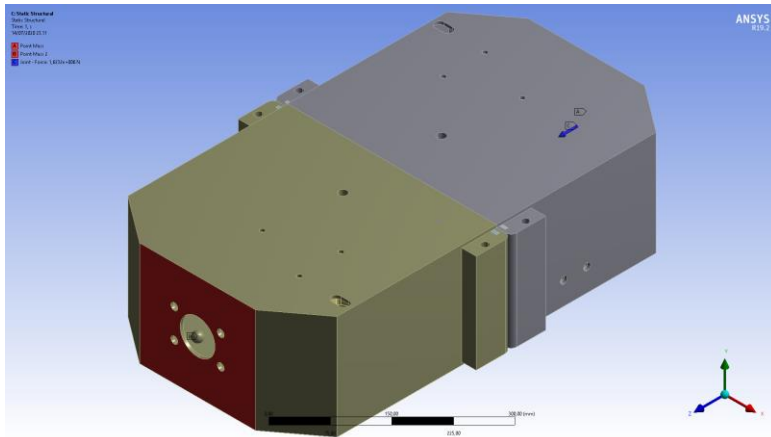


kereta saat sedang dalam kondisi diam. *Translational joint* diterapkan pada cover *automatic coupler* agar *automatic coupler* tersebut dapat bergerak dengan arah X secara relatif terhadap permukaan yang diterapkan *translational joint*. Kondisi batas pada simulasi ini dapat ditunjukkan pada Gambar 3.11.



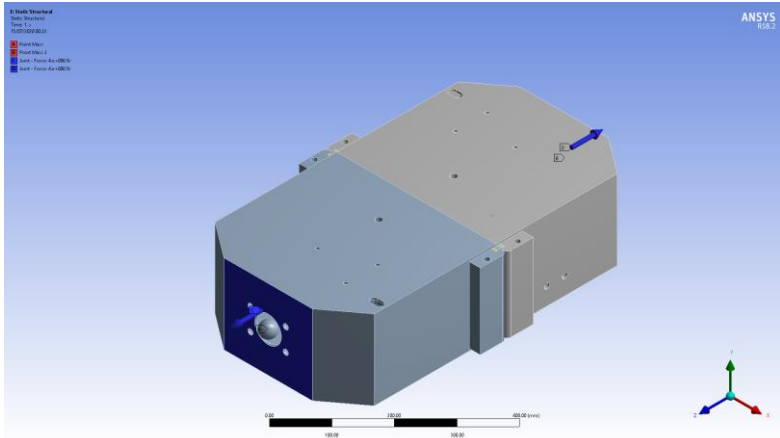
Gambar 3.11 Kondisi batas *rigid dynamic*

Pada *static structural* untuk simulasi kekuatan material akibat beban impact, kondisi batas yang diterapkan adalah gaya longitudinal pada kereta sebagaimana yang ditunjukkan pada Tabel 3.6. Gaya longitudinal akan diterapkan pada *automatic coupler* yang diterapkan *translational joint body to ground* untuk mewakili kondisi kereta yang bergerak. *Joint* yang diterapkan pada kondisi batas ini adalah *fixed support* dan *translational joint body to ground*. *Fixed joint* diterapkan pada cover bagian bawah sehingga mewakili kondisi kereta saat sedang dalam kondisi diam. *Translational joint* diterapkan pada cover *automatic coupler* agar *automatic coupler* tersebut dapat bergerak dengan arah X secara relatif terhadap permukaan yang diterapkan *translational joint*. Kondisi batas pada simulasi ini dapat ditunjukkan pada Gambar 3.12



Gambar 3.12 Kondisi batas *static structural* akibat beban impact

Pada *static structural* untuk simulasi kekuatan material pada perubahan desain *automatic coupler*, kondisi batas yang diterapkan adalah gaya tarik sebesar 4000 kN pada tiap-tiap *automatic coupler*. Gaya tarik ini akan diterapkan pada *automatic coupler* yang diterapkan *translational joint body to ground* untuk mewakili kondisi kereta yang bergerak. *Joint* yang diterapkan pada kondisi batas ini adalah *translational joint body to ground* pada kedua *automatic coupler*. *Translational joint* diterapkan pada *cover automatic coupler* agar *automatic coupler* tersebut dapat bergerak dengan arah X secara relatif terhadap permukaan yang diterapkan *translational joint*. Kondisi batas pada simulasi ini dapat ditunjukkan pada Gambar 3.13



Gambar 3.13 Kondisi batas *static structural* pada perubahan desain *automatic coupler*

### 3.4.5 Solusi yang diinginkan

Dengan menggunakan bantuan ANSYS *Workbench* untuk mendapatkan tujuan yang diinginkan maka hasil yang akan didapatkan adalah:

- a. *Position Probe*, *Position probe* adalah solusi dalam bentuk posisi pada bagian yang akan dianalisis di tiap *timestep*-nya. *Position probe* ini akan digunakan pada tiap-tiap desain *automatic coupler* untuk membandingkan lintasan gerak komponen pada tiap-tiap desain. Penerapan *position probe* akan dilakukan seperti pada Gambar 3.3 dan Gambar 3.4.
- b. *Force reaction*, *force reaction* adalah gaya reaksi pada komponen-komponen yang diterapkan kontak. *Force reaction* akan diterapkan pada kontak antara *hooked plate* pada *automatic coupler* satu dengan *coupling link* pada *automatic coupler* lainnya. *Force reaction* akan diterapkan pada tiap-tiap desain *automatic coupler* untuk mengetahui

desain *automatic coupler* mana yang memiliki gaya reaksi terkecil.

- c. *Equivalent stress (von-misses)*, *equivalent stress* adalah tegangan ekuivalen yang terjadi akibat pembebanan tertentu.
- d. *Safety Factor*, *Safety factor* adalah nilai keamanan yang diterima oleh *automatic coupler* untuk mengetahui nilai keamanan pada *automatic coupler* ketika menerima beban impak.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB IV PEMBAHASAN DAN ANALISIS

### 4.1 Hasil Analisis Pada Desain Awal *Automatic Coupler*

Analisis pada desain awal *automatic coupler* dilakukan dengan cara melakukan analisis lintasan dan *simulasi static structural*. Analisis lintasan digunakan untuk mengetahui lintasan gerak komponen-komponen pada *automatic coupler* pada titik-titik tertentu. Sedangkan simulasi *static structural* pada desain awal *automatic coupler* ditujukan untuk mengetahui kekuatan material pada *automatic coupler* ketika menerima beban tarik.

#### 4.1.1 Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Awal *Automatic Coupler*

Pada subbab 3.2, telah dijelaskan bahwa analisis lintasan dilakukan pada *hooked plate* dan *coupling link*. Analisis lintasan ini dilakukan dengan menggunakan simulasi *rigid dynamic* yang akan menghasilkan solusi berupa *position probe* pada daerah yang telah ditentukan. Daerah yang telah ditentukan ditunjukkan pada Gambar 3.3 dan Gambar 3.4 di mana titik a mewakili daerah pada *hooked plate* dan titik b mewakili daerah pada *coupling link*.

Simulasi *rigid dynamic* dilakukan dengan kondisi batas *fixed support* pada *automatic coupler* yang diam dan *translational joint body to ground* pada *automatic coupler* yang bergerak. Pada *translational joint* diterapkan *joint velocity* ketika kereta dalam kondisi pembebanan AW0 yaitu sebesar 0.164 m/s. Kecepatan ini bergerak pada sumbu X relatif terhadap *automatic coupler* yang akan bergerak sejauh 1 m dengan *time step* sebesar 8 sekon. Setelah semua kondisi batas diterapkan maka simulasi *rigid dynamic* dapat dilakukan.

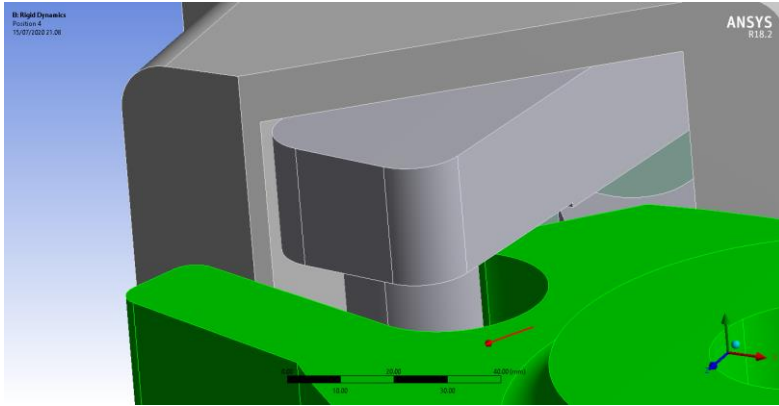
Analisis lintasan dilakukan dengan mengolah data yang didapatkan pada *position probe*. Data yang didapatkan berupa posisi daerah yang akan diamati dalam sumbu x, y dan z pada tiap *timestep*-nya. Namun, karena tidak ada perubahan pada posisi di

sumbu y maka data yang akan dianalisis adalah posisi pada sumbu x dan z.

Dalam *timestep* 8 sekon, kontak antar *automatic coupling* terjadi pada *timestep* 5.164 sekon kemudian berhenti bergerak pada *timestep* 5.2255 sekon. Simulasi berhenti dikarenakan tidak adanya ruang yang cukup bagi *coupling link* untuk bergerak sebagaimana yang ditunjukkan pada Gambar 4.1. Pada Tabel 4.1,  $\Delta x_{ab}$  menunjukkan ruang yang berada di antara *hooked plate* dan *coupling link*. Akibat dari tidak adanya ruang yang cukup bagi *coupling link* untuk bergerak, maka *automatic coupler* tidak bisa melakukan proses *coupling* dengan sempurna. Tidak adanya ruang yang cukup untuk melakukan proses *coupling* dikarenakan waktu yang terjadi saat *cover* bagian depan yang berfungsi sebagai pemicu bagi *locking device* memicu terjadinya proses *coupling* terlalu cepat.

Tabel 4.1 Hasil analisis lintasan pada desain awal *automatic coupler*

time step (s)	a		b		$\Delta x_{ab}$ (mm)	keterangan
	x (mm)	z (mm)	x (mm)	z (mm)		
5.164	-102.05	1090.3	-106.75	1081.6	4.7	kontak
5.2255	-106.81	1099.5	-106.9	1100.5	0.09	berhenti



Gambar 4.1 Hasil analisis lintasan pada desain awal *automatic coupler*

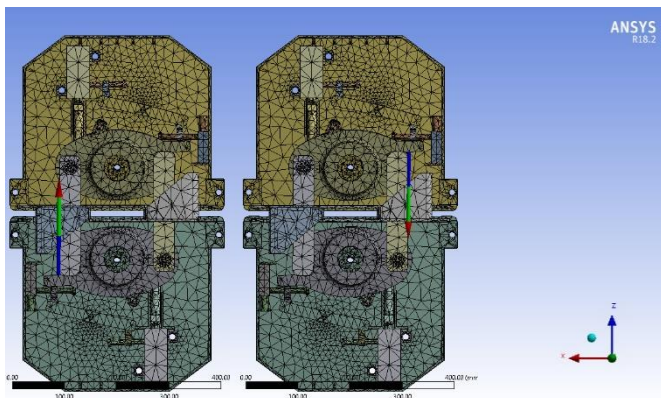
#### 4.1.2 Hasil Simulasi *Static Structural* Pada Desain Awal *Automatic Coupler* Akibat Gaya Tarik 400 Ton

Kondisi batas yang diterapkan untuk melakukan simulasi ini adalah gaya tarik sebesar 4000 kN pada tiap-tiap *automatic coupler*. Gaya tarik ini akan diterapkan pada *automatic coupler* yang diterapkan *translational joint body to ground* untuk mewakili kondisi kereta yang bergerak. *Joint* yang diterapkan pada kondisi batas ini adalah *translational joint body to ground* pada kedua *automatic coupler*. *Translational joint* diterapkan pada cover *automatic coupler* agar *automatic coupler* tersebut dapat bergerak dengan arah X secara relatif terhadap permukaan yang diterapkan *translational joint*. Setelah kondisi batas diterapkan maka proses simulasi dapat dilakukan.

Data yang diolah pada simulasi *static structural* pada desain awal *automatic coupler* adalah *force reaction*. *Force reaction* merupakan analisis pada gaya reaksi yang terjadi pada kontak yang sudah diatur pada pengaturan koneksi. *Force reaction* akan menunjukkan hasil gaya pada sumbu x, y, z dan resultan. Agar mewakili seluruh gaya, maka data yang diolah pada simulasi ini



adalah gaya reaksi resultan. Sedangkan kontak yang akan dianalisis adalah kontak yang terjadi pada *hooked plate* dan *coupling link*. Kontak ini dipilih sesuai dengan standar EN 16019:2014 di mana beban tarik akan terjadi pada *hooked plate* dan *coupling link*.



Gambar 4.2 Gaya reaksi pada desain awal *automatic coupler*

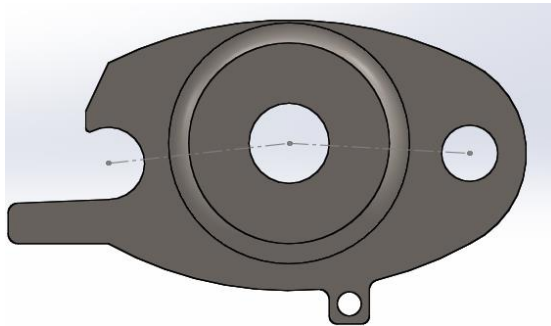
Tabel 4.2 Gaya reaksi pada desain awal *automatic coupler*

	Gaya Resultan (kN)	Arah gaya
<i>Automatic coupler</i> 1	2005.7	Z+
<i>Automatic coupler</i> 2	1997.2	Z-

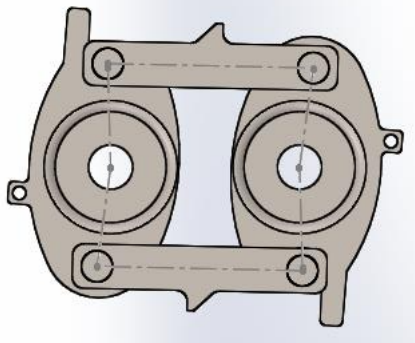
Gambar 4.2 menunjukkan gaya reaksi yang terjadi pada kedua *automatic coupler* ketika menerima beban tarik sebesar 4000 kN. Pada *automatic coupler* 1 gaya resultan yang dihasilkan adalah 2005.7 kN dengan arah z+ sedangkan pada *automatic coupler* 2 gaya resultan yang dihasilkan adalah 1997.2 kN dengan arah z-.

Pada Tabel 4.2 ditunjukkan bahwa kedua gaya reaksi pada masing-masing *automatic coupler* tidak memiliki nilai yang sama. Gaya reaksi yang tidak sama diakibatkan oleh tidak terdistribusinya gaya secara merata pada *hooked plate* dan *coupling link*.

*link*. Pada Gambar 4.3, ditunjukkan desain *hooked plate* pada *automatic coupler* desain awal. Antara lubang tempat *coupling link* bergerak dan tertambat tidak pada satu sumbu yang sama dengan pusat putaran *hooked plate* sehingga menyebabkan distribusi gaya tidak merata. Selain itu pada Gambar 4.4 menunjukkan formasi *coupled* yang tidak membentuk jajaran genjang sebagaimana yang ditunjukkan pada model referensi EN 16019:2015 yang ditunjukkan oleh pada Gambar 3.2. Oleh karena itu gaya yang terjadi pada *hooked plate* dan *coupling link* tidak akan terdistribusi secara merata.



Gambar 4.3 *Hooked Plate* pada desain awal *automatic coupler*



Gambar 4.4 Formasi *coupled* pada desain awal *automatic coupler*

### 4.1.3 Hasil Analisis *Static Structural* Pada Desain Awal *Automatic Coupler* Akibat Beban Impak

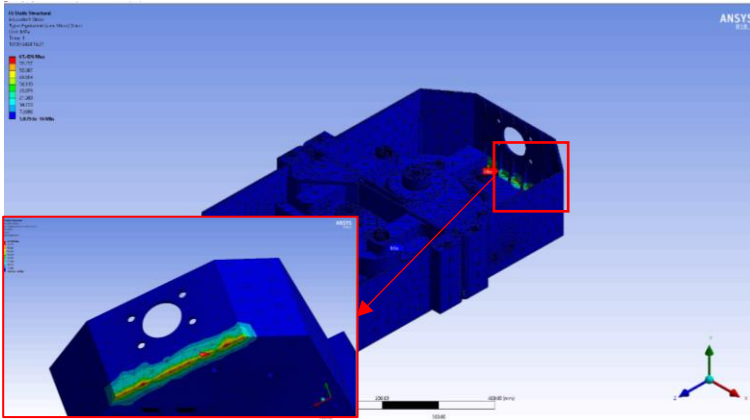
Analisis *static structural* akibat beban impact untuk mengetahui *safety factor* dan tegangan maksimal yang diterima oleh *automatic coupler* saat menerima beban impact. Pada kondisi  $F_c$  maksimum, *automatic coupler* bergerak dari kondisi diam ( $v=0$  m/s) hingga mencapai kecepatan yang ada pada Tabel 3.5. Beban impact yang diterima oleh *automatic coupler* saat kondisi  $F_c$  maksimum dituliskan pada Tabel 3.6.

Untuk simulasi *static structural* ini, kondisi batas yang diterapkan adalah *fixed support* pada *automatic coupler* yang diam dan *translational joint body to ground* pada *automatic coupler* yang bergerak. Pada *translational joint body to ground* diterapkan *joint load* sebesar 288 kN. *Joint load* ini memiliki arah pada sumbu X relatif terhadap *automatic coupler*. Setelah seluruh kondisi batas diterapkan maka simulasi *static structural* akibat beban impact dapat dilakukan.

Pada simulasi *static structural* akibat beban impact, hasil yang akan dianalisis adalah *normal stress* dan *safety factor*.

#### 4.1.3.1 Equivalent Stress (von-misses)

*Equivalent stress* adalah tegangan ekuivalen yang terjadi akibat suatu pembebanan. Hasil dari *equivalent stress* ini akan dihitung dengan persamaan (2-30) sehingga mendapatkan hasil  $\epsilon$  kemudian akan dibandingkan dengan  $\epsilon_{limit}$  pada material di mana nilai *equivalent stress* terjadi. Hasil perbandingan ini akan menentukan apakah *automatic coupler* akan terdeformasi secara permanen ketika mendapatkan beban impact. Data yang akan diolah pada solusi ini adalah nilai tegangan maksimum saat mendapat pembebanan impact. Hasil simulasi *static structural* akibat beban impact dapat dilihat pada Gambar 4.5



Gambar 4.5 *Equivalent stress* akibat beban impact

Gambar 4.5 menunjukkan *equivalent stress* dengan pembebanan 288 kN. Tegangan maksimal terjadi pada bagian *cover* di mana tegangan ekuivalen maksimal bernilai 116.08 MPa. *Cover* merupakan komponen yang terbuat dari material SS400 dengan 0,2% *yield point* 490,98 MPa dan *ultimate tensile stress* 686 MPa. Berdasarkan nilai-nilai tegangan yang didapatkan, maka nilai  $\epsilon$  pada simulasi *static structural* dapat ditunjukkan di Tabel 4.3.

Tabel 4.3 *Equivalent stress* dan  $\epsilon$  saat menerima beban impact

<i>Equivalent Stress</i> (MPa)	Regangan, $\epsilon$
255	0.001275
116.08	0.000566

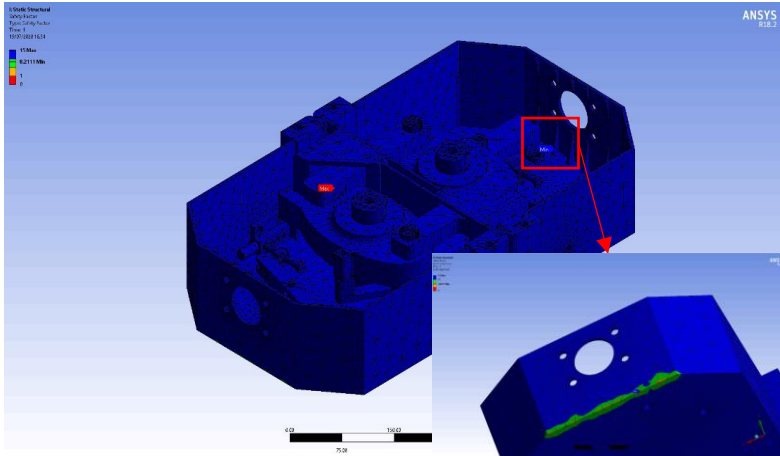
Pada Tabel 4.9, nilai  $\epsilon_{limit}$  terjadi pada 0,2% *yield point* dengan nilai 0,001275 dan nilai 0,2% *yield stress* adalah 255 MPa. Sedangkan nilai *equivalent stress* berdasarkan simulasi adalah 116,08 MPa dengan nilai  $\epsilon$  0,000566. Dengan membandingkan nilai  $\epsilon_{limit}$  dan nilai  $\epsilon$  sesuai dengan standar EN 16019:2015 di mana deformasi permanen tidak akan terjadi ketika  $\epsilon_{limit} > \epsilon$ , maka pada *automatic coupler* tidak akan mengalami deformasi

permanen ketika menerima beban impact. Hal ini dibuktikan dengan nilai regangan akibat beban impact lebih kecil dari batas regangan material.

#### **4.1.3.2 Safety Factor**

Analisis *safety factor* digunakan untuk mengetahui nilai keamanan ketika *automatic coupler* menerima beban impact saat proses *coupling* terjadi. Sebagaimana yang telah dijelaskan pada sub-bab 2.5.3, untuk beban kejut atau impact nilai *safety factor* yang diperbolehkan adalah  $N=2,0 - 4,0$ . Karena beban dan tegangan pada saat *coupling* atau saat *automatic coupler* bisa diatur dan pada lingkungan yang biasa maka nilai keamanan untuk *automatic coupler* adalah  $N=2,0 - 2,5$ . Nilai keamanan yang akan didapatkan dibandingkan dengan nilai dari *yield stress* dari tiap-tiap material.

Pada simulasi *static structural* dengan pembebanan 288 kN, didapatkan nilai keamanan minimal 2.1537 dan maksimal 10.768. Persebaran nilai keamanan pada *automatic coupler* saat menerima beban impact ditunjukkan pada Gambar 4.6



Gambar 4.6 Nilai *safety factor* pada *automatic coupler* akibat beban impact

Nilai *safety factor* terendah terjadi di *cover* dengan nilai 2.1537 di mana nilai tersebut di atas nilai yang diizinkan yaitu 2,0. Hal ini menunjukkan *automatic coupler* yang diberikan beban impact masih berada dalam nilai tegangan yang diizinkan.

#### 4.1.4 Perbandingan Hasil Simulasi *Static Structural* Akibat Beban Impact dengan Beban Operasional.

Hasil dari simulasi *static structural* akibat beban impact akan dibandingkan dengan hasil simulasi *static structural* akibat beban operasional yang dijelaskan pada penelitian (Kalista, 2018) yang berjudul “**Studi Numerikan pada Mechanical Coupler Head Light Rail Transit (LRT) Menggunakan Metode Elemen Hingga**”(Kalista, 2018). Pada penelitian ini terjadi ketika dua *trainset* LRT sudah dalam kondisi *coupled* sehingga pembebanan pada *automatic coupler* memiliki nilai 75.536 kN. Perbandingan hasil simulasi *static structural* ketika beban impact dan beban operasional dapat ditunjukkan pada Tabel 4.8

Tabel 4.4 Perbandingan hasil simulasi *static structural*

<b>Beban Impak</b>					
<b>Pembebanan</b>	<b>Equivalent stress</b>		<b>Safety Factor</b>		<b>strain</b>
	<b>minimum</b>	<b>maximum</b>	<b>minimum</b>	<b>maximum</b>	
288 kN	1.3798 E-9	116.08	2.1537	10.768	0.000319
<b>Beban Operasional</b>					
<b>Pembebanan</b>	<b>Equivalent stress</b>		<b>Safety Factor</b>		<b>strain</b>
	<b>minimum</b>	<b>maximum</b>	<b>minimum</b>	<b>maximum</b>	
75,536 kN	3.01E-10	30.447	8.2111	15	0.000149

Pada Tabel 4.4, terdapat perbedaan hasil ketika *automatic coupler* menerima beban impak dan beban operasional. Hal ini diakibatkan karena perbedaan pembebanan yang diterapkan pada *automatic coupler*. Di mana beban impak terjadi karena adanya tumbukan antara dua *automatic coupler* sehingga *automatic coupler* menerima beban tekan yang memungkinkan terjadinya proses *coupling*. Sedangkan beban operasional terjadi akibat pengereman sehingga *automatic coupler* menerima beban tekan.

#### **4.2 Hasil Analisis Pada Desain Baru *Automatic Coupler***

Analisis pada desain baru *automatic coupler* dilakukan dengan memberikan usulan perubahan desain *automatic coupler* sesuai dengan kekurangan yang telah dianalisis pada subbab 4.2. Setelah melakukan perubahan desain *automatic coupler*, selanjutnya akan dilakukan analisis lintasan dan simulasi *static structural* pada desain baru *automatic coupler*. Analisis lintasan digunakan untuk mengetahui lintasan gerak komponen-komponen pada *automatic coupler* pada titik-titik tertentu. Sedangkan simulasi *static structural* pada desain awal *automatic coupler* ditujukan untuk mengetahui kekuatan material pada *automatic coupler* ketika menerima beban tarik

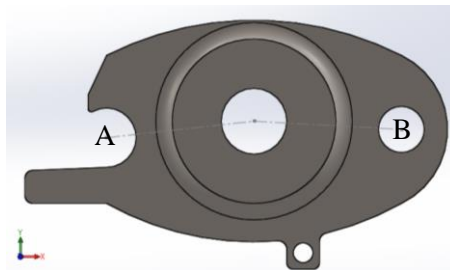
#### 4.2.1 Usulan Perubahan Desain *Automatic Coupler*

Berdasarkan hasil analisis pada desain awal *automatic coupler* yang telah dijelaskan pada subbab 4.2, terdapat beberapa kelemahan pada desain awal *automatic coupler*. Kelemahan pada desain awal *automatic coupler* terdiri atas 3 poin, yaitu:

1. Lubang tempat *coupling link* bergerak dan tertambat tidak pada satu sumbu yang sama dengan pusat putaran *hooked plate*,
2. Formasi *coupled* yang tidak membentuk jajaran genjang, dan
3. Pengaturan waktu untuk memicu *locking device* untuk memulai proses *coupling*.

Dengan melihat kelemahan tersebut terdapat beberapa perubahan desain *automatic coupler* yang akan dilakukan pada *hooked plate* dan *locking device* sedangkan komponen lainnya akan mengikuti perubahan yang telah dilakukan.

##### 4.2.1.1 Perubahan Desain Pada Kelemahan Pertama

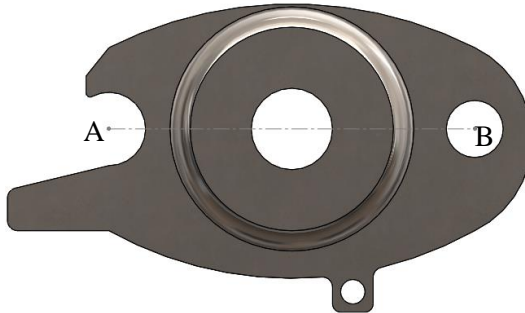


Gambar 4.7 *Hooked plate* pada desain awal *automatic coupler*

Pada kelemahan yang pertama, dilakukan perubahan pada *hooked plate* dengan memindahkan lubang tempat *coupling link* bergerak dan tertambat. Lubang yang dimaksud ditunjukkan pada Gambar 4.7 di mana lubang A adalah lubang tempat *coupling link* tertambat dan lubang B adalah lubang tempat *coupling link* bergerak. Agar lubang A dan lubang B dapat berada pada sumbu

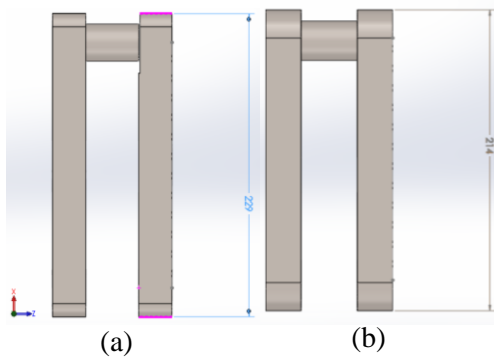


yang sama maka lubang A harus dipindah sejauh 10 mm dengan arah sumbu  $y+$ , sedangkan lubang B sejauh 5 mm dengan arah sumbu  $y+$ . Sehingga desain *hooked plate* setelah mengalami perubahan dapat ditunjukkan pada Gambar 4.8.



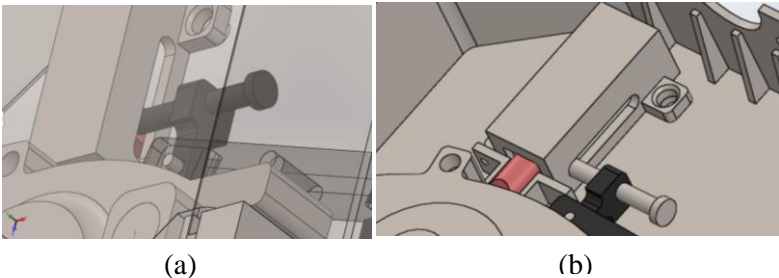
Gambar 4.8 *Hooked plate* pada desain baru *automatic coupler*

Akibat dari perubahan pada desain *hooked plate*, ukuran pada *coupling link* harus kembali disesuaikan. Pada desain awal *automatic coupler*, *coupling link* memiliki panjang 229 mm. Kemudian setelah disesuaikan dengan perubahan pada *hooked plate*, *coupling link* memiliki panjang 214 mm. Perubahan pada *coupling link* dapat dilihat pada Gambar 4.9.



Gambar 4.9 (a) *Coupling Link* desain awal (b) *coupling link* Desain baru

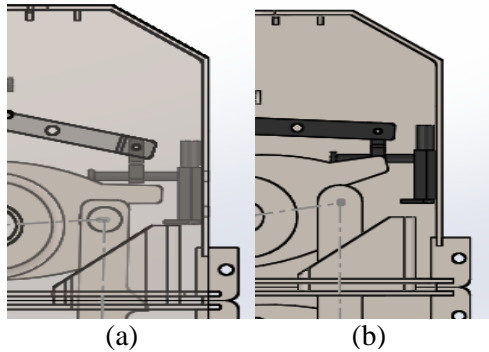
#### 4.2.1.2 Perubahan Desain Pada Kelemahan Kedua



Gambar 4.10 *Slider 2* pada desain awal *automatic coupler*

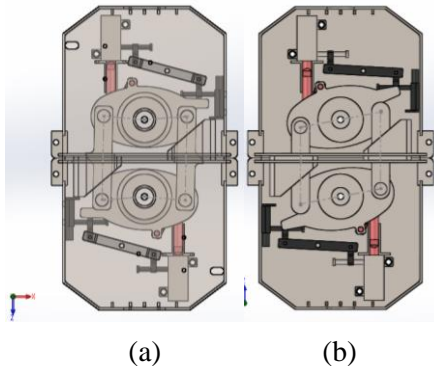
Pada kelemahan kedua, perubahan dilakukan pada *locking device* karena *locking device* akan mempengaruhi perubahan sudut pada *hooked plate*. Bagian dari *locking device* yang perlu dilakukan perubahan desain adalah bagian *slider 2* sebagaimana yang ditunjukkan pada Gambar 4.10. Perubahan dilakukan dengan memaksimalkan jarak *connecting rod* dalam bergerak. Pemaksimalan jarak *connecting rod* dapat dilakukan dengan memindahkan posisi *slider 1* sejauh 15 mm searah sumbu z. *Slider 1* merupakan tempat pertama kalinya *locking device*

terpicu untuk melakukan proses *coupling*, sehingga pemindahan posisi *slider 1* merupakan pemilihan yang tepat. Pemindahan posisi *slider 1* dapat ditunjukkan pada Gambar 4.11.



Gambar 4.11 (a) Posisi *slider 1* pada desain awal (b) posisi *slider 1* pada desain baru

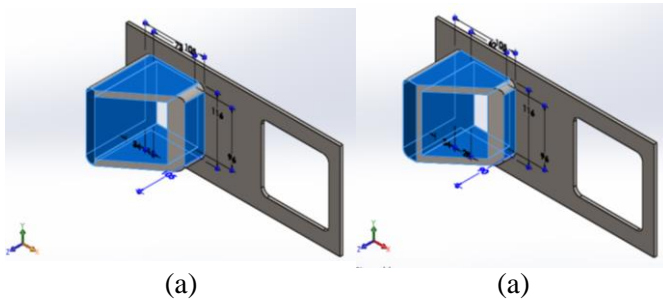
Perubahan pada *locking device* akan mempengaruhi formasi *hooked plate* dan *coupling link* pada saat *coupled*. Perubahan formasi *coupled* ini ditunjukkan pada Gambar 4.12.



Gambar 4.12 (a) formasi *coupled* pada desain awal *automatic coupler* (b) formasi *coupled* pada desain baru *automatic coupler*

#### 4.2.1.3 Perubahan Desain Pada Kelemahan Ketiga

Pada kelemahan ketiga, perubahan desain dilakukan pada panjang *male cone* yang ada pada *cover* bagian depan. *Male cone* adalah bagian dari *cover* yang berfungsi untuk memicu *locking device* untuk melakukan proses *coupling*. Panjang *male cone* dipengaruhi oleh posisi pada *slider 1* oleh karena itu, posisi *slider 1* harus diketahui terlebih dahulu. Pada desain awal, panjang *male cone* adalah 90 mm, kemudian pada desain baru panjang *male cone* menjadi 105 mm. Perubahan panjang *male cone* ditunjukkan pada Gambar 4.13.

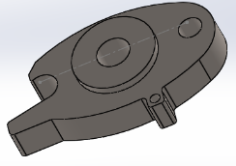
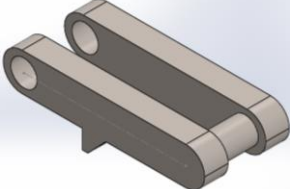

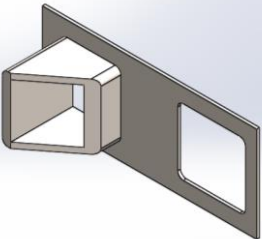


Gambar 4.13 (a) Panjang *male cone* pada desain awal *automatic coupler* (b) panjang *male cone* pada desain baru *automatic coupler*

#### 4.2.1.4 Usulan Desain Baru *Automatic Coupler*

Setelah melakukan penyelesaian kelemahan yang ditemukan pada desain awal *automatic coupler*, maka desain baru *automatic coupler* dapat diusulkan. Desain baru *automatic coupler* mengikuti perubahan-perubahan yang telah dilakukan berdasarkan kelemahan pada desain awal *automatic coupler*. Perubahan-perubahan desain *automatic coupler* dapat ditunjukkan pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Perubahan desain *automatic coupler*

Nama Komponen	Desain Baru	Perubahan
<i>Hooked plate</i>		<p>Pemindahan lubang tempat <i>coupling link</i> bergerak dan tertambat hingga berada pada satu sumbu yang sama dengan pusat putaran <i>hooked plate</i></p>
<i>Coupling Link</i>		<p>Pengurangan panjang sebesar 15 mm</p>
<i>Slider 1</i>		<p>Pemindahan posisi <i>slider 1</i> sejauh 15 mm pada sumbu z</p>
<i>Male cone</i>		<p>Penambahan panjang <i>male cone</i> sebesar 15 mm</p>

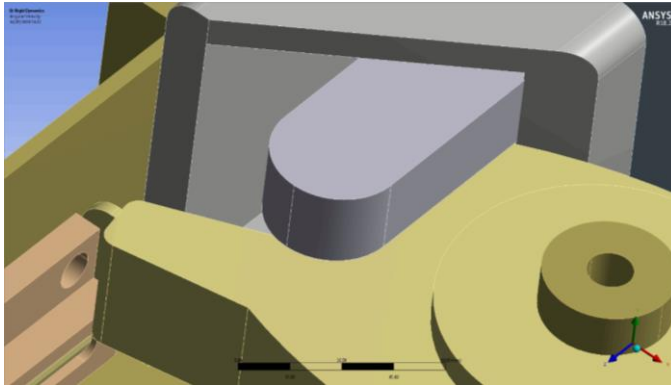
#### 4.2.2 Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Baru *Automatic Coupler*

Analisis lintasan ini dilakukan dengan menggunakan simulasi *rigid dynamic* yang akan menghasilkan solusi berupa *position probe* pada daerah yang telah ditentukan. Daerah yang telah ditentukan ditunjukkan pada Gambar 3.3 dan Gambar 3.4 di mana titik a mewakili daerah pada *hooked plate* dan titik b mewakili daerah pada *coupling link*.

Simulasi *rigid dynamic* dilakukan dengan kondisi batas *fixed joint body to ground* pada *automatic coupler* yang diam dan *translational joint body to ground* pada *automatic coupler* yang bergerak. Pada *translational joint* diterapkan *joint velocity* ketika kereta dalam kondisi pembebanan AW0 yaitu sebesar 0.164 m/s. Kecepatan ini bergerak pada sumbu X relatif terhadap *automatic coupler* yang akan bergerak sejauh 1 m dengan *time step* sebesar 8 sekon. Setelah semua kondisi batas diterapkan maka simulasi *rigid dynamic* dapat dilakukan.

Analisis lintasan dilakukan dengan mengolah data yang didapatkan pada *position probe*. Data yang didapatkan berupa posisi daerah yang akan diamati dalam sumbu x, y dan z pada tiap *timestep*-nya. Namun, karena tidak ada perubahan pada posisi di sumbu y maka data yang akan dianalisis adalah posisi pada sumbu x dan z.

Dalam *timestep* 8 sekon, Dalam *timestep* 8 sekon, kontak antar *automatic coupler* terjadi pada *timestep* 5.7485 sekon kemudian memulai proses *coupling* pada *timestep* 5.947 sekon dan berhasil mencapai *coupling* sempurna pada *timestep* 6.6186 sekon. Proses *coupling* sempurna ditunjukkan pada Gambar 4.14.



Gambar 4.14 Hasil analisis lintasan pada desain baru *automatic coupler*

Tabel 4.6 Hasil analisis lintasan pada desain baru *automatic coupler*

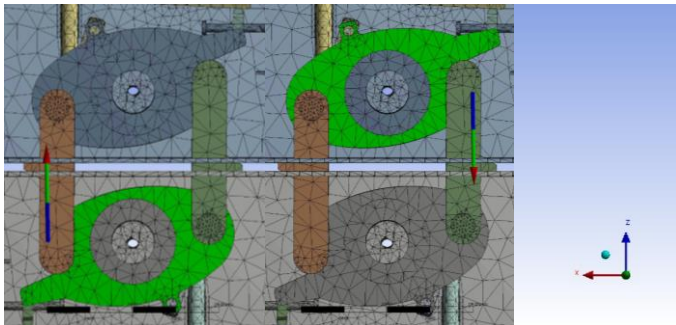
Time step (s)	a		b		$\Delta x_{ab}$	Keterangan
	x (mm)	z (mm)	x (mm)	z (mm)		
5.7485	50.957	1370.9	37.273	1362.6	13.684	kontak
5.947	38.12	1415.2	37.841	1435.5	0.279	Mulai proses <i>coupling</i>
5.997	38.084	1415.9	43.876	1435.9	-5.792	
6.6186	37.989	1418.3	70.795	1437.9	-32.806	<i>coupling</i> sempurna

#### 4.2.3 Hasil Simulasi *Static Structural* Pada Desain Baru *Automatic Coupler* Akibat Beban Tarik 400 Ton

Kondisi batas yang diterapkan untuk melakukan simulasi ini adalah gaya tarik sebesar 400 kN pada tiap-tiap *automatic coupler*. Gaya tarik ini akan diterapkan pada *automatic coupler* yang diterapkan *translational joint body to ground* untuk mewakili kondisi kereta yang bergerak. *Joint* yang diterapkan pada kondisi batas ini adalah *translational joint body to ground* pada kedua

*automatic coupler*. *Translational joint* diterapkan pada cover *automatic coupler* agar *automatic coupler* tersebut dapat bergerak dengan arah X secara relatif terhadap permukaan yang diterapkan *translational joint*. Setelah kondisi batas diterapkan maka proses simulasi dapat dilakukan.

Data yang diolah pada simulasi *static structural* pada desain awal *automatic coupler* adalah *force reaction*. *Force reaction* merupakan analisis pada gaya reaksi yang terjadi pada kontak yang sudah diatur pada pengaturan koneksi. *Force reaction* akan menunjukkan hasil gaya pada sumbu x, y, z dan resultan. Agar mewakili seluruh gaya, maka data yang diolah pada simulasi ini adalah gaya reaksi resultan. Sedangkan kontak yang akan dianalisis adalah kontak yang terjadi pada *hooked plate* dan *coupling link*. Kontak ini dipilih sesuai dengan standar EN 16019:2014 di mana beban tarik akan terjadi pada *hooked plate* dan *coupling link*.



Gambar 4.15 Gaya reaksi pada desain baru *automatic coupler*



Tabel 4.7 Gaya reaksi pada desain baru *automatic coupler*

	Gaya Resultan (kN)	Arah gaya
<i>Automatic coupler</i> 1	2000.9	Z+
<i>Automatic coupler</i> 2	2000.9	Z-

Gambar 4.15 menunjukkan gaya reaksi yang terjadi pada kedua *automatic coupler* ketika menerima beban tarik sebesar 4000 kN. Pada *automatic coupler* 1 gaya resultan yang dihasilkan adalah 2000.9 kN dengan arah z+ sedangkan pada *automatic coupler* 2 gaya resultan yang dihasilkan adalah 2000.9 kN dengan arah z-.

Pada Tabel 4.7 ditunjukkan bahwa kedua gaya reaksi pada masing-masing *automatic coupler* memiliki nilai yang sama. Gaya reaksi yang sama diakibatkan oleh terdistribusinya gaya secara merata pada *hooked plate* dan *coupling link*. Fenomena ini sudah sesuai dengan apa yang dijelaskan pada standar EN 16019:2015 di mana formasi *automatic coupler* ketika *coupled* yang berbentuk jajaran genjang membuat gaya terdistribusi secara merata.

Tabel 4.8 Perbandingan gaya reaksi desain awal dan desain baru *automatic coupler*

	Gaya Resultan desain awal (kN)	Gaya Resultan desain baru (kN)	Arah gaya
<i>Automatic coupler 1</i>	2005.7	2000.9	Z+
<i>Automatic coupler 2</i>	1997.2	2000.9	Z-
$\Sigma F$	8.5 (Z+)	0	

Jika dibandingkan dengan gaya reaksi pada desain awal dengan desain baru, desain baru memiliki ikatan yang lebih kuat. Hal ini dapat dibuktikan pada Tabel 4.8 ketika kedua *automatic coupler* berada pada kondisi *coupled* tidak boleh ada gaya berlebih pada salah satu *automatic coupler*. Gaya berlebih akan mengakibatkan momen pada *hooked plate* untuk berputar ke posisi awal sehingga proses *uncoupling* secara tidak sengaja dapat terjadi. Pada desain awal, ditunjukkan gaya berlebih yang berada di *automatic coupler 1* sebesar 8.5 kN dengan arah Z+, hal ini akan membuat *hooked plate* pada *automatic coupler 1* berputar ke posisi awal dan melepaskan koneksi antara *coupling link* dan *hooked plate*.

#### **4.2.4 Hasil Simulasi *Static Structural* Pada Desain Baru *Automatic Coupler* Akibat Beban Impak**

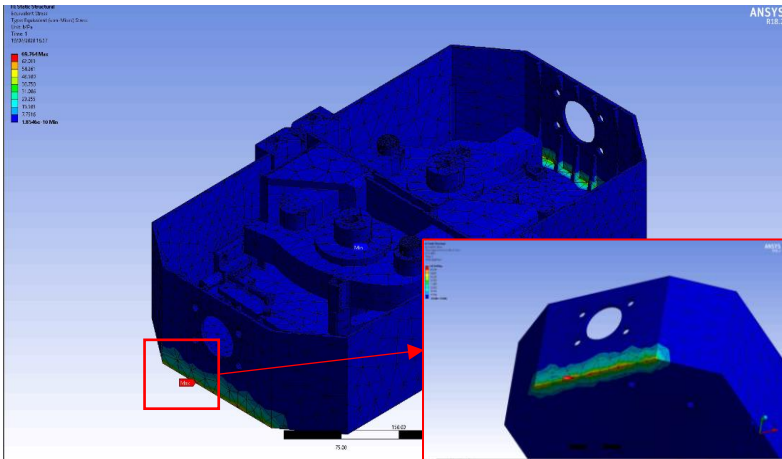
Analisis static structural akibat beban impak untuk mengetahui *safety factor* dan tegangan maksimal yang diterima oleh *automatic coupler* saat menerima beban impak. Pada kondisi  $F_c$  maksimum, *automatic coupler* bergerak dari kondisi diam ( $v=0$  m/s) hingga mencapai kecepatan yang ada pada Tabel 3.5. Beban impak yang diterima oleh *automatic coupler* saat kondisi  $F_c$  maksimum dituliskan pada Tabel 3.6.

Sedangkan untuk simulasi *static structural* ini kondisi batas yang diterapkan adalah *fixed support* pada *automatic coupler* yang diam dan *translational joint body to ground* pada *automatic coupler* yang bergerak. Pada *translational joint body to ground* diterapkan *joint load* sebesar 288 kN. *Joint load* ini memiliki arah pada sumbu X relatif terhadap *automatic coupler*. Setelah seluruh kondisi batas diterapkan maka simulasi *static structural* pada kondisi  $F_c$  maksimum dapat dilakukan.

Pada simulasi *static structural* pada  $F_c$  maksimum, hasil yang akan dianalisis adalah *normal stress* dan *safety factor*.

#### 4.2.4.1 Equivalent Stress (von-misses)

*Equivalent stress* adalah tegangan ekuivalen yang terjadi akibat suatu pembebanan. Hasil dari *equivalent stress* ini akan dihitung dengan persamaan (2-30) sehingga mendapatkan hasil  $\epsilon$  kemudian akan dibandingkan dengan  $\epsilon_{limit}$  pada material di mana nilai *equivalent stress* terjadi. Hasil perbandingan ini akan menentukan apakah *automatic coupler* akan terdeformasi secara permanen ketika mendapatkan beban impact. Data yang akan diolah pada solusi ini adalah nilai tegangan maksimum saat mendapat pembebanan impact.



Gambar 4.16 *Equivalent stress* akibat beban impact

Gambar 4.16 menunjukkan *equivalent stress* dengan pembebanan 288 kN. Tegangan maksimal terjadi pada bagian *over* di mana tegangan ekuivalen bernilai 123.78 MPa. *Cover* merupakan komponen yang terbuat dari material SS 400 dengan *yield point* 250 MPa dan *ultimate tensile stress* 450-510 MPa. Berdasarkan nilai-nilai tegangan yang didapatkan, maka nilai  $\epsilon$  pada simulasi *static structural* dapat ditunjukkan di Tabel 4.9

Tabel 4.9 *Equivalent stress* dan  $\varepsilon$  saat menerima beban impact

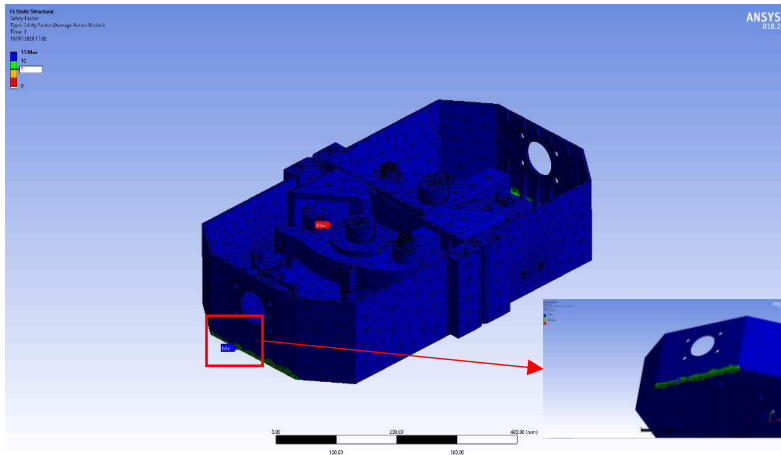
<i>Equivalent Stress</i> (MPa)	Regangan, $\varepsilon$
255	0.00128
123.78	0.000619

Pada Tabel 4.9, nilai  $\varepsilon_{limit}$  terjadi pada 0,2% *yield point* dengan nilai 0,00128 dan nilai 0,2% *yield stress* adalah 255 MPa. Sedangkan nilai *equivalent stress* berdasarkan simulasi adalah 123.78 MPa dengan nilai  $\varepsilon$  0,000619. Dengan membandingkan nilai  $\varepsilon_{limit}$  dan nilai  $\varepsilon$  sesuai dengan standar EN 16019:2015 di mana deformasi permanen tidak akan terjadi ketika  $\varepsilon_{limit} > \varepsilon$ , maka *coupler* tidak akan mengalami deformasi permanen ketika menerima beban impact. Hal ini dibuktikan dengan nilai regangan akibat beban impact lebih kecil dari batas regangan material.

#### 4.2.4.2 *Safety Factor*

Analisis *safety factor* digunakan untuk mengetahui nilai keamanan ketika *automatic coupler* menerima beban impact saat proses *coupling* terjadi. Sebagaimana yang telah dijelaskan pada sub-bab 2.5.3, untuk beban kejut atau impact nilai *safety factor* yang diperbolehkan adalah  $N=2,0 - 4,0$ . Karena beban dan tegangan pada saat *coupling* atau saat *automatic coupler* bisa diatur dan pada lingkungan yang biasa maka nilai keamanan untuk *automatic coupler* adalah  $N=2,0 - 2,5$ . Nilai keamanan yang akan didapatkan dibandingkan dengan nilai dari *yield stress* dari tiap-tiap material.

Pada simulasi *static structural* dengan pembebanan 288 kN, didapatkan nilai keamanan minimal 2.0197 dan maksimal 10.099. Persebaran nilai keamanan pada *automatic coupler* saat menerima beban impact ditunjukkan pada Gambar 4.17. Gambar 4.6



Gambar 4.17 Nilai *safety factor* pada *automatic coupler* akibat beban impact

Nilai *safety factor* terendah terjadi di *cover* dengan nilai 2,0197 di mana nilai tersebut di atas nilai yang diizinkan yaitu 2,0. Hal ini menunjukkan *automatic coupler* yang diberikan beban impact masih berada dalam nilai tegangan yang diizinkan.

#### 4.2.5 Perbandingan Hasil Simulasi *Static Structural* Akibat Beban Impact dengan Beban Operasional.

Hasil dari simulasi *static structural* akibat beban impact akan dibandingkan dengan hasil simulasi *static structural* akibat beban operasional yang dijelaskan pada penelitian (Kalista, 2018) yang berjudul “**Studi Numerikan pada Mechanical Coupler Head Light Rail Transit (LRT) Menggunakan Metode Elemen Hingga**”(Kalista, 2018). Pada penelitian ini terjadi ketika dua *trainset* LRT sudah dalam kondisi *coupled* sehingga pembebanan pada *automatic coupler* memiliki nilai 75.536 kN. Perbandingan hasil simulasi *static structural* ketika beban impact dan beban operasional dapat ditunjukkan pada Tabel 4.10

Tabel 4.10 Perbandingan hasil simulasi *static structural*

Equivalent stress		Safety Factor		strain
minimum	maximum	minimum	maximum	
1.85E-10	123.78	2.0197	10.099	0.000619
Beban Operasional				
Equivalent stress		Safety Factor		strain
minimum	maximum	minimum	maximum	
1.71E-10	32.465	7.7007	15	0.000162

Pada Tabel 4.10, terdapat perbedaan hasil ketika *automatic coupler* menerima beban impact dan beban operasional. Hal ini diakibatkan karena perbedaan pembebanan yang diterapkan pada *automatic coupler*. Di mana beban impact terjadi karena adanya tumbukan antara dua *automatic coupler* sehingga *automatic coupler* menerima beban tekan yang memungkinkan terjadinya proses *coupling*. Sedangkan beban operasional terjadi akibat pengereman sehingga *automatic coupler* menerima beban tekan.

### 4.3 Perbandingan Desain Awal dan Desain Baru *Automatic Coupler*

Setelah melakukan analisis lintasan, uji tarik 400 ton dan uji impact pada kedua desain, maka diperlukan perbandingan antara desain awal dan desain baru pada *automatic coupler*. Untuk mengetahui perubahan yang terjadi pada desain *automatic coupler*.

### 4.3.1 Perbandingan Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Awal dan Desain Baru *Automatic Coupler*

Tabel 4.11 Perbandingan Hasil Analisis Lintasan Pada Desain Awal dan Desain Baru *Automatic Coupler*

time step (s)	a		b		$\Delta x_{ab}$ (mm)	keterangan
	x (mm)	z (mm)	x (mm)	z (mm)		
Desain Awal						
5.164	-102.05	1090.3	-106.75	1081.6	4.7	kontak
5.2255	-106.81	1099.5	-106.9	1100.5	0.09	berhenti
Desain Baru						
5.7485	50.957	1370.9	37.273	1362.6	13.684	kontak
5.947	38.12	1415.2	37.841	1435.5	0.279	Mulai proses <i>coupling</i>
5.997	38.084	1415.9	43.876	1435.9	-5.792	
6.6186	37.989	1418.3	70.795	1437.9	-32.806	<i>coupling</i> sempurna

Tabel 4.11 menunjukkan hasil analisis lintasan yang telah dilakukan pada desain awal dan desain baru *automatic coupler*. Pada desain awal *automatic coupler*, menunjukkan proses *coupling* yang tidak sempurna. Hal ini ditunjukkan oleh besar  $\Delta x_{ab}$  pada *timestep* 5.2255 yang memiliki besar 0.09 mm yang menunjukkan bahwa proses *coupling* berhenti. Sedangkan pada desain baru *automatic coupler*, proses *coupling* sudah terjadi secara sempurna. Hal ini ditunjukkan oleh besar  $\Delta x_{ab}$  pada *timestep* 5.997 yang menunjukkan nilai negatif. Nilai negatif menandakan bahwa *coupling link* sudah mulai tertambah pada lubang *hooked plate*, kemudian pada *timestep* 6.6186 menunjukkan bahwa proses *coupling* sudah terjadi secara sempurna.

### 4.3.2 Perbandingan Hasil Simulasi *Static Structural* Pada Desain Awal dan Desain Baru *Automatic Coupler* Akibat Gaya Tarik 400 Ton

Tabel 4.12 Perbandingan Hasil Simulasi *Static Structural* Pada Desain Awal dan Desain Baru *Automatic Coupler* Akibat Gaya Tarik 400 Ton

	Desain Awal		Desain Baru	
	Gaya Resultan (kN)	Arah gaya	Gaya Resultan (kN)	Arah gaya
<i>Automatic coupler 1</i>	2005.7	Z+	2000.9	Z+
<i>Automatic coupler 2</i>	1997.2	Z-	2000.9	Z-

Tabel 4.12 menunjukkan hasil simulasi *static structural* dengan gaya tarik 400 ton pada desain awal dan baru *automatic coupler*. Pada desain awal *automatic coupler*, total resultan gaya memiliki nilai 8,5 kN. Hal ini menunjukkan bahwa ketika posisi *coupled*, desain awal *automatic coupler* tidak memenuhi kondisi statik atau  $\sum F \neq 0$  sehingga *uncoupling* secara tidak sengaja dapat terjadi. Sedangkan pada desain baru *automatic coupler*, total resultan gaya memiliki nilai 0 N. Hal ini menunjukkan bahwa ketika posisi *coupled*, desain baru *automatic coupler* memenuhi kondisi statik atau  $\sum F = 0$  sehingga *uncoupling* secara tidak sengaja tidak terjadi.



### 4.3.3 Perbandingan Hasil Simulasi *Static Structural* Pada Desain Awal dan Desain Baru *Automatic Coupler* Akibat Beban Impak

Tabel 4.13 Perbandingan Hasil Simulasi *Static Structural* Pada Desain Awal dan Desain Baru *Automatic Coupler* Akibat Beban Impak

Equivalent stress		Safety Factor		strain
minimum	maximum	minimum	maximum	
<b>Desain Awal</b>				
1.3798 E-9	116.08	2.1537	10.768	0.000319
<b>Desain Baru</b>				
1.85 E-10	123.78	2.0197	10.099	0.000619

Tabel 4.13 menunjukkan hasil simulasi *static structural* akibat beban impak dengan pembebanan 288 kN pada desain awal dan baru *automatic coupler*. Pada desain awal dengan pembebanan 288 kN menghasilkan tegangan ekuivalen maksimal sebesar 116.08 MPa dan *Safety Factor* minimal 2.1537. Sedangkan pada desain baru dengan pembebanan 288 kN menghasilkan tegangan sebesar 123.78 MPa dan *safety factor* minimal 2.0197. Dengan pembebanan ini tidak menyebabkan desain awal dan baru *automatic coupler* terdeformasi secara permanen. Hal ini dibuktikan dengan nilai *safety factor* yang memiliki nilai di atas  $N=2,0$  di mana  $N=2,0$  merupakan batas *safety factor* ketika menerima beban kejut.

### 4.4 Hasil Analisis Rentang Kecepatan Untuk Proses *Coupling*

Analisis ini bertujuan untuk mendapatkan kecepatan kereta ringan agar proses *coupling* dapat terjadi. Kecepatan minimal didefinisikan sebagai kecepatan konstan yang dibutuhkan kereta ringan untuk menghasilkan gaya yang sama besar dengan gaya yang menghambatnya. Sedangkan, kecepatan maksimal

adalah kecepatan yang dibutuhkan kereta ringan untuk melakukan proses *coupling* tanpa terjadinya deformasi secara permanen pada *automatic coupler*. Gaya penghambat selama kereta bergerak adalah *rolling resistance* dan *braking force*.

Berdasarkan standar APTA-PR-CS-RP-019-11, pembebanan kereta ringan yang digunakan adalah AW 0. Dengan pembebanan AW0, persamaan (2-7) dan (2-19) maka akan didapatkan percepatan dan kecepatan saat proses *coupling*.

#### 4.4.1 Analisis Kecepatan Minimal Untuk Proses *Coupling*

Untuk mendapatkan kecepatan minimal, maka kereta harus mampu bergerak dengan gaya yang sama besar dengan gaya yang menghambat, sehingga persamaan (2-16) dapat diturunkan sebagai berikut.

$$0 = F_c - F_f - F_b$$

$$F_c = F_f + F_b$$

Dengan menggunakan perhitungan *braking force* dan *rolling resistance force* pada kondisi pembebanan AW0 yang ada pada Tabel 3.3 dan Tabel 3.4, maka gaya minimal yang dibutuhkan agar kereta dapat bergerak adalah 160.996 kN. Dengan memasukkan gaya sebesar 160.996 kN, pembebanan kereta sebesar AW0 yaitu 98 ton dan waktu kontak 0,1 ke dalam persamaan (2-19) maka kecepatan minimal saat proses *coupling* dapat dituliskan sebagai berikut.

$$v = F_c \times \frac{t}{m} \times 3600 \frac{\text{jam}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \frac{\text{km}}{\text{m}}$$

$$v = 160.996 \text{ kN} \times \frac{0.1 \text{ s}}{98000 \text{ kg}} \times 3.6$$

$$v = 0.591 \frac{\text{km}}{\text{jam}}$$

#### 4.4.2 Analisis Kecepatan Maksimal Untuk Proses *Coupling*

Kecepatan maksimal untuk melakukan proses *coupling* didefinisikan sebagai kecepatan maksimal *coupling* yang tidak menyebabkan deformasi permanen pada *automatic coupler*. Untuk mendapatkan kecepatan maksimal maka diperlukan gaya yang menyebabkan tegangan ekuivalen dengan nilai *safety factor*  $N \geq 2,0$ . Berdasarkan hasil uji dampak yang ada pada Tabel 4.13, dengan beban 288 kN dihasilkan tegangan ekuivalen sebesar 123.78 MPa pada bagian *cover*. Karena *cover* terbuat dari material SS400 yang memiliki nilai *yield point* sebesar 250 MPa, dengan menggunakan persamaan (2-29), maka nilai *safety factor* pada *automatic coupler* dapat dihitung sebagai berikut.

$$N_y = \frac{250 \text{ MPa}}{123.78 \text{ MPa}}$$

$$N_y = 2.0197$$

Dengan memasukkan gaya sebesar 288 kN, pembebanan kereta sebesar AW0 yaitu 98 ton dan waktu kontak 0,1 kedalam persamaan (2-19) maka kecepatan maksimal saat proses *coupling* dapat dituliskan sebagai berikut.

$$v = F_c \times \frac{t}{m} \times 3600 \frac{\text{jam}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \frac{\text{km}}{\text{m}}$$

$$v = 288 \text{ kN} \times \frac{0.1 \text{ s}}{98000 \text{ kg}} \times 3.6$$

$$v = 1.0580 \frac{\text{km}}{\text{jam}}$$

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi dan pengolahan data, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut.

1. Desain *automatic coupler* yang memiliki ikatan kuat terjadi ketika kedua *hooked plate* dan *coupling link* membentuk formasi jajaran genjang dan memenuhi kondisi statik ( $\sum F = 0$ ). Hasil perubahan desain pada komponen *automatic coupler* sehingga memenuhi kondisi statik dilampirkan pada Lampiran.
2. Kecepatan minimal pada *automatic coupler* agar proses *coupling* dapat terjadi adalah 0,591 km/jam dengan kondisi pembebanan AW 0.
3. Kecepatan maksimal pada *automatic coupler* ketika *coupling* agar tidak terjadi deformasi permanen adalah 1.0580 km/jam. Di mana kecepatan itu menghasilkan *equivalent stress* sebesar 123.78 MPa dengan *safety factor* 2.0179. Tegangan ini menghasilkan regangan sebesar 0,000619 yang memiliki nilai di bawah batas regangan pada material sehingga tegangan ini tidak akan menyebabkan deformasi permanen.

#### **5.2 Saran**

Agar penelitian ini dapat dikembangkan pada penelitian selanjutnya, terdapat beberapa saran yang dapat digunakan, yaitu:

1. Penambahan *draft gear* pada analisis kecepatan agar proses *coupling* dapat terjadi
2. Modifikasi pada komponen *locking device* agar *hooked plate* dapat menghasilkan sudut yang sama ketika *ready to couple* dan *coupled*.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## Daftar Pustaka

- Abu-Khader, W. (2017). Momentum and Impulse : Chapter Eleven. In *A Summary Textbook for Physics of Classical Mechanics First Edition* (p. 12).
- American Public Transportation Association. (2012). *Pushback Couplers in Passenger Rail Equipment*.
- American Society of Mechanical Engineer. (2010). *Safety Standard for Structural Requirements for Light Rail Vehicles*.
- ANSYS Inc. (2016). ANSYS 18.0 Workbench User ' s Guide. In *ANSYS 18.0 Help Viewer*.
- BPS. (2018). *Statistik Transportasi Darat 2018*.
- British Standart Institution. (2013). *BS EN 16019:2014 Railway applications Automatic Coupler Performance requirements, specific interface geometry and test method*.
- Cook, R. (n.d.). *Finite Element Modeling For Stress Analysis*.
- Couplers*. (n.d.). Retrieved February 15, 2020, from <https://www.american-rails.com/couplers.html>
- David, A. T. L. (2019). *Prototyping Coupler LRT Skala Laboratorium*.
- Der Bijl, R. van, Van Oort, N., & Bukman, B. (2018). What is Light Rail? In *Light Rail Transit Systems*. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-814784-9.00002-5>
- Design details of railways, railroads and metros*. (n.d.). <http://railway-technical.com/design-details.shtml>
- Deutschman, A. d., Michels, W. J., & Wilson, C. E. (1975). *Machine Design : Theory and Practice*.
- Guang-jun, G., Wei, C., Jie, Z., Hai-peng, D., Xiang, Z., Jian, L.,

- & Wei-yuan, G. (2017). Analysis of longitudinal forces of coupler devices in emergency braking process for heavy haul trains. *J. Cent. South Univ*, 24, 2449–2457. <https://doi.org/10.1007/s11771-017-3656-9>
- Hibbeler, R. C. (2013). *Engineering Mechanic Dynamic 13th*.
- Hylén, B., & Pharoah, T. (2002). *Making Tracks – Light Rail in England and France*. 22–85.
- Iwnicki, S. (2006). Handbook of railway vehicle dynamics. In *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. <https://doi.org/10.1201/9781420004892>
- Kalista, B. M. (2018). *Studi Numerik Mechanical Coupler Head Light Rail Ttransit ( LRT ) Menggunakan Metode Elemen Hingga*.
- Kato, H., Shiroyama, H., & Fukayama, T. (2008). Process management in public transit planning: Case study of introduction project of light rail transit in Toyama, Japan. *Transportation Research Record*, 2042, 33–40. <https://doi.org/10.3141/2042-04>
- Mata, A. S., Bataller, A., Juan, T., Cabrera, A., Francisco, C., Juanco, E., Jesús, A., Fernández, G., Martínez, F. N., & Ortiz Fernández, A. (2016). *Fundamentals of Machine Theory and Mechanisms*.
- McCallum, K. (2014). Validation and Verification of Analytical Methods. In *ISO 17025*.
- KM No. 42 Tahun 2010: Standar spesifikasi teknis gerbong, 1 (2010).
- PM No. 175 Tahun 2015: Standar Spesifikasi Teknis Kereta Kecepatan Normal dengan Penggerak Sendiri, (2015).
- Menzies, T. R. (2006). Tires and passenger vehicle fuel economy

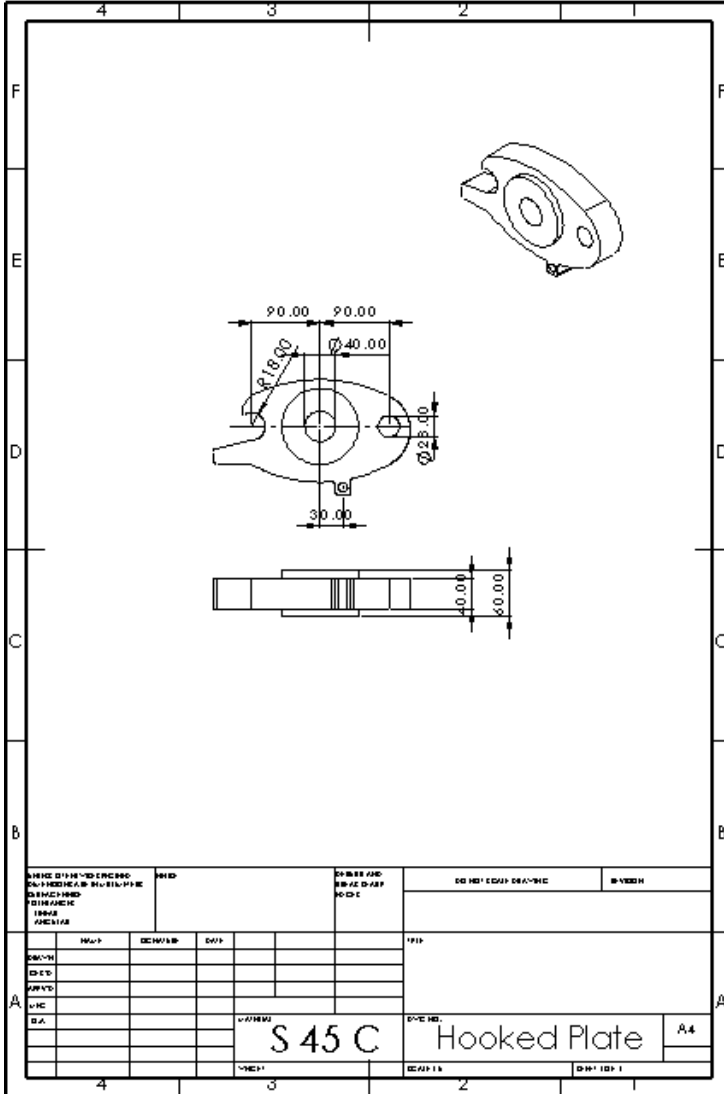
- informing consumers, improving performance. In *TR News* (Issue 245).
- Metro Tech Consulting Services Engineering and Architecture Consultants. (2012). Track Design Handbook for Light Rail Transit, Second Edition. In *Track Design Handbook for Light Rail Transit, Second Edition*. <https://doi.org/10.17226/22800>
- Nicolaisen, M. S., Olesen, M., & Olesen, K. (2017). Vision vs. evaluation - Case studies of light rail planning in Denmark. *European Journal of Spatial Development*, 65.
- Ozen, M. (2014). Meshing Workshop. *Ozen Engineering, Inc.*, 116.
- PPID-Kemenhub. (2015). *Rencana Induk Transportasi Jabodetabek (RITJ)*.
- Rahmasari, H. F., Aisyah, A. N., Wilandari, A., & Kusumawardani, D. (2015). *Pengaruh Transportasi Kota Terhadap Pertumbuhan Ekonomi Kota*.
- Rao, V. C. L., & Narayanamurthy, K. R. Y. S. (2016). Computational Impact Mechanics. In *Applied Impact Mechanic* (pp. 194–195).
- Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 55 Tahun 2018 Tentang Rencana Induk Transportasi Jakarta, Bogor, Depok, Tangerang dan Bekasi Tahun 2018-2029, (2018).
- Rolling Resistance*. (n.d.). Retrieved March 22, 2020, from [https://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d\\_1303.html](https://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d_1303.html)
- Syaifudin, A., Kalista, B. M., & Windharto, D. A. (2019). Analisis deformasi pada coupling element dari automatic mechanical coupler: studi kasus LRT Palembang. *Jurnal Teknik Mesin Indonesia*, 14(2), 61–66. <https://doi.org/10.36289/jtmi.v14i2.132>



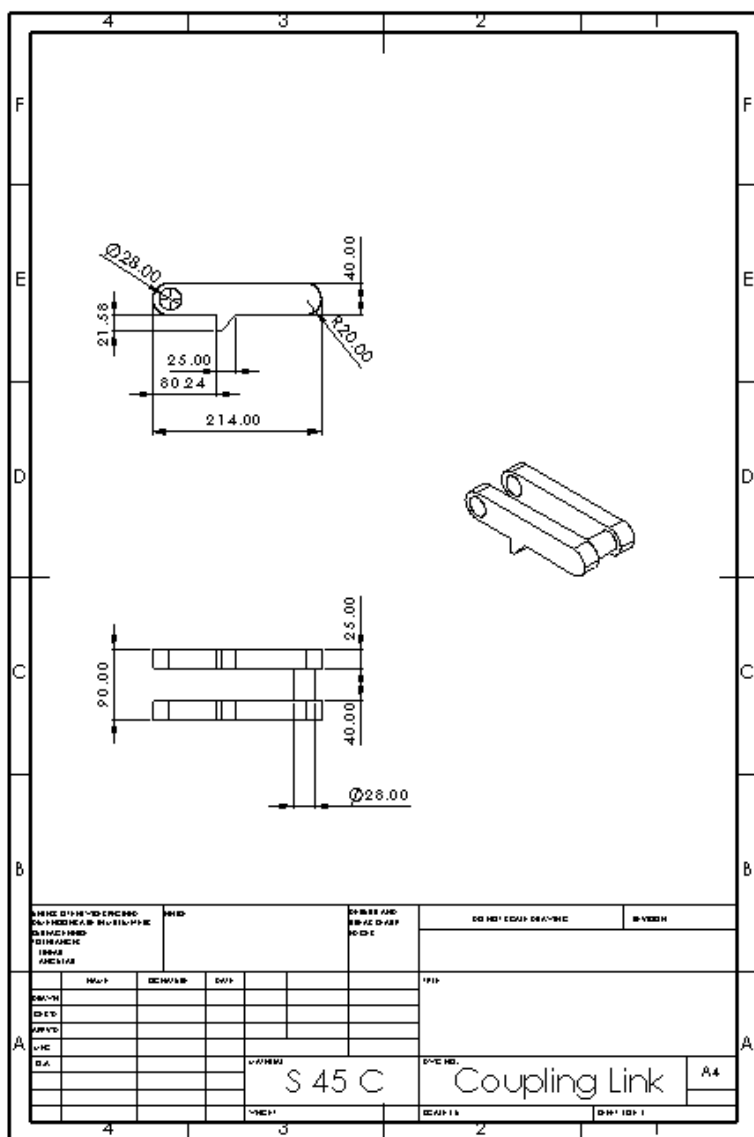
Voith Inc. (n.d.). *Railway Couplers & Connections* / Voith.  
Retrieved February 16, 2020, from  
<http://www.voith.com/corp-en/connection-components-couplings/railway-couplers.html>

# LAMPIRAN

## A.1. Hooked Plate

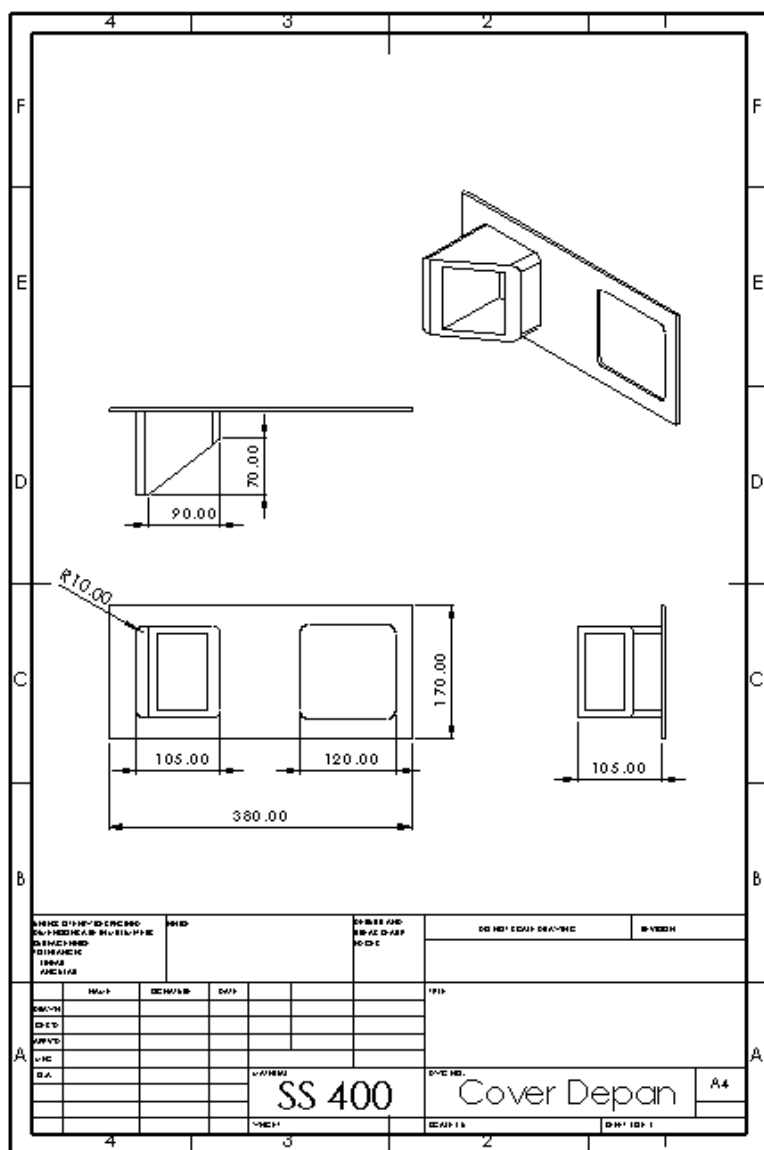


## A.2. Coupling Link





#### A.4. Male Cone



## BIODATA PENULIS



Penulis bernama Izzan Aminul Majid yang lahir di Cimahi pada tanggal 9 Juli 1998. Penulis merupakan anak kedua dari Didik Budi Utomo dan Dyah Ernawati.

Penulis memulia pendidikan di SD Unggulan Al-Amin (2004-2010), SMP Unggulan Al-Amin (2010-2013), SMA Negeri 2 Cimahi (2013-2016) kemudian menempuh pendidikan di jenjang S1 Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik dan maupun organisasi mahasiswa selama perkuliahan. Dalam kehidupan organisasi, penulis aktif sebagai Ketua UKM Betako Merpati Putih ITS (2018), Kepala Biro Pelatihan dan Kepemanduan (2018-2019), Koordinator Badan Koordinator Pemandu FTI-ITS (2018-2019). Pemandu juga aktif dalam dunia LKMM sebagai Pemandu LKMM yang sering menjadi pemateri sekaligus pemandu dalam kegiatan LKMM yang diadakan oleh ITS, selain itu penulis juga merupakan Pemandu LKMM TM ITS 2020. Selain aktif di bidang organisasi mahasiswa, penulis juga berpartisipasi sebagai relawan Satgas COVID-19 ITS dalam perangkaian *face shield* yang diproduksi oleh ITS.

Apabila ada kritik maupun saran, penulis dapat dihubungi melalui *e-mail* [izzan.majid98@gmail.com](mailto:izzan.majid98@gmail.com)