

PENGEMBANGAN DESAIN MESIN PRESS SOL SEPATU BERKAPASITAS SATU PASANG SEKALI PROSES MENGGUNAKAN METODE REVERSE ENGINEERING

Salsabilah Alfi Zaidan Amanullah

S1 Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya

Email: salsabilah.20031@mhs.unesa.ac.id

Agung Prijo Budijono

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya

Email: agungbudijono@unesa.ac.id

Abstrak

Mesin press sepatu Presstechno S01 mendapat masukan dari pengguna terkait rendahnya efisiensi produksi karena hanya mampu mengepres satu sepatu dalam satu kali proses pengepresan. Penelitian ini bertujuan untuk mengembangkan desain mesin press sepatu yang mampu mengepres satu pasang sepatu secara bersamaan dalam satu kali proses pengepresan. Metode yang digunakan untuk mengembangkan desain adalah *reverse engineering* yang terdiri atas tiga tahap utama, yaitu *data evaluation*, *data generation*, dan *design verification*. Hasil penelitian ini menghasilkan desain mesin press sepatu yang mampu mengepres dua sepatu secara bersamaan melalui perancangan ulang tiga komponen utama pada mesin Presstechno S01, yaitu bodi klem tunggal, motor listrik, dan *rigid coupling*. Motor penggerak diganti dengan motor DC tipe MY1016Z berkapasitas 250 W. Sistem transmisi daya dirancang ulang dari rigid coupling menjadi transmisi rantai sproket dengan menggunakan rantai rol standar 35, sproket 13T pada poros motor, dan sproket 33T pada poros dongkrak. Bodi klem dimodifikasi dari *single clamp* menjadi *double clamp* dengan material ASTM A36. Hasil analisis struktur pada bodi klem menunjukkan bahwa desain tersebut aman karena tegangan lentur dan tegangan geser maksimum masih berada di bawah *yield strength* material ASTM A36. Dimensi rangka diperbesar dengan lebar 400 mm dan panjang 450 mm berdasarkan hasil analisis *interference detection* untuk mengakomodasi unit penggerak baru. Selanjutnya, hasil simulasi *motion study* menunjukkan bahwa meja pres mampu berpindah sejauh 35,82 mm dalam waktu 10 detik dan telah melampaui target minimum yang ditetapkan. Metode *reverse engineering* berhasil mengembangkan desain mesin press sepatu dan siap diproduksi lebih lanjut.

Kata Kunci: reverse engineering, mesin press sepatu, perancangan ulang desain

Abstract

The Presstechno S01 shoe press machine has faced challenges regarding production efficiency due to its single shoe processing capacity per cycle. This research aims to develop a redesigned shoe press machine capable of simultaneous pressing for a pair of shoes in a single operation. The development process utilizes the Reverse Engineering method, encompassing three primary stages, data evaluation, data generation, and design verification. The results yield a redesigned shoe press machine capable of dual-shoe pressing through the modification of three key components from the original S01 model, the single clamp body, the electric motor, and the rigid coupling. The drive unit was upgraded to a 250W MY1016Z DC motor. Furthermore, the power transmission system was redesigned from a rigid coupling to a chain sprocket mechanism, employing a standard No. 35 roller chain, a 13T sprocket on the motor shaft, and a 33T sprocket on the jack shaft. The clamp body was modified from a single to a double clamp configuration using ASTM A36 steel. Structural analysis indicates that the design is safe, as the maximum bending and shear stresses remain below the material's yield strength. To accommodate the new drive unit, frame dimensions were expanded to 400 mm in width and 450 mm in length based on interference detection analysis. Motion study simulations demonstrated that the press table traverses 35.82 mm within 10 seconds, exceeding the established minimum target. The reverse engineering method successfully facilitates the development of the shoe press machine design, which is ready for further production.

Keywords: reverse engineering, shoe press machine, design redesign

PENDAHULUAN

Salah satu UKM produsen sepatu di Sidoarjo menggunakan mesin *press* sepatu Presstechno S01 dalam proses produksinya. Mesin tersebut memiliki kemampuan mengepres satu sepatu per proses. Pengrajin memberikan masukan bahwa penggunaan mesin tersebut kurang efisien

dari segi waktu produksi karena proses pengepresan harus dilakukan secara bergantian akibat sistem *single clamp*. Saat ini, waktu yang dibutuhkan untuk mengepres satu sepatu adalah satu menit, yang terdiri dari 20 detik untuk pengepresan, 5 detik proses penahanan tekanan pada sepatu di meja *press*, dan 35 detik untuk mengeluarkan sepatu serta mempersiapkan sepatu berikutnya. Dengan demikian,

total waktu yang dibutuhkan untuk mengepres satu pasang sepatu adalah dua menit. Oleh karena itu, pengrajin berharap proses pengepresan dapat lebih efisien, mengingat kedua sepatu seharusnya mendapat perlakuan pengepresan yang seragam (Anwar dkk., 2022).

Hasil diskusi antara CV. Cahaya Berkah Gusti, UKM produsen sepatu, dan peneliti menghasilkan ide untuk mengembangkan desain mesin *press* sepatu yang mampu mengepres satu pasang dalam sekali proses. Pengembangan ini diharapkan dapat meningkatkan efisiensi waktu produksi dan meningkatkan kapasitas produksi sehingga harga sepatu menjadi lebih terjangkau dan bersaing di pasaran.



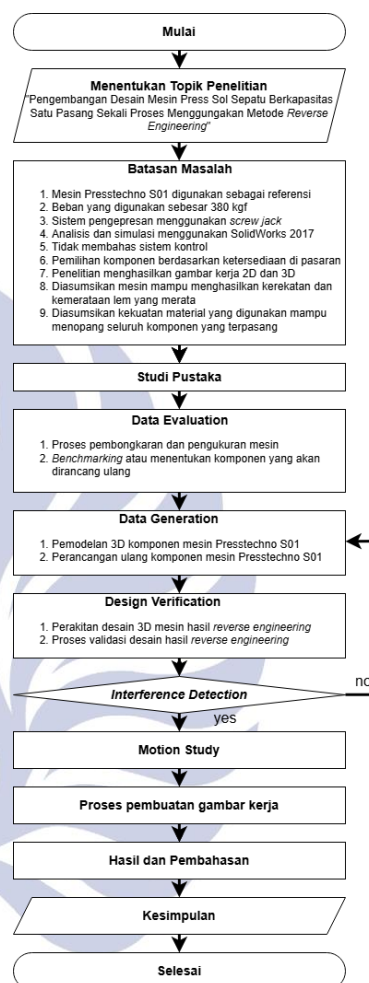
Gambar 1. Mesin Press Sepatu Presstechno S01

Untuk mengembangkan desain mesin *press* sepatu yang mampu mengepres satu pasang sepatu dalam sekali proses, peneliti menggunakan metode *reverse engineering*. Metode ini dipilih karena dapat mempercepat proses pengembangan produk dengan durasi waktu yang lebih singkat (Habibi & Budijono, 2021). Metode *reverse engineering* terbagi menjadi tiga tahap (Ingle, 1994: 9). Ketiga tahap tersebut adalah *data evaluation*, *data generation*, *design verification*.

METODE

Penelitian ini dilaksanakan di lokasi produksi CV. Cahaya Berkah Gusti dengan fokus utama pada pengembangan desain mesin *press* sepatu Presstechno S01. Pendekatan yang digunakan adalah metode *reverse engineering*. Metode *reverse engineering* terbagi menjadi tiga tahap utama (Ingle, 1994: 9). Tahap pertama adalah *data evaluation*, pada tahap ini peneliti melakukan observasi dengan membongkar mesin Presstechno S01 untuk identifikasi meliputi urutan pembongkaran, analisis fungsional, mengukur dimensi, serta menganalisis kelebihan dan kekurangan dari setiap komponen. Analisis ini bertujuan untuk mengidentifikasi komponen yang dipertahankan dan komponen yang dirancang ulang sebagai dasar *reverse engineering* desain mesin *press* sepatu. Tahap kedua *data generation* adalah, pada tahap ini focus pada proses pemodelan 3D ulang mesin *press* Sepatu Presstechno S01 dan perancangan ulang komponen yang telah ditetapkan pada tahap sebelumnya. Hasil dari tahap ini mencakup spesifikasi, dimensi, dan desain 3D dari komponen yang dirancang. Tahap ketiga adalah *design*

verification, tahap ini bertujuan untuk merakit desain 3D dari komponen yang dirancang ulang dengan komponen yang tetap dipertahankan menggunakan *software* SolidWorks 2017, sehingga membentuk desain *assembly* mesin yang utuh. Selain itu, tahap ini juga memvalidasi desain menggunakan fitur *Interference Detection* dan *Motion Study* yang tersedia di *software* SolidWorks 2017.



Gambar 2. Diagram Alir Metode Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Tahap *Data Evaluation*

Proses ini berfokus pada observasi melalui pembongkaran mesin untuk mengidentifikasi material, dimensi, dan fungsi setiap komponen. Selanjutnya, analisis *benchmarking* untuk menganalisis kelebihan, kelemahan, dan menentukan status komponen tersebut.



Gambar 3. Mesin Presstechno S01

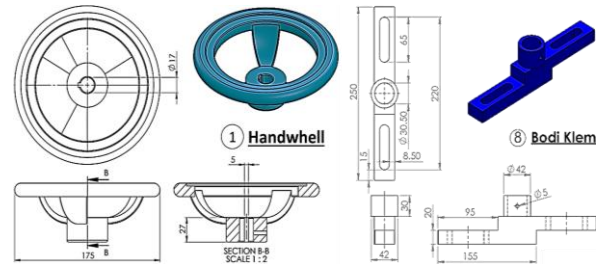
Tabel 1. Identifikasi dan *Benchmarking* Komponen Mesin Presstechno S01

Nama Komponen	Keterangan Gambar	Status Komponen
Handwheel		Dipertahankan
Casing utama		Dipertahankan
Klem depan		Dipertahankan
Klem depan		Dipertahankan
Bodi klem tunggal		Dirancang ulang
Meja press		Dipertahankan
Poros penahan klem		Dipertahankan
Casing depan		Dipertahankan
Rigid coupling		Dirancang ulang
Screw jack		Dipertahankan
Motor listrik		Dirancang ulang
Limiter switch		Dipertahankan
Tombol stop		Dipertahankan
Relay timer H3Y-2		Dipertahankan
Tombol start		Dipertahankan
Relay MY4N		Dipertahankan
Tuas pengatur batas pengepresan		Dipertahankan
Rangka mesin		Dipertahankan

Berdasarkan hasil analisis *benchmarking* pada Tabel 1, perancangan ulang difokuskan pada tiga komponen utama dari mesin press Sepatu Presstechno S01, yaitu bodi klem tunggal, motor listrik, dan *rigid coupling*.

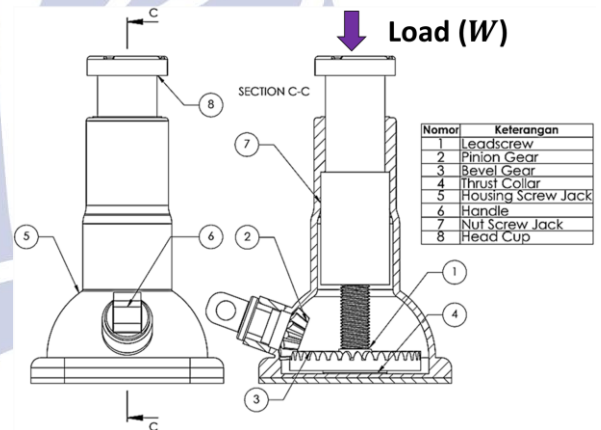
2. Tahap *Data Generation*

Langkah awal pada tahap *data generation* adalah melakukan pemodelan 3D seluruh komponen dari mesin Presstechno S01. Desain ini menjadi acuan untuk proses perancangan ulang komponen dan validasi desain pada tahap *design verification*.



Gambar 4. Pemodelan 3D Komponen Mesin

Langkah selanjutnya adalah melakukan perancangan ulang komponen pada unit penggerak mesin. Proses diawali dengan perhitungan kebutuhan torsi pada *screw jack* untuk mengangkat beban yang telah ditentukan yaitu sebesar 380 kgf (Khurmi & Gupta, 2005).



Gambar 5. *Screw Jack*

- Dimana diketahui:
 - d_o (diameter major *leadscrew*) = 18 mm
 - p (pitch *leadscrew*) = 4 mm
 - D_1 (diameter luar *collar*) = 40 mm
 - D_2 (diameter dalam *collar*) = 25 mm
 - Z_1 (jumlah gigi *pinion*) = 12
 - Z_2 (jumlah gigi *bevel gear*) = 27
 - μ (koefisien gesekan *leadscrew*) = 0,18
 - μ_1 (koefisien gesekan *collar*) = 0,17
 - $W_{\text{(beban)}}$ = 380 kgf atau 3727,8 N
 - η (efisiensi roda gigi *pinion* dan *bevel gear*) = 95%
- Sehingga didapatkan:

- Menghitung Torsi *Leadscrew*
 - $d_{\text{(diameter efektif dari leadscrew)}} = d_o - \frac{p}{2}$
 - $d = 18 \text{ mm} - \frac{4 \text{ mm}}{2}$
 - $d = 16 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \tan(\alpha) &= \frac{p}{\pi \times d} \\ \tan(\alpha) &= \frac{4 \text{ mm}}{\pi \times 16 \text{ mm}} \\ \tan(\alpha) &= 0,0796 \\ \tan(\varphi) &= \mu \\ \tan(\varphi) &= 0,18 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{(\text{gaya mengangkat beban})} &= W \times \left[\frac{\tan(\alpha) + \tan(\varphi)}{1 - \tan(\alpha) \times \tan(\varphi)} \right] \\ P &= (3727,8 \text{ N}) \times \left[\frac{(0,0796) + 0,18}{1 - (0,0796) \times 0,18} \right] \\ P &= (3727,8 \text{ N}) \times \left[\frac{0,2596}{0,985672} \right] \\ P &= 981,80 \text{ N} \end{aligned}$$

$$T_1(\text{torsi pada leadscrew}) = P \times \frac{d}{2}$$

$$\begin{aligned} T_1 &= (981,80 \text{ N}) \times \frac{16 \text{ mm}}{2} \\ T_1 &= (981,80 \text{ N}) \times 8 \text{ mm} \\ T_1 &= 7854,4 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

• Menghitung Torsi Collar

$$T_2(\text{torsi pada collar}) = \frac{2}{3} \times \mu_1 \times W \times \left[\frac{(R_1)^3 - (R_2)^3}{(R_1)^2 - (R_2)^2} \right]$$

$$a = \frac{2}{3} \times \mu_1 \times W$$

$$a = \frac{2}{3} \times (0,17) \times (3727,8 \text{ N})$$

$$a = 422,48 \text{ N}$$

$$b = \left[\frac{(R_1)^3 - (R_2)^3}{(R_1)^2 - (R_2)^2} \right]$$

$$b = \left[\frac{(20\text{mm})^3 - (12,5\text{mm})^3}{(20\text{mm})^2 - (12,5\text{mm})^2} \right]$$

$$b = \left[\frac{8000 \text{ mm}^3 - 1953,125 \text{ mm}^3}{400 \text{ mm}^2 - 156,25 \text{ mm}^2} \right]$$

$$b = 24,80769 \text{ mm}$$

$$T_2(\text{torsi pada collar}) = a \times b$$

$$T_2 = 422,48 \text{ N} \times 24,80769 \text{ mm}$$

$$T_2 = 10480,85 \text{ Nmm}$$

• Torsi Input pada Pinion

$$T_w(\text{torsi total}) = T_1 + T_2$$

$$T_w = 7854,4 \text{ Nmm} + 10480,85 \text{ Nmm}$$

$$T_w = 18335,25 \text{ Nmm}$$

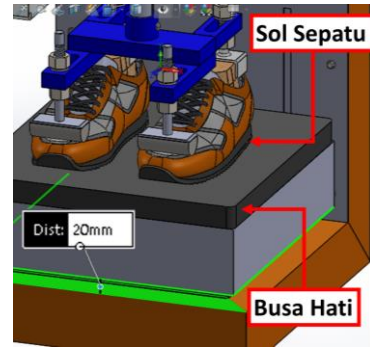
$$T(\text{torsi input screw jack}) = \frac{T_w \times \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)}{\eta}$$

$$T = \frac{18335,25 \text{ Nmm} \times \left(\frac{12}{27} \right)}{95\%}$$

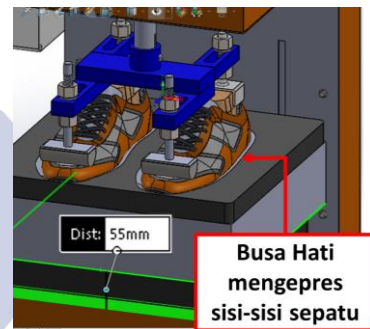
$$T = 8577,89 \text{ Nmm} \approx 8,58 \text{ Nm}$$

Torsi (T) yang dibutuhkan oleh *screw jack* untuk mengangkat beban sebesar 380 kgf adalah **8,58 Nm**.

Setelah nilai torsi diperoleh, tahap selanjutnya adalah menentukan kecepatan *output* yang direncanakan. Berdasarkan hasil diskusi dengan CV. Cahaya Berkah Gusti, mekanisme meja press direncanakan mampu menghasilkan gerak angkat sejauh 35 mm dengan durasi operasi selama 10 detik. Parameter jarak angkat tersebut mengacu pada spesifikasi mesin Presstechno S01 sebagai standar acuan.



Gambar 6. Jarak Meja Press pada Ketinggian Minimum



Gambar 7. Jarak Meja Press pada Ketinggian Maksimum

▪ Dimana diketahui:

$$s_{(\text{target jarak angkat meja})} = 35 \text{ mm}$$

$$t_{(\text{batas waktu pengepresan})} = 10 \text{ s}$$

$$l_{(\text{jarak angkat dongkrak})} = 1,78 \text{ mm/putaran}$$

▪ Sehingga didapatkan:

$$v_{(\text{kebutuhan kecepatan linear})} = \frac{s}{t}$$

$$v = \frac{35 \text{ mm}}{10 \text{ s}}$$

$$v = 3,50 \text{ mm/s}$$

$$n_{(\text{kecepatan putar motor})} = \frac{v \times 60}{l}$$

$$n = \frac{3,50 \text{ mm/s} \times 60 \text{ s/menit}}{1,78 \text{ mm/putaran}}$$

$$n = \frac{210 \text{ mm/menit}}{1,78 \text{ mm/putaran}}$$

$$n = 117,98 \text{ rpm}$$

$$n = 117,98 \text{ rpm}$$

Hasil perhitungan kecepatan *output* dibulatkan menjadi **120 rpm**.

Setelah nilai torsi dan kecepatan *output* ditetapkan, tahap selanjutnya adalah menghitung daya mekanis. Daya mekanis merupakan daya yang dibutuhkan untuk mengoperasikan *screw jack*, sehingga perhitungannya harus mempertimbangkan nilai efisiensi mekanis (Sularso & Kiyokatsu, 2004).

▪ Dimana diketahui:

$$T_{(\text{torsi input screw jack})} = 8,58 \text{ Nm}$$

$$n_{(\text{putaran output yang direncanakan})} = 120 \text{ rpm}$$

$$\eta_t(\text{efisiensi transmisi rantai}) = 97 \%$$

$$\eta_b(\text{efisiensi bearing}) = 98 \%$$

$$\eta_m(\text{efisiensi motor}) = 75\%$$

▪ Sehingga didapatkan:

• **Menghitung Kecepatan Sudut**

$$\omega_{(\text{kecepatan sudut})} = \frac{2 \times \pi \times n}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times (120 \text{ rpm})}{60}$$

$$\omega = 12,566 \text{ rad/s}$$

• **Menghitung Daya Mekanis**

$$P_{(\text{daya mekanis})} = \frac{T \times \omega}{\eta_t \times \eta_b \times \eta_m}$$

$$P = \frac{8,58 \text{ Nm} \times 12,566 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{\frac{97\% \times 98\% \times 75\%}{107,81 \text{ watt}}}$$

$$P = \frac{107,81 \text{ watt}}{0,713}$$

$$P = 151,21 \text{ watt}$$

Setelah daya mekanis diperoleh, tahap selanjutnya adalah menghitung daya motor penggerak.

▪ Dimana diketahui:

$$P_{(\text{daya mekanis})} = 151,21 \text{ watt}$$

$$f_c(\text{faktor koreksi}) = 1,5$$

▪ Sehingga didapatkan:

$$P_{dm}(\text{daya rencana motor}) = P \times f_c$$

$$P_{dm} = 151,21 \text{ watt} \times 1,5$$

$$P_{dm} = 226,82 \text{ watt}$$

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
Daya normal	1,0-1,5

Gambar 8. Faktor-Faktor Koreksi Daya

Dikarenakan motor penggerak pada mesin Presstechno S01 memiliki daya sebesar 125 Watt, nilai tersebut belum mencukupi untuk memenuhi kebutuhan proses pengepresan satu pasang sepatu secara bersamaan yang memerlukan daya sebesar 226,82 Watt. Oleh karena itu, motor penggerak diganti dengan motor DC tipe MY1016Z dengan kapasitas daya sebesar 250 Watt.



Gambar 9. Motor DC MY1016Z

Tabel 2. Spesifikasi Motor DC MY1016Z

Parameter	Motor DC MY1016Z
Daya motor	250 watt
Tegangan	DC 24 volt
Kecepatan output motor	307 rpm
Efisiensi motor	78%
Dimensi (mm)	127x108x128

Setelah itu, dilakukan perancangan ulang dengan mengganti transmisi *rigid coupling* menjadi transmisi *chain sprocket*. Proses perancangan diawali dengan menentukan daya rencana untuk transmisi.

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	[Pres] penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

Gambar 10. Faktor Koreksi Transmisi Rantai

▪ Dimana diketahui:

$$P_{motor} = 250 \text{ watt}$$

$$f_c = 1,5$$

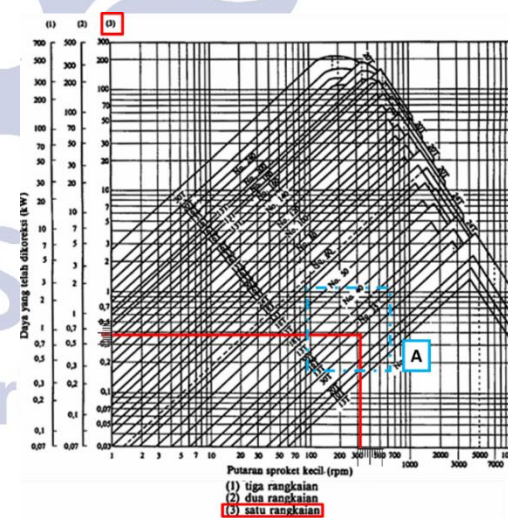
▪ Sehingga didapatkan:

$$P_{dt}(\text{daya rencana transmisi}) = f_c \times P_{motor}$$

$$P_d = 1,5 \times (250 \text{ watt})$$

$$P_d = 375 \text{ watt} \approx 0,375 \text{ kW}$$

Setelah daya rencana diketahui, tahap selanjutnya adalah menentukan nomor rantai. Berdasarkan titik potong antara daya rencana transmisi (P_d) 0,375 kW dan putaran *sprocket* 307 rpm, diperoleh rekomendasi penggunaan rantai rol standar nomor 35 dengan jumlah gigi minimum untuk *sprocket* kecil sebanyak 13 gigi.



Gambar 11. Diagram Pemilihan Rantai

Tabel 3. Spesifikasi Rantai RS No. 35

Parameter	Rantai Roller Standar No. 35
Pitch rantai	9,525 mm
Kekuatan tarik rata-rata	1150 kg
Beban kerja maksimum	220 kg

Tahap selanjutnya adalah menghitung jumlah gigi *sprocket* besar.

- Dimana diketahui:

$$Z_1(\text{jumlah gigi sprocket kecil}) = 13$$

$$n_1(\text{kecepatan putar sprocket kecil}) = 307 \text{ rpm}$$

$$n_2(\text{kecepatan putar sprocket besar}) = 120 \text{ rpm}$$

- Sehingga didapatkan:

$$Z_2(\text{jumlah gigi sprocket besar}) = Z_1 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)$$

$$Z_2 = 13 \left(\frac{307 \text{ rpm}}{120 \text{ rpm}} \right)$$

$$Z_2 = 33,258$$

$$n_2 = \frac{Z_1}{Z_2} (n_1)$$

$$n_2 = \frac{13}{33} (307 \text{ rpm})$$

$$n_2 = 120,9 \text{ rpm}$$

Hasil perhitungan dibulatkan menjadi 33 gigi. Pemilihan ini menghasilkan putaran akhir yang mendekati putaran yang direncanakan yaitu 120 rpm. Selanjutnya dilakukan penentuan jarak sumbu poros yang bertujuan untuk mengoptimalkan pemanfaatan ruang pada rangka mesin.

- Dimana diketahui:

$$Z_1(\text{jumlah gigi sprocket kecil}) = 13$$

$$Z_2(\text{jumlah gigi sprocket besar}) = 33$$

$$d_o(\text{outer diameter sprocket kecil}) = 44 \text{ mm}$$

$$D_o(\text{outer diameter sprocket besar}) = 105 \text{ mm}$$

$$p(\text{pitch rantai}) = 9,525 \text{ mm}$$

$$C_p(\text{koefisien jarak sumbu poros}) = 11$$

- Sehingga didapatkan:

$$C_{\min}(\text{jarak sumbu poros minimum}) = \frac{D_o + d_o}{2} + 30 \text{ mm}$$

$$C_{\min} = \frac{105 \text{ mm} + 44 \text{ mm}}{2} + 30 \text{ mm}$$

$$C_{\min} = 104,5 \text{ mm}$$

$$C(\text{jarak sumbu poros perencanaan}) = C_p \cdot p$$

$$C = 11 \cdot (9,525 \text{ mm})$$

$$C = 104,775 \text{ mm}$$

$$L_c(\text{jumlah mata rantai}) = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2C_p + \frac{\left[\frac{(Z_2 - Z_1)}{6,28} \right]^2}{C_p}$$

$$L_c = \frac{13 + 33}{2} + 2(11) + \frac{\left[\frac{(33 - 13)}{6,28} \right]^2}{11}$$

$$L_c = 23 + 22 + 0,9218$$

$$L_c = 45,9218$$

$$L_c = 46, \text{digenapkan}$$

Menghitung sudut kontak sprocket, dengan syarat keamanan nilai sudut kontak harus lebih besar dari 120°.

- Dimana diketahui:

$$d_p(\text{diameter pitch sprocket kecil}) = 39,80 \text{ mm}$$

$$D_p(\text{diameter pitch sprocket besar}) = 100,20 \text{ mm}$$

$$C(\text{jarak sumbu antar sprocket}) = 104,775 \text{ mm}$$

- Sehingga didapatkan:

$$\theta_{(\text{sudut kontak})} = 180^\circ - \frac{57 \times (D_p - d_p)}{C} > 120^\circ$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 \times (100,20 \text{ mm} - 39,80 \text{ mm})}{104,775 \text{ mm}}$$

$$\theta = 180^\circ - 32,86^\circ$$

$$\theta = 147,14^\circ > 120^\circ, \text{aman}$$

Selanjutnya dilakukan perhitungan kecepatan rantai. Sebagai syarat keamanan, nilai kecepatan rantai harus lebih kecil dari 10 m/s.

- Dimana diketahui:

$$p(\text{jarak bagi rantai}) = 9,525 \text{ mm}$$

$$Z_1(\text{jumlah gigi sprocket kecil}) = 13$$

$$n_1(\text{putaran sprocket kecil}) = 307 \text{ rpm}$$

- Sehingga didapatkan:

$$v(\text{kecepatan rantai}) = \frac{p \times Z_1 \times n_1}{60 \times 1000} < 10 \text{ m/s}$$

$$v = \frac{(9,525 \text{ mm}) \times 13 \times (307 \text{ rpm})}{60000} < 10 \text{ m/s}$$

$$v = \frac{38014,275}{60000} < 10 \text{ m/s}$$

$$v = 0,634 \text{ m/s} < 10 \text{ m/s}, \text{aman}$$

Tahap selanjutnya adalah melakukan perhitungan kekuatan sistem transmisi rantai yang dirancang.

- Dimana diketahui:

$$P_d(\text{daya rencana}) = 0,375 \text{ kW}$$

$$v(\text{kecepatan rantai}) = 0,634 \text{ m/s}$$

$$\text{Batas kekuatan tarik rantai} = 1150 \text{ kg}$$

$$\text{Beban maksimum pada rantai} = 220 \text{ kg}$$

- Sehingga didapatkan:

$$F(\text{beban kerja rantai}) = \frac{102 \times P_d}{v} < 220 \text{ kg}$$

$$F = \frac{102 \times (0,375 \text{ kW})}{(0,634 \text{ m/s})} < 220 \text{ kg}$$

$$F = \frac{38,25 \text{ kW}}{(0,634 \text{ m/s})} < 220 \text{ kg}$$

$$F = 60,33 \text{ kg} < 220 \text{ kg}, \text{aman}$$

$$S_f(\text{faktor keamanan rantai}) = \frac{1150 \text{ kg}}{F} > 6$$

$$S_f = \frac{1150 \text{ kg}}{60,33 \text{ kg}} > 6$$

$$S_f = 19,06 > 6, \text{aman}$$

Setelah transmisi yang dirancang ulang dinyatakan aman, tahap selanjutnya adalah menentukan metode pelumasan sebagai upaya melindungi komponen dari keausan dan korosi.

Type of lubrication	A, B			
Chain No.	Atmospheric temperature			
	—10℃～0℃	0℃～40℃	40℃～50℃	50℃～60℃
DID 25～DID 50	SAE10W	SAE20	SAE30	SAE40
DID 60～DID 80	SAE20	SAE30	SAE40	SAE50
DID 100				
DID 120～DID 240	SAE30	SAE40	SAE50	

Gambar 12. Standar Pelumas untuk Rantai

Direncanakan penggunaan pelumas oli dengan viskositas SAE 30 menggunakan metode pelumasan sikat (metode A).

Setelah tahap perancangan ulang transmisi selesai, tahap selanjutnya adalah menentukan diameter poros

untuk *sprocket* besar yang sekaligus berfungsi sebagai tuas penggerak *screw jack*. Poros untuk *sprocket* besar dirancang menggunakan material baja karbon S45C-D.

▪ Dimana diketahui:

$$P_d(\text{daya rencana}) = 375 \text{ watt}$$

$$n_2(\text{putaran sprocket besar}) = 120 \text{ rpm}$$

$$\sigma(\text{kekuatan tarik S45C-D}) = 60 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{f1}(\text{safety factor untuk bahan S-C}) = 6$$

$$S_{f2}(\text{safety factor pada poros dengan alur pasak}) = 3$$

$$K_t(\text{faktor koreksi momen puntir pada poros}) = 3$$

$$K_m(\text{faktor koreksi untuk beban lentur pada poros}) = 3$$

$$F(\text{beban kerja rantai}) = 60,33 \text{ kg}$$

$$l(\text{panjang poros rencana}) = 120 \text{ mm}$$

$$G(\text{modulus geser baja S45C-D}) = 8,3 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

▪ Sehingga didapatkan:

$$T_{(\text{momen puntir})} = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{P_d}{n_2}\right)$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{0,375 \text{ kW}}{120 \text{ rpm}}\right)$$

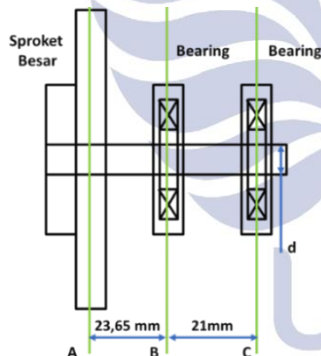
$$T = 3043,75 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_a(\text{tegangan geser}) = \frac{\sigma}{(S_{f1} \times S_{f2})}$$

$$\tau_a = \frac{60 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{(6 \times 3)}$$

$$\tau_a = \frac{60 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{(18)}$$

$$\tau_a = 3,33 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$



Gambar 13. Skema Tata Letak Komponen

▪ Menguraikan beban pada sumbu x dan y

$$F_{Ax} = F_A \times \cos 180^\circ$$

$$F_{Ax} = 60,33 \text{ kg} \times (-1)$$

$$F_{Ax} = -60,33 \text{ kg}$$

$$F_{Ay} = F_A \times \sin 180^\circ$$

$$F_{Ay} = 60,33 \text{ kg} \times (0)$$

$$F_{Ay} = 0$$

▪ Mencari Besar Beban pada Titik c

$$\sum M = 0$$

$$M_b = 0$$

$$-(M_a) + M_c = 0$$

$$M_c = M_a$$

$$(R_c) \times 21 \text{ mm} = (F_a) \times 23,65 \text{ mm}$$

$$(R_c) \times 21 \text{ mm} = (60,33 \text{ kg}) \times 23,65 \text{ mm}$$

$$R_c = 67,943 \text{ kg}$$

▪ Mencari Besar Beban pada titik b

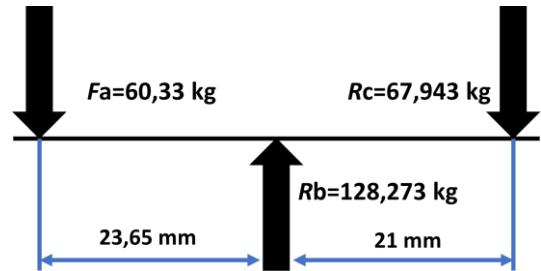
$$\sum F = 0$$

$$-(F_a) - (R_c) + R_b = 0$$

$$R_b = F_a + R_c$$

$$R_b = 60,33 \text{ kg} + 67,943 \text{ kg}$$

$$R_b = 128,273 \text{ kg}$$



Gambar 14. Distribusi Beban pada Poros

▪ Momen lentur pada poros

$$M_{(\text{momen lentur})} = \sqrt{(M_{Ax})^2 + (M_{Ay})^2}$$

$$M = \sqrt{(F_{Ax} \times 23,65 \text{ mm})^2 + (F_{Ay} \times 21 \text{ mm})^2}$$

$$M = \sqrt{(-60,33 \text{ kg} \times 23,65 \text{ mm})^2 + (0 \text{ kg} \times 21 \text{ mm})^2}$$

$$M = 1426,804 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$d_{(\text{diameter poros})} \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right) \right]^{1/3}$$

$$b = \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}$$

$$b = \sqrt{(3 \times (1426,804 \text{ kgmm})^2 + (3 \times 3043,75 \text{ kgmm})^2)}$$

$$b = \sqrt{18321926,9 \text{ kg}^2 \text{mm}^2 + 83379726,66 \text{ kg}^2 \text{mm}^2}$$

$$b = \sqrt{101701653,56 \text{ kg}^2 \cdot \text{mm}^2}$$

$$d_{(\text{diameter poros})} \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \times b \right) \right]^{1/3}$$

$$d \geq \left[\left(\frac{5,1}{3,33 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}} \sqrt{101701653,56 \text{ kg}^2 \cdot \text{mm}^2} \right) \right]^{1/3}$$

$$d \geq \left[1,5315 \frac{\text{mm}^2}{\text{kg}} (10084,72 \text{ kg} \cdot \text{mm}) \right]^{1/3}$$

$$d \geq [15444,75 \text{ mm}^3]^{1/3}$$

$$d \geq 24,90 \text{ mm}, \text{ dibulatkan menjadi } 25 \text{ mm}$$

$$\theta_{(\text{sudut puntir izin})} = 584 \times \frac{T \times l}{G \times d^4} < 0,25^\circ \text{s}$$

$$\theta = 584 \times \frac{(3043,75 \text{ kg} \cdot \text{mm}) \times (120 \text{ mm})}{(8,3 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}) \times (25 \text{ mm})^4}$$

$$\theta = 584 \times \frac{365250 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2}{3242187500 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2}$$

$$\theta = 584 \times (0,00011265)$$

$$\theta = 0,0657^\circ < 0,25^\circ, \text{ Aman}$$

Dimensi poros untuk *sprocket* besar ditetapkan dengan diameter 25 mm dan panjang 120 mm. Berdasarkan analisis, poros ini dinyatakan aman, karena menghasilkan sudut puntir di bawah batas izin 0,25°.

Tahap selanjutnya adalah pemilihan jenis bantalan berdasarkan analisis beban dinamis. Mengacu pada Gambar 15, ditetapkan umur desain (*h*) selama 30000 jam kerja.

Application	Design life L_{10} , h
Domestic appliances, instruments, medical apparatus	1000-2000
Aircraft engines	1000-4000
Automotive	1500-5000
Agricultural equipment, hoists, construction machines	3000-6000
Elevators, industrial fans, multipurpose gearing, rotary crushers, cranes	8000-15 000
Electric motors, industrial blowers, general industrial machines, conveyors	20 000-30 000
Pumps and compressors, textile machinery, rolling mill drives	40 000-60 000
Critical equipment in continuous, 24-h operation; power plants, ship drives	100 000-200 000

Gambar 15. Rekomendasi Umur Bantalan

- Dimana diketahui:

$$F_b(\text{beban radial pada bantalan}) = 128,273 \text{ kg}$$

$$h(\text{umur desain}) = 30.000 \text{ jam}$$

$$n_2(\text{putaran poros sprocket besar}) = 120 \text{ rpm}$$

$$k(\text{koefisien umur untuk bantalan}) = 3$$

- Sehingga didapatkan:

$$P_d(\text{gaya radial pada bantalan}) = F_b \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$P_d = (128,273 \text{ kg}) \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$P_d = 1258,358 \text{ N}$$

$$L_d(\text{umur desain}) = h \times n_2 \times \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}}\right)$$

$$L_d = 30000 \text{ h} \times 120 \text{ rpm} \times \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}}\right)$$

$$L_d = 2,16 \times 10^8 \text{ rev}$$

$$C(\text{beban dinamis pada bantalan}) = P_d \times \left(\frac{L_d}{10^6 \text{ rev}}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C = 1258,358 \text{ N} \times \left(\frac{2,16 \times 10^8 \text{ rev}}{10^6 \text{ rev}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1258,358 \text{ N} \times (216)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1258,358 \text{ N} \times (6)$$

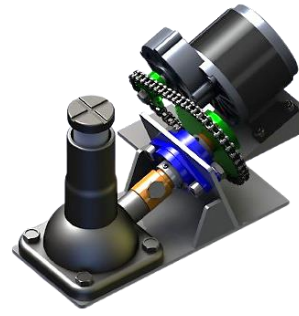
$$C = 7550,148 \text{ N} \approx 7,55 \text{ kN}$$

Penggunaan ball flange bearing tipe KFL 005 pada mesin press sepatu hasil reverse engineering dinyatakan aman. Hal ini dikarenakan kapasitas beban dinamis bantalan berdasarkan katalog sebesar 10,3 kN, yang masih lebih besar dibandingkan dengan beban dinamis hasil perhitungan.

Nr.	005	Ball flange bearing KFL 005 bore 25mm
d [mm]	25	
a [mm]	95	
b [mm]	60	
e [mm]	75	
g [mm]	8	
l [mm]	16	
s [mm]	10	
L _k [mm]	22,5	
n _k [mm]	6	
Lager Tragzahlen ¹⁾ dyn. C [kN]	10,3	
Lager Tragzahlen ¹⁾ stat. Co [kN]	5,95	
Gewicht [g]	210	

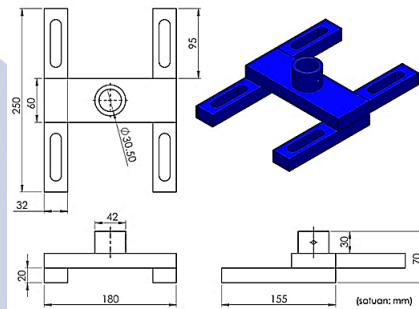
Gambar 16. Ball Flange Bearing KFL 005

Susunan komponen dari unit penggerak yang baru ditunjukkan pada Gambar 17.

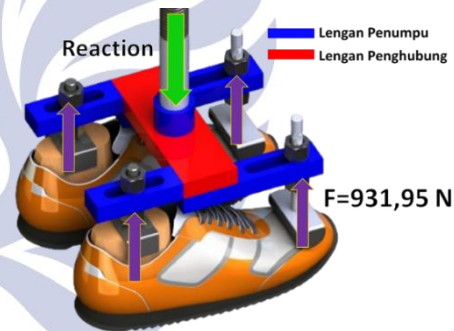


Gambar 17. Desain Unit Penggerak Baru

Tahap terakhir dalam proses perancangan ini adalah melakukan perancangan ulang pada bodi klem.

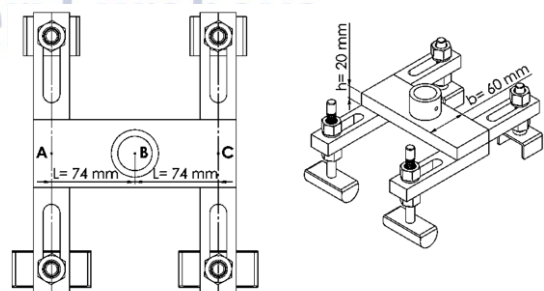


Gambar 18. Bodi Klem setelah Dirancang Ulang



Gambar 19. Desain 3D Klem Ganda

Untuk memvalidasi keamanan struktur bodi klem, tahap pertama adalah menghitung faktor keamanan struktur lengan penghubung.



Gambar 20. Dimensi Utama Lengan Penghubung

- Dimana diketahui:

$$F(\text{Gaya eksternal}) = 1863,9 \text{ N}$$

$$L(\text{Panjang lengan gaya}) = 74 \text{ mm}$$

$$b(\text{Lebar lengan penghubung}) = 60 \text{ mm}$$

$$h(\text{Ketebalan lengan penghubung}) = 20 \text{ mm}$$

$$\sigma_y(\text{yield strength material ASTM A36}) = 250 \text{ MPa}$$

$$FOS(\text{factor of safety}) = 2$$

▪ Sehingga didapatkan:

$$M_{(\text{momen lentur pada titik B})} = F \times L$$

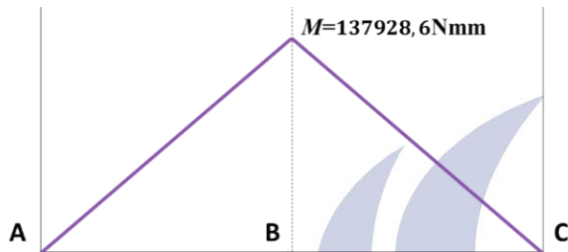
$$M = 1863,9 \text{ N} \times 74 \text{ mm}$$

$$M = 137928,6 \text{ Nmm}$$

$$I_{(\text{momen inersia})} = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I = \frac{60 \text{ mm} \times (20 \text{ mm})^3}{12}$$

$$I = 40000 \text{ mm}^4$$



Gambar 21. Diagram Momen Lentur Lengan Penghubung

$$y(\text{jarak dari sumbu netral}) = \frac{h}{2}$$

$$y = \frac{20 \text{ mm}}{2}$$

$$y = 10 \text{ mm}$$

$$\sigma(\text{tegangan lentur}) = \frac{M \times y}{I}$$

$$\sigma = \frac{137928,6 \text{ Nmm} \times 10 \text{ mm}}{40000 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma = 34,482 \text{ N/mm}^2 \text{ atau } 34,482 \text{ Mpa}$$

$$\sum F_y(\text{gaya reaksi pada titik B}) = 0$$

$$(F_a) + (F_c) - R_b = 0$$

$$F_a + F_c = R_b$$

$$1863,9 \text{ N} + 1863,9 \text{ N} = R_b$$

$$R_b = 3727,8 \text{ N}$$

$$\tau_{\max}(\text{tegangan geser maksimum}) = \frac{3 \times F}{2 \times b \times h}$$

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times 1863,9 \text{ N}}{2 \times 60 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}}$$

$$\tau_{\max} = \frac{5591,7 \text{ N}}{2400 \text{ mm}^2}$$

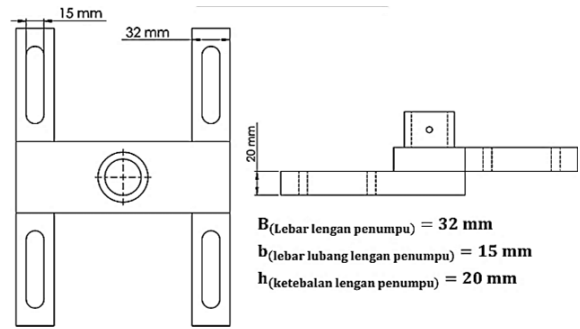
$$\tau_{\max} = 2,329 \text{ N/mm}^2 \text{ atau } 2,329 \text{ Mpa}$$



Gambar 22. Diagram Gaya Geser Lengan Penghubung

Hasil analisis struktur pada lengan penghubung menunjukkan adanya tegangan lentur dan tegangan geser maksimum. Nilai tegangan tersebut dinyatakan aman karena masih berada di bawah nilai yield strength material ASTM A36 sebesar 250 MPa.

Tahap selanjutnya adalah analisis struktur pada lengan penghubung.



Gambar 23. Dimensi Utama Lengan Penumpu

▪ Dimana diketahui:

$$F(\text{Gaya eksternal}) = 931,95 \text{ N}$$

$$L(\text{Panjang lengan gaya}) = 72,5 \text{ mm}$$

$$B(\text{Lebar lengan penumpu}) = 32 \text{ mm}$$

$$b(\text{Lebar lubang lengan penumpu}) = 15 \text{ mm}$$

$$h(\text{Ketebalan lengan penumpu}) = 20 \text{ mm}$$

$$\sigma_y(\text{yield strength material ASTM A36}) = 250 \text{ MPa}$$

$$S_f(\text{faktor keamanan}) = 3$$

▪ Sehingga didapatkan:

$$M_{(\text{momen lentur pada titik B})} = F \times L$$

$$M = 931,95 \text{ N} \times 72,5 \text{ mm}$$

$$M = 67566,375 \text{ Nmm}$$

$$I_{(\text{momen inersia})} = \frac{(B-b) \times h^3}{12}$$

$$I = \frac{(32 \text{ mm} - 15 \text{ mm}) \times (20 \text{ mm})^3}{12}$$

$$I = 11333,33 \text{ mm}^4$$

$$y(\text{jarak dari sumbu netral}) = \frac{h}{2}$$

$$y = \frac{20 \text{ mm}}{2}$$

$$y = 10 \text{ mm}$$

$$\sigma(\text{tegangan lentur}) = \frac{M \times y}{I}$$

$$\sigma = \frac{67566,375 \text{ Nmm} \times 10 \text{ mm}}{11333,33 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma = 59,62 \text{ N/mm}^2 \text{ atau } 59,62 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max}(\text{tegangan geser maksimal}) = \frac{3 \times F}{2 \times (B-b) \times h}$$

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times (931,95 \text{ N})}{2 \times (32 \text{ mm} - 15 \text{ mm}) \times 20 \text{ mm}}$$

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times (931,95 \text{ N})}{2 \times 17 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}}$$

$$\tau_{\max} = \frac{2795,85 \text{ N}}{680 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_{\max} = 4,11 \text{ N/mm}^2 \text{ atau } 4,11 \text{ MPa}$$

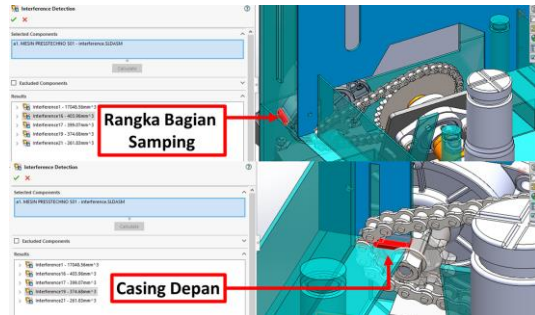
Hasil analisis struktur pada lengan penumpu menunjukkan adanya tegangan lentur dan tegangan geser maksimum. Nilai tegangan tersebut dinyatakan aman karena masih berada di bawah nilai yield strength material ASTM A36 sebesar 250 MPa.

3. Tahap Design Verification

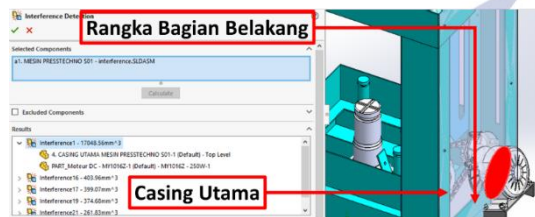
Tahap selanjutnya adalah validasi desain mesin press sepatu hasil *reverse engineering* dengan bantuan *software Solidworks 2017*. Validasi dilakukan dengan memanfaatkan fitur *interference detection* dan *motion study*.

4. Validasi *Interference Detection*

Fokus analisa *interference detection* dilakukan pada unit penggerak mesin press sepatu, unit penggerak.



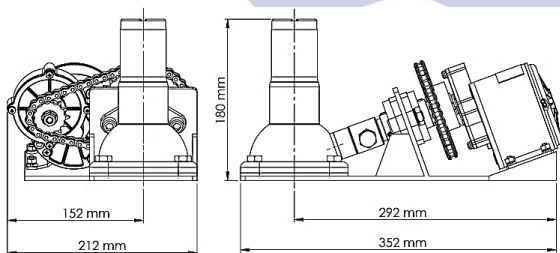
Gambar 24. Interferensi pada Rangka Bagian Samping



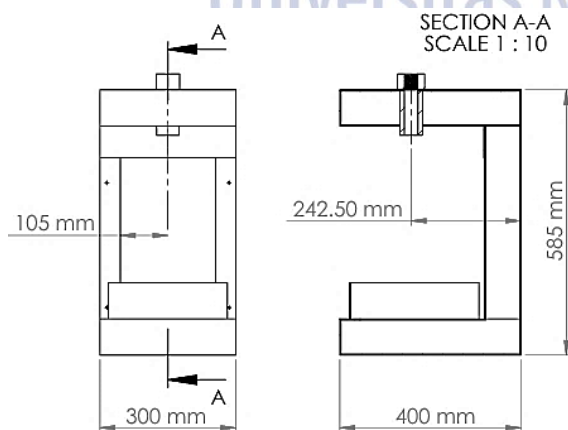
Gambar 25. Interferensi pada Rangka Bagian Belakang

Interferensi tersebut dapat disebabkan, perbedaan dimensi antara komponen yang dipertahankan dengan komponen yang dirancang ulang.

Mengacu pada garis sumbu *screw jack* sebagai referensi, unit penggerak baru membutuhkan ruang instalasi sepanjang 292 mm dan lebar 152 mm sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 26.



Gambar 26. Dimensi Unit Penggerak Baru

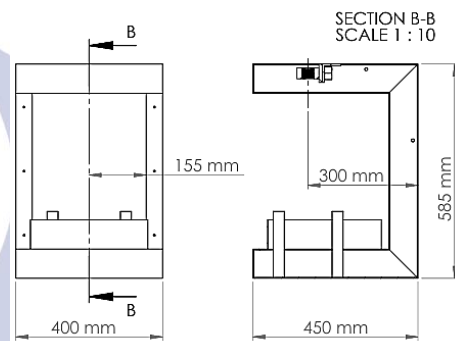


Gambar 27. Dimensi Rangka Mesin Presstechno S01

Sedangkan pengukuran dimensi ruang pada rangka Presstechno S01 mengacu pada garis sumbu dari poros penahan klem. Berdasarkan Gambar 27, rangka tersebut hanya menyediakan ruang sepanjang 242,5 mm dan lebar 105 mm.

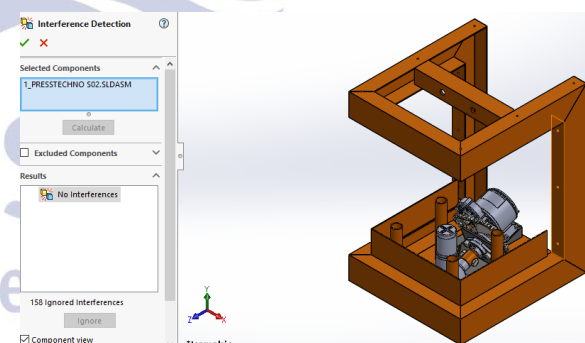
Selisih dimensi tersebut menyebabkan defisit ruang sebesar 49,5 mm di sisi belakang dan 47 mm di sisi samping. Kondisi ini mengakibatkan unit penggerak baru akan berbenturan dan menonjol keluar dari batas rangka. Berdasarkan kondisi tersebut, diputuskan untuk memodifikasi dimensi dari rangka.

Modifikasi dilakukan dengan memperbesar lebar rangka menjadi 400 mm dan panjang 450 mm, seperti pada gambar 28.

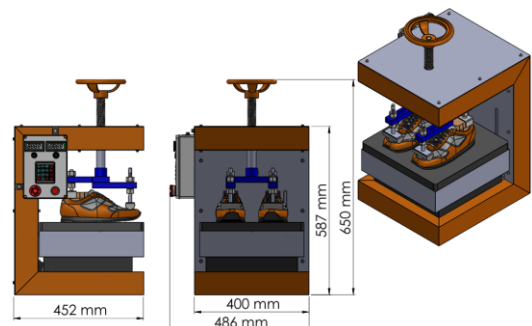


Gambar 28. Dimensi Rangka Setelah Modifikasi

Rangka hasil modifikasi dirakit dengan unit penggerak baru dan dievaluasi ulang menggunakan fitur *interference detection*. Hasil simulasi pada Gambar 29, menunjukkan status *no interference*, yang memvalidasi bahwa seluruh komponen terpasang tanpa interferensi atau benturan.



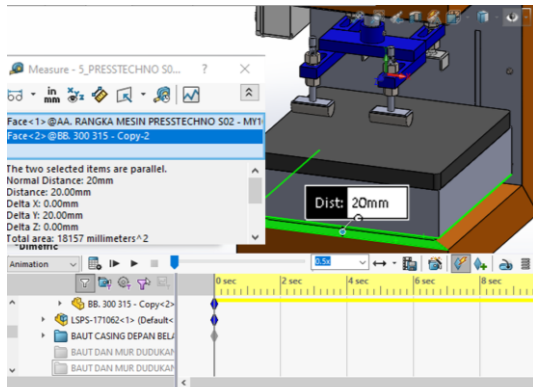
Gambar 29. Analisis *Interference Detection* Ulang



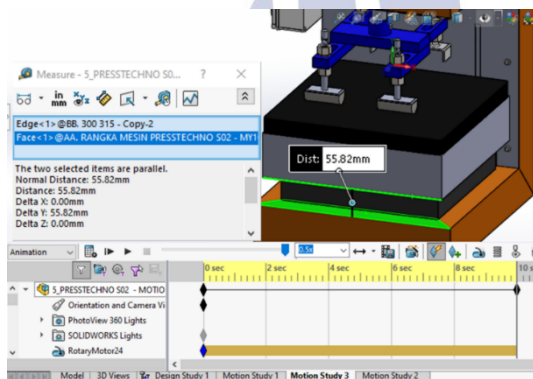
Gambar 30. Mesin *Press Sepatu* Presstechno S02

5. Validasi Motion Study

Analisis *motion study* digunakan untuk memvalidasi kinerja unit penggerak yang dirancang ulang dalam mengangkat meja press melalui simulasi pada desain mesin press sepatu hasil *reverse engineering*.



Gambar 31. Ketinggian Minimum pada Detik 0 s



Gambar 32. Ketinggian Maksimum pada Detik 10 s

Berdasarkan hasil simulasi *motion study* dapat disimpulkan bahwa, unit penggerak yang dirancang ulang mampu menghasilkan perpindahan meja press sejauh 35,82 mm dalam waktu 10 detik. Capaian ini melampaui target minimum 35 mm dalam waktu 10 detik.

Tabel 4. Mekanisme Gerak Unit Penggerak

Visualisasi Model 3D	Prinsip Kerja Mekanisme
	1. <i>Sprocket</i> 13T yang terpasang pada poros motor diputar secara <i>counter clockwise</i>, pada kecepatan 307 rpm. 2. Rantai RS 35 digunakan untuk meneruskan daya dan kecepatan menuju <i>sprocket</i> 33T.

Visualisasi Model 3D	Prinsip Kerja Mekanisme
	1. Putaran dari <i>sprocket</i> 13T diterima oleh <i>sprocket</i> 33T untuk direduksi menjadi 120,9 rpm. 2. Putaran ini kemudian diteruskan oleh <i>shaft adapter</i> yang berfungsi sebagai penghubung antara sistem transmisi rantai dengan tuas <i>screw jack</i>.
	1. Putaran dari <i>shaft adapter</i> memutar tuas pada <i>screw jack</i>. 2. Di dalam mekanisme ini, putaran diubah oleh <i>screw jack</i> menjadi gerak linear vertikal naik. Gerakan vertikal inilah yang mendorong meja press ke atas untuk menekan sol sepatu.

Simpulan

Penentuan komponen yang perlu dirancang ulang dilakukan melalui tahap *data evaluation*, yaitu bodi klem tunggal, motor listrik, dan *rigid coupling*. Motor penggerak yang dipilih adalah motor DC MY1016Z dengan kapasitas daya 250 watt, sementara sistem transmisi daya diubah dari *rigid coupling* menjadi transmisi rantai. Spesifikasi transmisi menggunakan rantai rol standar nomor 35, *sprocket* kecil berjumlah 13 gigi, dan *sprocket* besar 33 gigi. Bodi klem dirancang ulang dari desain *single clamp* menjadi desain *double clamp*. Desain baru menggunakan material ASTM A36 dengan lebar total 180 mm yang terdiri dari satu lengan penghubung dan dua lengan penumpu. Berdasarkan analisis struktur, tegangan lentur dan tegangan geser maksimum yang terjadi pada lengan penghubung maupun lengan penumpu berada di bawah *yield strength* material ASTM A36 sebesar 250 MPa, sehingga desain bodi klem hasil perancangan ulang dinyatakan aman. Desain selanjutnya divalidasi menggunakan fitur *interference detection* dan *motion study* dengan bantuan perangkat lunak SolidWorks 2017. Berdasarkan hasil simulasi *interference detection*, dilakukan modifikasi pelebaran rangka mesin menjadi 400

mm dan panjang 450 mm untuk mengakomodasi dimensi unit penggerak baru. Hasil simulasi *motion study* menunjukkan bahwa unit penggerak hasil perancangan ulang mampu menghasilkan perpindahan meja pres sebesar 35,82 mm dalam waktu 10 detik, sehingga capaian tersebut telah memenuhi bahkan melampaui target minimum yang ditetapkan.

DAFTAR PUSTAKA

- .Anwar, S., Wahjudi, E., & Yunus. (2022). Implementasi Mesin Pres Sepatu Sistem Pneumatik Semi Otomatis dan Perbaikan Manajemen untuk Meningkatkan Produktivitas Industri Kecil Sepatu Banjarsari. *Jurnal Pengabdian Pada Masyarakat*, 542-551. [doi:10.30653/002.202272.38](https://doi.org/10.30653/002.202272.38)
- Boryga, M., & Kołodziej, P. (2022). Reverse Engineering In Modeling Agricultural Products. *Agricultural Engineering*, 105-117. [doi:10.1088/1757-899X/1098/6/062108](https://doi.org/10.1088/1757-899X/1098/6/062108)
- Budijono, A. P., Syah, S. S., Kurniawan, W. D., & Habib, B. N. (2021). Reverse engineering Method To Build Automatic Flouring Gauge. *Iop Science*, 1-8. [doi:10.1088/1757-899X/1098/6/062108](https://doi.org/10.1088/1757-899X/1098/6/062108)
- Cirello, A., Ingrassia, T., Marannano, G., Mirulla, A. I., Nigrelli, V., Petrucci, G., & Ricotta, V. (2024). A New Automatic Process Based On Generative Design For Cad Modeling And Manufacturing Of Customized Orthosis. *Applied Sciences*, 1-11. [doi:10.3390/app14146231](https://doi.org/10.3390/app14146231)
- Gao, Y. (2025). Information Mining And Mechanical Analysis Of New-Generation Aero-Engine. *Chinese Journal of Aeronautics*, 1-19. [doi:10.1016/j.cja.2025.103398](https://doi.org/10.1016/j.cja.2025.103398)
- Habibi, H. R., & Budijono, A. P. (2021). Redesain Mesin Line Boring Manual Menjadi Semi-Mekanikal Otomatis Dengan Metode Reverse engineering. *Jurnal Teknik Mesin*, 54-61.
- Ingle, K. A. (1994). *Reverse engineering*. New York: McGraw-Hill.
- Karunathilake, S., Forhad, M., & Geng, Z. (2024). Gaze Tracking Embedded Collaborative Robots for Automated Metrology and Reverse engineering. *Manufacturing Letters*, 1488-1498. [doi:10.1016/j.mfglet.2024.09.175](https://doi.org/10.1016/j.mfglet.2024.09.175)
- Khurmi, R.S. And Gupta, J.K. (2005). *Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House (Pvt.) Ltd.
- Komara, A. I., Sugianto, M., Hidayat, E., Wigenaputra, D. H., & Permana, S. (2024). Development of Casting Product Using Reverse Engineering Technology: A Case Study. *Jurnal Ilmiah Teknik Industri*, 32-39. [doi:10.23917/jiti.v23i1.4200](https://doi.org/10.23917/jiti.v23i1.4200)
- Mott, R. L., Vavrek, E. M., & Wang, J. (2018). *Machine Elements In Mechanical Design* (6th ed.). New York: Pearson Education.
- Parr, A. (2011). *Hydraulics And Pneumatics*. Oxford: Elsevier Ltd.
- Q. Yu, & R. Howell. (2024). CFD Modelling Of Micro Turbomachinery Blade: Integrating Surface Roughness With Novel Reverse-Engineering Strategies. *The Aeronautical Journal*, 1-26. [doi:10.1017/aer.2024.137](https://doi.org/10.1017/aer.2024.137)
- Richard G. Budynas, & J. Keith Nisbett. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. New York: McGraw-Hill Education.
- Sato, T. G., & Hartanto, S. N. (2013). *Menggambar Mesin Menurut Standar Iso*. Jakarta: Balai Pustaka.
- Souček, J., Bílková, E., & Nowak, P. (2024). Reverse engineering Of Pump As Turbine For Cfd Analysis. *Acta Polytechnica*, 52-28. [doi:10.14311/AP.2024.64.0052](https://doi.org/10.14311/AP.2024.64.0052)
- Sugiyono. (2013). *Metode Penelitian Kuantitatif, Kualitatif Dan R&D*. Bandung: ALFABETA.
- Sularso, & Kiyokatsu, S. (2004). *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT. Aka.
- .Ułanowicz, L., Szczepaniak, P., & Jastrzębski, G. (2024). Reverse engineering Modeling Of Jet Turbine Engine Blade Ring Palisade Geometry. *KONBiN*, 1350182. [doi:10.5604/01.3001.0054.9319](https://doi.org/10.5604/01.3001.0054.9319)
- Wang, P., Yang, J., Hu, Y., Huo, J., & Feng, X. (2021). Innovative Design Of A Helmet Based On Reverse engineerin And 3D printing. *Alexandria Engineering Journal*, 3445-3453. [doi:10.1016/j.aej.2021.02.006](https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.02.006)
- Yanamandra, K., Chen, G. L., Xu, X., Mac, G., & Gupta, N. (2020). Reverse engineering Of Additive Manufactured Composite Part By Toolpath Reconstruction Using Imaging And Machine Learning. *Composites Science and Technology*, 1-22. [doi:10.1016/j.compscitech.2020.108318](https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2020.108318)
- Zhou, Y., Yan, Z., Zhou, P. et al. Multifactor Exploration And Multi-Objective Optimization Of Trapezoidal Threads. *Sci Rep*, 1-15, (2025). [doi:10.3233/PMST240038](https://doi.org/10.3233/PMST240038)