

Optimasi *Automatic Tight Lock Coupler* Guna Mendapatkan Hasil yang Lebih Ringan

Mochammad Alifan Prasetiana¹, Dhika Aditya Purnomo^{1*2}, dan Fipka Bisono³

^{1,2,3} Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur, Jurusan Teknik Permesinan Kapal,
Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111, Indonesia

Email: mohammadalifan@gmail.com¹, adityadhika@ppns.ac.id², fipka@ppns.ac.id³

Abstrak

Perubahan dalam industri manufaktur semakin memberikan model-model terbaru dari sistem otomatis, mulai dari perkembangan industri 1.0 hingga 4.0. Berdasarkan PM 16 tahun 2022 tentang standar rancang bangun dan perckayasaan sarana perkeretaapian, peremajaan gerbong harus meliputi konstruksi rangka dasar, bodi, bogie, kabin, dan peralatan penghilang rintangan. PT INKA telah memproduksi gerbong kereta eksekutif *Stainless Steel* generasi pertama pada tahun 2019 namun masih banyak kelebihan beban pada setiap komponen seperti sistem bogie K1, skrup dan konstruksi gerbong, hal ini berdampak pada penurunan performa kereta. Oleh karena itu, dibuatlah sebuah konsep desain agar dapat memberikan inovasi terbaru untuk mendukung dunia perkeretaapian yang lebih baik. Penelitian ini menghasilkan dua konsep desain dengan menggunakan jenis material yang sama. kemudian konsep desain tersebut harus diuji terlebih dahulu sebelum dioperasikan pada kereta api. Pengujian ini menghasilkan penilaian yang meliputi kriteria berat, kekuatan optimal dan proses manufaktur. Kriteria penilaian tersebut sangat menunjang keberhasilan dalam proses perancangan konsep desain. Setelah dilakukan pengujian kedua konsep desain sangat memuaskan terutama uji kekuatan optimal, pada pengujian ini konsep desain akan diberikan beban sebesar 150 ton dengan pengujian gaya tarik dan gaya tekan. karena kriteria kekuatan optimal memiliki bobot poin keunggulan yang lebih besar dibandingkan dengan kriteria berat dan proses pembuatan. Dari hasil penelitian didapatkan desain baru memiliki bobot 19.08% lebih ringan dari desain lama. Desain baru memiliki nilai *Safety Factor* 1.35 dan *max von misses stress* sebesar 632,12 Mpa.

Kata Kunci: berat, kekuatan optimal, material, perancangan, proses manufaktur,

Abstract

Changes in the manufacturing industry increasingly provide the latest models of automated systems. starting from industrial development 1.0 to 4.0. Based on PM 16 of 2022 concerning standards for design and engineering of railway facilities, the rearrangement of carriages must include the construction of the base frame, body, bogies, cabin and obstacle-removing equipment. PT INKA has produced the first generation of Stainless Steel executive carriages in 2019 but there are still many overloads on each component such as the K1 bogie system, couplers and carriage construction, this has an impact on decreasing train performance. Therefore, a concept designer was created so that we can provide the latest innovations to support a better railway world. This research produces two design concepts using the same type of material. then the design concept must be tested first before being operated on the train. This test produces an assessment that includes weight criteria, optimal strength and manufacturing process. These assessment criteria really support success in the design concept design process. After testing the two design concepts very satisfactorily, especially the optimal strength test, in this test the design concept will be given a load of 150 tons with tensile and compressive force testing. because the optimal strength criteria have a greater weight of superiority points than the weight criteria and manufacturing process. The research results show that the new design has a weight of 19.08% lighter than the old design. The new design has a Safety Factor value of 1.35 and a max von misses stress of 632.12 Mpa.

Keywords: design, manufacturing procees, materials, optimal strenght, weight

1* Dhika Aditya Purnom

1. Pendahuluan

Dengan berjalanya waktu yang panjang perubahan dunia industri manufaktur semakin memberikan sistem otomatis dengan teknologi terbaru. Dimulai dari perkembangan industri 1.0 yang dimulai tahun 1760 yang menggunakan mekanisme tenaga manusia dan hewan, Selanjutnya berganti ke revolusi industri 2.0 pada tahun 1870 dimana terdapat perkembangan sistem yang sebelumnya menggunakan tenaga manusia menjadi tenaga listrik. Tak berselang berjalanya waktu perkembangan industri di dunia semakin maju hingga memasuki era industri 3.0 pada tahun 1970 yang menemukan inovasi teknologi otomasi. Hingga saat ini dunia industri sudah memasuki era terbaru lagi yaitu industri 4.0 dimana sistem teknologinya ini lebih canggih dan efisien seperti penggunaan bantuan komputer untuk menyelesaikan masalah terutama masalah perancangan. Berdasarkan PM 16 tahun 2022 tentang rancang bangun dan rekayasa sarana perkeretaapian standar dalam merancang ulang gerbong harus terdiri dari konstruksi rangka dasar, badan, bogie, kabin dan peralatan penghalau rintanganya. Sebelumnya PT INKA telah memproduksi gerbong eksekutif *Stainless Steel* generasi pertama pada tahun 2019 akan tetapi masih banyak kelebihan muatan dari setiap komponen seperti sistem bogie K1, coupler dan konstruksi gerbong hal ini yang mengakibatkan performabilitas kereta menurun. Oleh karena itu PT INKA mengembangkan lagi dimana terdapat pengurangan bobot disetiap komponennya serta terdapat perubahan sedikit dari segi desain seperti pintu gerbong dan lambang stiker yang menempel pada gerbong kereta yang new generation. Akan tetapi PT INKA dalam memproduksi kereta penumpang ini masih menggunakan jenis coupler yang sama yaitu “*AUTOMATIC TIGHT LOCK COUPLER*” dengan bobot 472 kg dari setiap gerbongnya. *Coupler* ini tidak sesuai dengan beban yang diterima sehingga ada peluang untuk melakukan optimasi dengan melakukan desain ulang dengan memenuhi kriteria berat, kekuatan, dan proses manufaktur. Penelitian ini diambil untuk memenuhi kriteria-kriteria tersebut.

2. Metode Penelitian

Metode yang digunakan pada penelitian ini yaitu metode perancangan Ulrich. Penelitian dimulai dengan menentukan daftar kebutuhan kemudian menentukan kriteria perancangan. Kriteria perancangan yang ditentukan adalah meminimalkan berat desain coupler yang baru, kemudian mengoptimalkan kekuatan dan proses manufaktur. Desain lama dilakukan simulasi *static stress* yang nantinya hasilnya akan di bandingkan dengan desain baru. Tiga konsep desain dibuat untuk memenuhi setiap kriteria yang kemudian dipilih dengan menggunakan tabel matrik pemilihan konsep untuk mendapatkan konsep terpilih yang memiliki skor paling tinggi. Konsep terpilih kemudian di evaluasi menggunakan Finite element analysis untuk melihat nilai stress maksimum yang terjadi.

a. Model Material

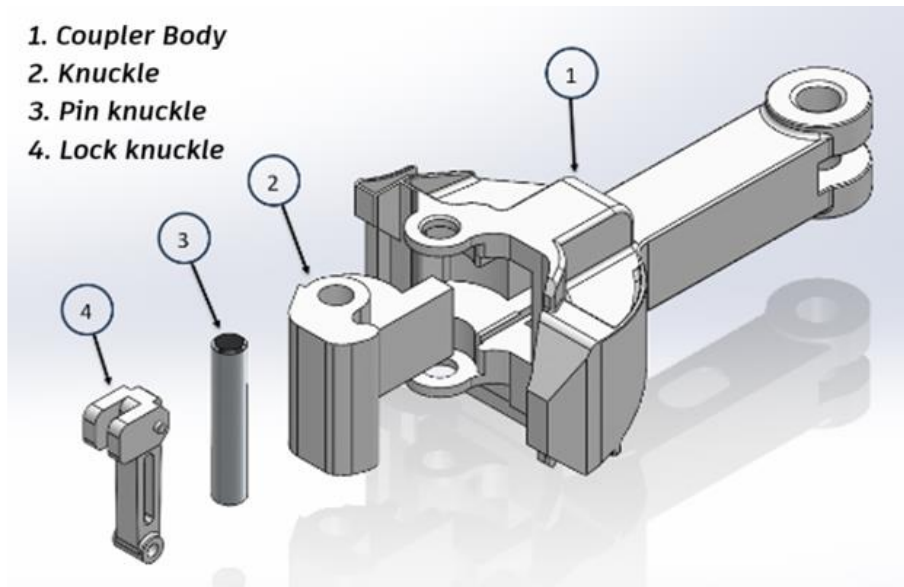
Material yang digunakan dalam penelitian pengoptimasian *Automatic Tight Lock Coupler* meliputi AAR M201 grade E untuk bagian body coupler dan lock knuckle, sedangkan untuk bagian pin knuckle menggunakan S316L, kemudian bagian Knuckle menggunakan S9060QL. Perbedaan dari ketiga material ini hanya komposisi serta nilai ultimate strength yang berbeda. Pada material ini termasuk jenis material baja cor paduan rendah yang sudah dilakukan proses quenching, yaitu proses pendinginan dengan cepat apabila material habis dipanaskan diatas temperature kritisnya. Selanjutnya akan diproses tempering untuk mengeraskan material tersebut. Model ketiga material ini adalah isotropik yang memiliki kesamaan sifat ketika terjadi pembebanan dari arah yang berbeda. Material ini juga dapat digunakan kepada alat - alat berat, sebab susunan mikrostruktur martensite yang halus dan merata sehingga material dapat memiliki kekuatan yang sangat tangguh. Properti material AAR M201 grade E disajikan pada Tabel 1.

Tabel 1. *Material Properties AAR M201*

Property	Value
Young's Modulus	2×10^5 MPa
Poisson's Ratio	0.3
Density	7.83×10^6 kg/mm ³
Thermal Expansion	1.2×10^{-5} 1/°C
Tensile Yiled Strenth	689 Mpa
Compressive Yield Strength	689 Mpa
Ultimate Tensile Strength	827 MPa

b. Model *Solid 3D* desain lama

Model solid 3D yang digunakan ialah model *Automatic Tight Lock Coupler* milik dari PT. INKA Persero yang sudah dilakukan proses desain dengan penyesuaian. Pada komponen yang terpasang di *Automatic Tight Lock Coupler* ini terdapat 4 empat bagian yaitu : Head Coupler, Knuckle Jaw, Knuckle Pin, dan Lock. Dari setiap komponen ini memiliki masing – masing fungsi dalam pengoperasiannya yang akan dijelaskan dibawah berikut ini. Gambar 1 merupakan deretan komponen yang terpasang pada di *Automatic Tight Lock Coupler*.

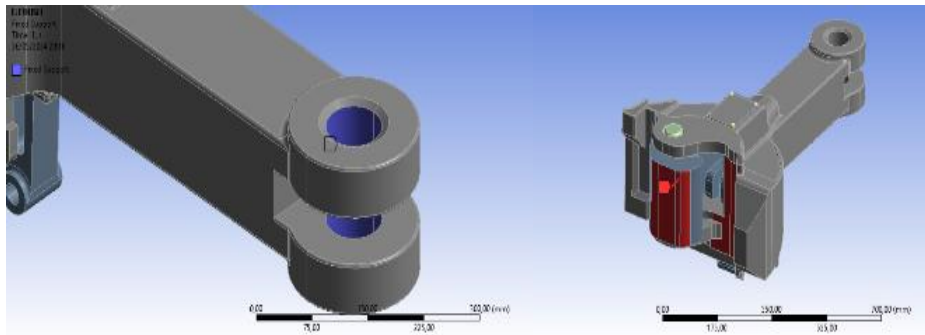


Gambar 1. Komponen *Automatic Tight Lock Coupler*

c. Kondisi Batas dan Pembebanan

Kondisi batas pada penelitian ini adalah suatu Batasan yang diterapkan pada model elemen seperti ditunjukkan pada Gambar 2, hingga yang disimulasikan dengan kondisi seperti yang dilapangan. Beberapa kondisi batas pengujian pada simulasi ini akan dijelaskan setiap langkahnya pada tahapan dibawah ini.

1. *Contact*, Pada tahap ini akan dijelaskan bagian – bagian komponen dari *Automatic Tight Lock Coupler* yang akan mengalami sentuhan dengan dua jenis yaitu, *frictional* dan *bonded*. *Frictional* sendiri merupakan sentuhan antara dua permukaan dengan dikenakan nilai gesekan. Area ini terletak pada bagian *pin knuckle* dengan *hole head coupler* dibagian depan. Kemudian *bonded* merupakan area yang sudah menempel dengan kontak yang sudah terikat tanpa adanya nilai gesekan, area *bonded* ini terletak pada bagian *knuckle* dan *knuckle lock* maupun dengan permukaan *head coupler*nya .
2. *Restraint* merupakan kondisi yang membatasi suatu gerak dari benda tersebut, Selanjutnya merupakan tahap pemberian pengunci atau *fixed Support* supaya saat dilakukan simulasi benda tersebut tidak bergerak dengan arah yang bebas. Akan tetapi sudah terkunci dibagian area tersebut sebagai pembatas penggerak dari gaya tarik maupun gaya tekan. dan sebagai berikut merupakan gambar letak *restraint* pada *Automatic Tight Lock Coupler* di bagian lubang belakang *head coupler*.
3. *Force* merupakan pembebanan yang terjadi sesuai dengan kondisi lapangan dengan pemberian beban gaya tarik maupun tekan pada *Automatic Tight Lock Coupler*. Area letak pembebanan ini ada pada bagian *knuckle* sebagai pembebanan gaya tarik dengan nilai sebesar 1384332,06 N arah sumbu x (-). Kemudian gaya tekan dengan nilai sebesar 1503701,3 N arah sumbu x (+). Berikut merupakan gambar pembebanan gaya tarik maupun gaya tekan yang terjadi pada *Automatic Tight Lock Coupler*.



Gambar 2. Kondisi batas dan pembebanan

d. Tipe analisis Perhitungan Gaya Gesek

Analisis yang digunakan pada simulasi ini merupakan analisis statik, yang berarti semua kondisi pembebanan terjadi secara konstan setiap waktu, untuk mendapatkan besar pembebanan gaya tarik maupun gaya tekan diperlukan gaya gesek dari setiap gerbong kereta, koefisien gaya gesek rata-rata yang terjadi sebesar 0,3 dengan kondisi rel kering tidak diberikan pelumas sama sekali. Kemudian dengan kondisi penumpang penuh dan berat penumpang sebesar 95 Kg. sehingga gaya gesek yang diperoleh saat gerbong K1 muatan penuh sebesar 132440,88 N, kemudian gerbong Kmakan sebesar 114718,14 N, dan yang terakhir gerbong kereta genset sebesar 123882,64 N. hal ini dapat dilihat pada Tabel 2 dibawah ini.

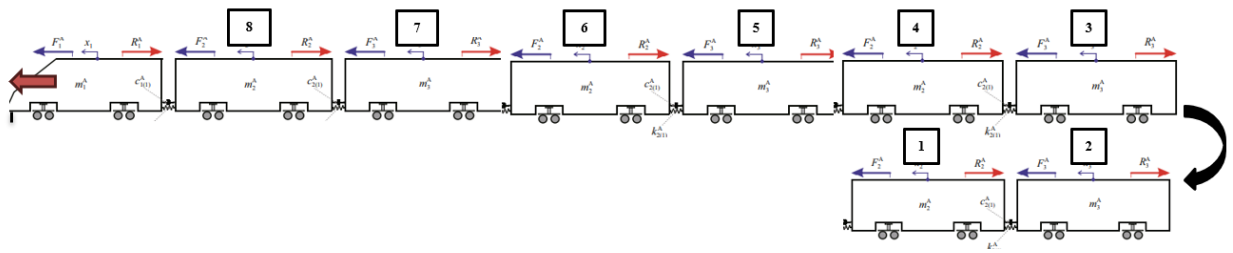
Tabel 2. Gaya Gesek Pada Setiap Gerbong

SPESIFIKASI BERAT GERBONG DAN BOGIE KERETA API				
No.	Jenis Kereta	Berat Gerbong	Berat Bogie	Berat Gerbong Muatan Penuh
1.	K1 (Eksektif)	40252 Kg	4500 Kg	45002 Kg
2.	K3 (Ekonomi)	41351 Kg	4500 Kg	48191 Kg
3.	K. Makan	35605 Kg	4500 Kg	38980 Kg
4.	K. Luxury	41341 Kg	4500 Kg	43811 Kg
5.	K. Pembangkit (<i>Single Genset</i>)	41334 Kg	4500 Kg	42094 Kg
6.	K. Pembangkit (<i>Double Genset</i>)	48055 Kg	4500 Kg	48815 Kg
Keterangan		K1 EKSEKUTIF	K. Makan	K. Pembangkit (<i>Single Genset</i>)
Nilai gaya gesek		132440,88 N	114718,14 N	123882,64 N

Hasil dari pembahasan diatas merupakan perhitungan awal gaya gesek dengan tiga jenis gerbong yang berbeda, perhitungan ini dilakukan sebelum melakukan proses perhitungan pembebanan gaya tarik maupun gaya tekan untuk mencari nilai gesekan yang terjadi pada roda kereta api dengan rel. Dengan nilai yang berbeda dari setiap jenis gerbong keretanya.

e. Tipe analisis Perhitungan Pembebanan Tarik

Pada penelitian ini akan menjabarkan perhitungan area pembebanan gaya tarik yang terjadi pada *Automatic Tight Lock Coupler* saat kereta dioperasikan dengan percepatan tertentu dengan perhitungan rumus yang sudah tertera pada untuk menghitung gaya tarik. perhitungan ini dilakukan untuk mengetahui dari kelayakan *Automatic Tight Lock Coupler* apakah dapat menarik dengan spesifikasi yang telah PT.INKA tetapkan yaitu delapan gerbong dengan nilai pembebanan pada setiap gerbong yang berbeda. Gambar 3 merupakan perhitungan gerbong kereta dari ujung nomer satu hingga nomer delapan dengan berat gerbong yang berbeda.



Gambar 3. Analisa Pembebanan Tarik

- Gaya Tarik Pada Gerbong EKS 1 :

$$\leftarrow \sum F = m \cdot a \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \leftarrow \sum F &= m \cdot a \\ f_{a1} - fk_1 &= m \cdot a \\ f_{a1} &= (m \cdot a) + fk_1 \\ f_{a1} &= ((45002 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 132440,88 \text{ N} \\ f_{a1} &= \mathbf{177442,88 \text{ N}} \end{aligned}$$

- Gaya Tarik Pada Gerbong EKS 2 :

$$\begin{aligned} f_{a2} &= (m \cdot a) + f_{a1} + fk_1 \\ f_{a2} &= ((45002 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 177442,88 + 132440,88 \text{ N} \\ f_{a2} &= \mathbf{354885,76 \text{ N}} \end{aligned}$$

- Gaya Tarik Pada Gerbong EKS 3 :

$$\begin{aligned} f_{a3} &= (m \cdot a) + f_{a2} + fk_1 \\ f_{a3} &= ((45002 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 354885,76 + 132440,88 \text{ N} \\ f_{a3} &= \mathbf{532328,64 \text{ N}} \end{aligned}$$

- Gaya Tarik Pada Gerbong EKS 4 :

$$\begin{aligned} f_{a4} &= (m \cdot a) + f_{a3} + fk_1 \\ f_{a4} &= ((45002 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 532328,64 + 132440,88 \text{ N} \\ f_{a4} &= \mathbf{709771,52 \text{ N}} \end{aligned}$$

- Gaya Tarik Pada Gerbong EKS 5 :

$$\begin{aligned} f_{a5} &= (m \cdot a) + f_{a4} + fk_1 \\ f_{a5} &= ((45002 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 709771,52 + 132440,88 \text{ N} \\ f_{a5} &= \mathbf{887214,4 \text{ N}} \end{aligned}$$

- Gaya Tarik Pada Gerbong MKN 6 :

$$\begin{aligned} f_{a6} &= (m \cdot a) + f_{a5} + fk_2 \\ f_{a6} &= ((38980 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 887214,4 + 114718,14 \text{ N} \\ f_{a6} &= \mathbf{1040912,54 \text{ N}} \end{aligned}$$

- Gaya Tarik Pada Gerbong EKS 7 :

$$\begin{aligned} f_{a7} &= (m \cdot a) + f_{a6} + fk_1 \\ f_{a7} &= ((45002 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 1040912,54 + 132440,88 \text{ N} \\ f_{a7} &= \mathbf{1218355,42 \text{ N}} \end{aligned}$$

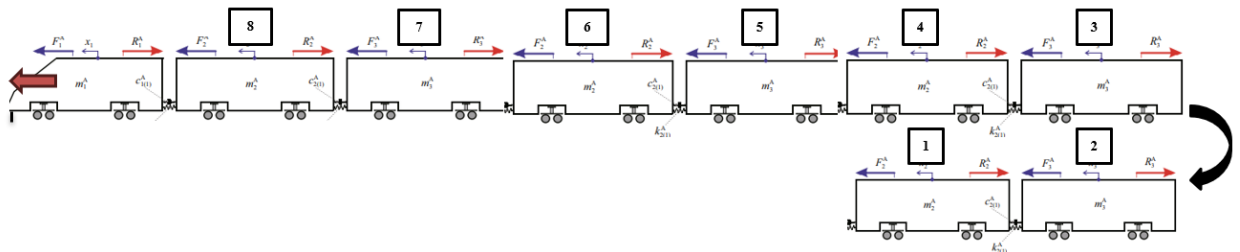
- Gaya Tarik Pada Gerbong SG1 8 :

$$\begin{aligned} f_{a8} &= (m \cdot a) + f_{a7} + fk_3 \\ f_{a8} &= ((42094 \text{ Kg}) \cdot (1 \text{ m/s})) + 1218355,42 + 123882,64 \text{ N} \\ f_{a8} &= \mathbf{1384332,06 \text{ N}} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dapat disimpulkan letak beban terberat saat terjadinya gaya tarik pada bagian gerbong kedelapan, sebab area tersebut menahan dari jumlah total semua gerbong kereta dari awal.

f. Tipe analisis Perhitungan Pembebanan Tekan

Gaya tekan gerbong kereta yang terjadi pada *Automatic Tight Lock Coupler* karena kereta akan memasuki stasiun untuk melakukan perlambatan dari jarak yg sudah ditentukan, oleh sebab itu akan terjadinya gaya tekan pada semua gerbong. Gambar 4 ini merupakan analisa perhitungan gaya tekan yang terjadi saat kereta sedang hendak berhenti.



Gambar 4. Analisa Pembebanan Tekan

Berikut perhitungan gaya tekan saat terjadinya kereta sedang melakukan proses pengereman saat hendak tiba di stasiun. pada pembahasan perhitungan gaya tekan harus diawali dengan perhitungan gaya tarik terlebih dahulu untuk mengetahui total semua beban yang terjadi saat delapan gerbong kereta sedang ditarik. Kemudian akan dilanjut dalam perhitungan gaya tekan dengan hasil gaya tarik kita jumlahkan dengan perhitungan gaya tekan yang akan dijelaskan dibawah ini.

$$\begin{aligned} \leftarrow \sum F &= m \cdot a \\ - F' + fk_1 + fk_2 + fk_3 &= m_{total} \cdot - a_{perlambatan} \\ F' &= (m_{total} \cdot a_{perlambatan}) + fk_{total} \end{aligned}$$

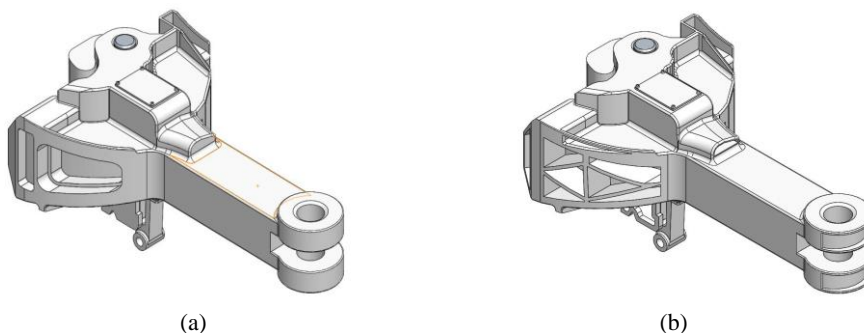
Rumus diatas merupakan gabungan dari jumlah gaya tarik dengan nilai perlambatanya dan diperoleh hasil seperti dibawah ini.

$$\begin{aligned} F' &= (351086 \text{ kg} \cdot 1,34 \cdot m/s^2) + 1033246,06 \text{ N} \\ F' &= \mathbf{1503701,3 \text{ N}} \end{aligned}$$

Pada hasil perhitungan gaya tekan disimpulkan nilai pembebanan gaya tekan jauh lebih besar dibandingkan dengan gaya tarik, akan tetapi letak posisi pembebanan gaya tekan pada bagian *head coupler* sehingga masih dalam area aman.

3. Hasil dan Diskusi

Hasil dari pembuatan konsep desain pada penelitian ini disajikan pada Gambar 5. Setiap konsep desain dibuat untuk memenuhi setiap kriteria dengan pendekatan yang bervariasi. Masing-masing konsep desain dievaluasi berdasarkan kriteria bobot, kekutan dan proses manufaktur. Kemudian hasil dari konsep desain dipilih menggunakan matrik penilaian konsep.



Gambar 5. Konsep desain, a) konsep desain1, b) konsep desain 2

a. Utilisasi tegangan tarik dan tekan

Selanjutnya merupakan pembahasan perhitungan utilisasi tegangan tarik maupun tegangan tekan. Dimana dengan cara proses tegangan tarik dan tekan yg terjadi ini dikalikan oleh nilai faktor keamanan dan setelah itu kita bandingkan dengan nilai tegangan tarik dan tekan yang diperbolehkan oleh material tersebut, kemudian apabila nilai hasil perhitungan lebih besar dari nilai tegangan tarik dan tekan material, maka dapat dikatakan tidak aman.

$$Utilisasi = \frac{\sigma_T S_2}{R_{mC}} \leq 1 \quad (2)$$

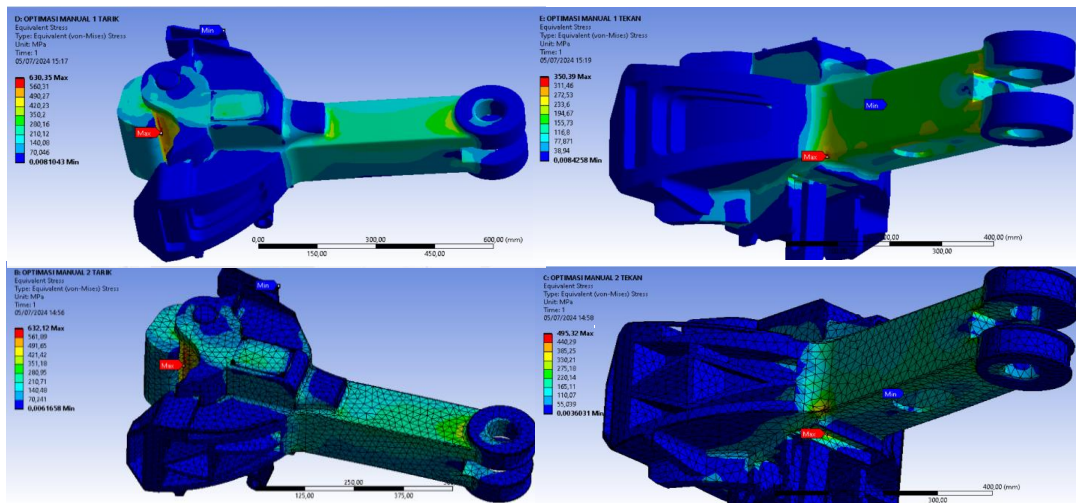
Dimana σ_T adalah tegangan tarik maksimal yang terjadi (MPa), S_2 adalah faktor keamanan dan R_{mC} adalah tegangan tarik maksimum material tersebut (Mpa). Dengan demikian tegangan yang terjadi tidak boleh melebihi batas amanya yaitu :

Tabel 4. Utilisasi Batas Tegangan Material

Utilisasi Tegangan	Batas Tegangan (MPa)
Utarik Grade E steel	636,92
Utarik S9060QL	884,61
Min Safety Factor	1,3

b. Area titik kritis

Dari hasil pembebanan tarik dari setiap konsep desain memiliki kecenderungan yang sama yaitu memiliki titik kritis pada posisi yang sama. Akan tetapi yang membedakan ialah hasil dari nilai faktor keamanan serta nilai tegangan stressnya. serta untuk pembebanan gaya tekan pada setiap konsep memiliki titik kritis yang berbeda beda, sebab setiap konsep memiliki hasil optimasi yang berbeda, oleh karena itu titik kritis nya juga tidak sama. Untuk pembebanan gaya tarik, setiap konsep desain simulasi memiliki tegangan maksimum yang berada pada bagian lekukan knuckle jaw sedangkan pembebanan gaya tekan setiap konsep desain memiliki tegangan maksimum yang berbeda seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6 dibawah ini.



Gambar 6. Finite element analysis

c. Kriteria Berat Pada Konsep Desain

Pembahasan pada bagian awal mengenai berat masing – masing dari konsep desain satu maupun dua yang telah dilakukan pengoptimasian menggunakan cara manual di software solidwork. Dibawah ini merupakan hasil berat konsep desain yang telah dilakukan pengoptimasian.

- Konsep desain Satu

Setelah dilakukan pengoptimasian yang difokuskan pada area head coupler saja, kini berat yang diperoleh oleh konsep desain satu sebesar 229,34 Kg dengan perbedaan yang jauh dari hasil produk existingnya yaitu sebesar 265,44 Kg. sehingga konsep desain satu memperoleh pengurangan optimasi desain sebesar 12% dari produk existingnya. Sedangkan dalam syarat tercapainya pengoptimasian yakni minimal terdapat pengurangan optimasi sebesar 10% dari berat produk awalnya. Kemudian akan dijelaskan juga dari segi bentuk desain optimasinya yang terletak pada area kanan dan kiri di bagian *head coupler*. Berikut gambar bentuk optimasi desain pada konsep desain satu.

- Konsep desain dua

Pembahasan kriteria berat pada konsep desain dua tidak jauh berbeda dengan konsep desain satu. Dikarenakan cuman mengganti gambar dan input nilai berat dari konsep desain dua. Hasil berat dari pengoptimasian yang diperoleh konsep desain dua sebesar 214,64 Kg. sangat berbanding jauh sekali dengan hasil berat produk existingnya yaitu sebesar 265,44 Kg. pengurangan berat yang terjadi pada konsep desain dua ini jauh lebih besar daripada produk existingnya. dikarenakan pengoptimasian pada desain konsep dua terjadi juga pada area *head coupler* bagian bawah yang posisinya dekat area *lock knuckle*. pada bagian tersebut akan dijelaskan mengenai contour detailnya dengan hasil gambar optimasi pada konsep desain dua.

d. Kriteria Kekuatan pada Konsep Desain

Selanjutnya pembahasan mengenai kekuatan optimal pada setiap konsep desain satu maupun dua, di pembahasan akan merujuk pada hasil simulasi yaitu safety factor, dan tegangan stress pada setiap konsep desain dengan pemberian beban sebesar 150 ton pada setiap pengujian yang meliputi uji gaya tarik dan uji gaya tekan.

- Konsep desain Satu

Pada konsep desain satu telah dilakukan pengujian *statik* di *software ansys* guna melihat hasil uji kekuatan yang meliputi gaya tarik dan gaya tekan dengan beban yang sama sebesar 150 Ton. Dari hasil yang diperoleh konsep desain satu masih dapat bisa menahan beban sebesar 150 Ton dengan nilai *safety factor* sebesar 1,42 pada uji gaya tarik sedangkan untuk hasil nilai *safety factor* pada uji gaya tekan sebesar 2,09. Kemudian hasil tegangan stress uji gaya tarik sebesar 630,35 MPa sedangkan hasil tegangan stress uji gaya tekan sebesar 350,39 MPa. dari hasil yang telah dijabarkan diatas dapat dikatakan konsep desain satu ini masih aman apabila diberikan beban 150 Ton, dikarenakan syarat lolosnya uji kekuatan gaya tarik dan tekan ini minimal nilai *safety factornya* sebesar 1,3 dan nilai maksimal uji tarik tegangan stress sebesar 884,61 MPa sedangkan nilai maksimal uji gaya tekan sebesar 738,46 MPa yang terjadi pada area knuckle, pin knuckle dan area depan *head coupler*.

- Konsep desain dua

Pembahasan selanjutnya mengenai kriteria nilai kekuatan konsep desain dua. Pada penjabaran ini tidak jauh berbeda dengan pembahasan kriteria kekuatan konsep desain satu, hanya mengganti beberapa faktor nilainya saja. Dalam melakukan pengecekan kekuatan terhadap konsep desain dua maka kita lakukan pengujian yang sama seperti konsep desain satu dengan diberikan beban yang sama yaitu sebesar 150 Ton pada uji gaya tarik maupun uji gaya tekan. Kemudian hasil yang diperoleh dalam uji kekuatan dari konsep desain dua masih relatif aman, sebab nilai yang dihasilkan masih diatas dari nilai *safety factor* dan *tegangan stress* yang telah ditentukan dengan nilai *safety factor* uji gaya tarik sebesar 1,352 dan nilai tegangan stressnya sebesar 632,12 MPa, kemudian untuk nilai safety factor uji gaya tekan sebesar 1,48 dan nilai tegangan stress nya sebesar 495,32 MPa yang terjadi pada area knuckle,

pin knuckle dan area depan *head coupler*. dari hasil yang telah dicantumkan bahwasanya nilai konsep dua menurun daripada konsep desain satu.

e. Kriteria Proses Manufaktur Pada Konsep Desain

Kriteria selanjutnya adalah penilaian dari segi proses manufaktur konsep desain *Automatic Tight Lock Coupler*. Kriteria proses manufaktur akan menjelaskan proses pembuatan dari coupler itu sendiri dengan tahap tahapan *send casting* atau pengecoran dengan cetakan pasir yang pastinya dengan ukuran dimensi yang besar menyesuaikan ukuran konsep desain *Automatic Tight Lock Coupler*. Berikut penjelasan mengenai proses manufaktur dari ketiga konsep desain.

- Konsep desain satu

Pada hasil proses manufaktur pada konsep desain satu memiliki beberapa tahapan penambahan core, dengan jumlah 5 bagian core yang terletak pada bagian samping kanan maupun samping kiri karena area tersebut yang mengalami pengurangan desain akibat proses pengoptimalan *Automatic Tight Lock Coupler*

- Konsep desain dua

Sedangkan untuk konsep desain dua kurang lebih sama dengan konsep desain satu yakni memerlukan beberapa tambahan core juga pada area samping kanan maupun samping kiri dengan jumlah 4, akan tetapi bentuk coakan desain pada konsep dua ini berbeda dengan konsep desain satu. serta juga ada tambahan machining pada konsep desain dua terutama pada area bagian bawah.

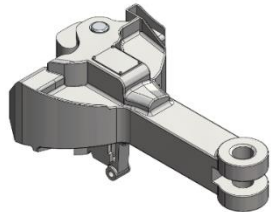
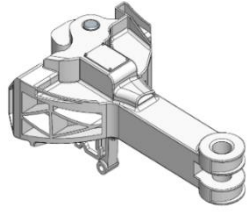
Tahap selanjutnya merupakan pemilihan konsep desain yang terbaik dengan memiliki nilai tertinggi yang akan dibandingkan dari ketiga konsep desain yang telah dirancang. dari pembahasan pemilihan konsep desain pada subab sebelumnya akan digabungkan keseluruhan point penilaian dari setiap kriteria dengan kriteria bobot pemilihan konsep. Sehingga nantinya akan terpilih konsep desain dengan nilai yang terbesar. Tabel 3 merupakan total semua nilai kriteria konsep dan bobot dari setiap seleksi pada matriks pemilihan konsep dengan asumsi yang telah diperhitungkan dengan sangat maksimal antar konsep desain yang ada.

Tabel 3. Matrik penilaian konsep

No	Kriteria Penilaian	Kriteria Bobot %	Konsep 1	Konsep 2	Konsep 3	Desain Lama
1	Berat	35%	4	5	5	3
2	Kekuatan optimal	40%	4	5	5	3
3	Proses manufaktur	25%	3	2	1	3
Nilai Absolut			11	12	11	9
Nilai Relatif			25.52%	27.52%	25.52%	21.12%

Dari tabel matrik penilain konsep didapatkan nilai teringgi adalah pada konsep 2. Sehingga konsep desain 2 merupakan desain yang dipilih dan memenuhi kriteria paling besar diantara konsep lainnya. Perbandingan anatara desain baru dan desain lama di sajian pada Tabel 4.

Tabel 4. Desain Lama vs Desain Baru

 <p>Desain Lama</p>	 <p>Desain Baru</p>		
	Intial Design	New Design	Selisih Berat (%)

Min Safety Factor	Gaya Tarik	1,47	1,353	
	Gaya Tekan	2,2	1,484	
Max Von Misses Stress	Gaya Tarik	631,39 MPa	632,12 MPa	
	Gaya Tekan	332,61 MPa	495,32 MPa	
Berat		265,44 Kg	214,77 Kg	50,67 Kg (19,08%)

4. Kesimpulan

Dari perancangan desain *Automatic Tight Lock Coupler* memberikan hasil konsep desain baru dengan nilai yang lebih baik dari desain lama. Dengan hasil nilai pada setiap kriteria yang sangat memenuhi. Pada perancangan *Automatic Tight Lock Coupler* guna mendapatkan produk yang lebih ringan sudah tercapai dengan hasil yang ditunjukkan pada konsep desain dua dengan mendapatkan selisih perbandingan berat sebesar 50,67 Kg dengan persentase (19,08%). Hasil analisa kekuatan menunjukkan desain baru masih dikatakan aman dikarenakan nilai stress maksimum baik pada beban tarik maupun tekan masih dalam batas ijin yang ditetapkan yaitu sebesar 632,12 Mpa dan 495,32 Mpa.

Ucapan Terima Kasih

Dengan terciptanya tulisan ini, penulis mengucapkan terima kasih kepada beberapa pihak diantaranya kepada Allah SWT yang senantiasa memberikan rahmat dan hidayah kepada penulis, kepada segenap keluarga yang selalu memberikan doa dan semangat kepada penulis, kepada Bapak Bayu Wiro karuniawan S.T.,M.T selaku Ketua Prodi Teknik Desain dan Manufaktur, kepada Bapak Dhika Aditya Purnomo S.ST.,M.T dan Bapak Fipka Bisono S.ST.,M.T selaku dosen pembimbing tugas akhir, dan kepada seluruh pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu, yang telah membantu dalam proses penelitian dan penulisan jurnal ini.

Daftar Pustaka

- Miguel, A., & Cañás, R. (2022). *Rail Vehicles / Pojazdy Szynowe Test train with digital automatic couplers DAC in Poland*. 3–9.
- Mohammadi, M., Rahmatfam, A., Zehsaz, M., & Hassanifard, S. (2019). Failure analysis study of railway draw-hook coupler. *Journal of Central South University*, 26(4), 916–924. <https://doi.org/10.1007/s11771-019-4060-4>
- Mousavi zadeh Noughabi, S. M., Dehghani, K., & Pouranvari, M. (1507). Failure analysis of automatic coupler SA-3 in railway carriages. *Engineering Failure Analysis*, 14(5), 903–912. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.1506.11.039>
- Rohmannudin, T. N., Suryana, I. A., & Rochiem, R. (n.d.). *Analisa Pengaruh Temperatur Tempering terhadap Sifat Mekanik Baja AAR-M201 Grade E Analysis Tempering Effect on Mechanical Properties of AAR-M201 Grade E*. 103–110.
- (Jackiewicz, 2021). Coupler force reduction method for multiple-unit trains using a new hierarchical control system. *Railway Engineering Science*, 29(2), 163–182. <https://doi.org/10.1007/s40534-021-00239-w>
- Wagner, S., Cole, C., & Spiriyagin, M. (2021). A review on design and testing methodologies of modern freight train draft gear system. *Railway Engineering Science*, 29(2), 127–151. <https://doi.org/10.1007/s40534-021-00237-y>
- Priyambodo, A. M. (2018). *Re-Design Coupler Head Tipe Knuckle Untuk Light Rail Transit*.
- Zhu, T., Yang, B. zhu, Yang, C., Xiao, S. ne, Yang, G. wu, & Yang, B. (2018). The mechanism for the coupler and draft gear and its influence on safety during a train collision. *Vehicle System Dynamics*, 56(9), 1375–1393. <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1413198>
- Shruti, M., Hemanth, N. S., Badgayan, N. D., & Sahu, S. K. (2020). Compressive behavior of auxetic structural metamaterial for lightweight construction using ANSYS static structural analysis. *Materials Today: Proceedings*, 38(xxxx), 12–17. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.05.410>
- Association of American Railroads. (1507). Section S: casting details. In *Manual of Standards and Recommended Practices* (Issue June).
- Standards, M. O. F., & Practices, R. (1507). *Section D Trucks and Truck Details*.