

PERANCANGAN KOMPONEN SISTEM HIDROLIK PADA MESIN PRESS KAPASITAS 50 TON

Apriel Fernandus Nainggolan¹, Herisiswanto², Dedi Rosa Putra Cupu²
Laboratorium, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau
Kampus Bina Widya Km 12,5 Simpang Baru Panam, Pekanbaru 28293

¹apriel.nainggolan4630@student.unri.ac.id, ²heritmur@gmail.com, ³dedi.cupu@lecturer.unri.ac.id

ABSTRACT

Hydraulic press machine is a device that is used to mass produce a component with the same shape and size, so that it becomes the desired production item. In this research is proposed to design the component of a hydraulic press machine system for a maximum capacity of 50 ton. The design was begins by observing the needs and workings of the system, followed by analysis and calculation components of hydraulic system, then engineering drawings and completion. The results design was obtained a hydraulic system capacity of 50 ton, then determined the working fluid pressure (P) of 250 bar = 250. 10^5 N / m². Loading force is obtained to calculate things related to the hydraulic system namely cylinder dimensions and load holding strength, the workings of the system to determine the main components and determine the flow rate capacity in the cylinder. From the results of the calculation, the maximum loading force = 490,500 N, the maximum tensile stress = 1172 N / mm², and the material permit stress = 116.5 N / m², with the material used is nickel molybdenum chromium steel (JIS G4103 SNCM25). Analysis results show that it is proven to work as expected.

Keywords: Hydraulic system, Pressure, Hydraulic cylinder

1. Pendahuluan

Dalam teknik hidrolik, berbagai gaya dan gerakan di peroleh dengan bantuan tekanan suatu zat cair (air, minyak atau gliserin). Dengan ini sistem hidrolik banyak dipakai dalam berbagai macam industri makanan, industri minuman, industri permesinan, industri otomotif, hingga industri pembuatan robot. Sehingga pengetahuan tentang komponen dari sistem hidrolik sangat penting dalam semua cabang industrial menurut Dhimas Adi (2010).

Mesin press hidrolik merupakan suatu alat yang dapat digunakan untuk menekan, menghancurkan, membentuk, maupun meluruskan suatu benda atau material lainnya. Suyadi (2015) mengatakan produk mesin press yang ada dipasaran saat ini kebanyakan memiliki konstruksi yang lebih sederhana namun ongkos produksinya mahal, sehingga harga jual pun tinggi. Semakin tinggi kapasitas mesin maka semakin tinggi pula harga produk tersebut. Hal tersebut membuat beberapa industri kecil sulit mengembangkan usaha.

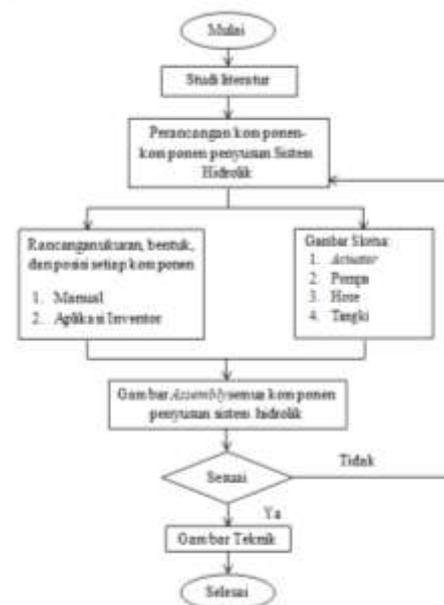
Mesin press hidrolik juga sangat diperlukan untuk mahasiswa teknik mesin, khususnya teknik mesin Universitas Riau, sebagai sarana pembelajaran bagi mahasiswa teknik mesin Universitas Riau tentang mesin press hidrolik di laboratorium teknik mesin Universitas Riau.

Mesin *press* hidrolik ini dapat digunakan untuk menekan *tool* yang telah dirancang oleh saudara Faisal dibuku skripsi mereka pada tahun 2019. Maka diperlukan mesin *press* yang sesuai standart untuk menekan *tool press* yang telah dirancang tersebut, sehingga dapat berguna nantinya bagi

mahasiswa lainnya ataupun masyarakat sekitar yang membutuhkan alat mesin press hidrolik.

2. Metodologi

Metodologi yang dilakukan dengan cara merancang menggunakan *software autodisk inventor*. Diagram alir penelitian ini dapat dilihat pada gambar 1.



Gambar 1. Diagram Alir

Dalam menentukan sistem hidrolik ada beberapa hal yang perlu diperhatikan untuk mendapatkan hasil yang sesuai dengan kebutuhan operasi sistem, yaitu :

1. Sistem bekerja pada tekanan berapa
2. Berapa jarak silinder hidrolis bekerja dan waktu yang diinginkan dalam satu kali proses
3. Bagaimana cara kerja system hidrolis yang di inginkan.

Dari beberapa hal tersebut di tentukan:

Berdasarkan jenis pompa yang dipilih, dapat diketahui tekanan maksimum. Dalam rancangan ini, penulis memilih menggunakan *gear pump* (pompa roda gigi). Berdasarkan panduan dari buku karangan *Rexroth* (1976) tekanan maksimum yang dihasilkan pompa roda gigi yaitu 25 MPa (250 bar), dan langkah kerja silinder hidrolis diasumsikan maksimum 0,3 m dengan waktu 30 detik.

Analisa perhitungan sistem hidrolis :

1. Menentukan dimensi silinder hidrolis seperti, luas silinder (A), diameter dalam silinder (D_1), diameter batang piston (d_{bp}), tebal dinding silinder (t_d) dan pemeriksaan tegangan tarik batang piston silinder terhadap beban.
2. Menentukan volume dan laju aliran silinder hidrolis
3. Menentukan fluida kerja
4. Menentukan ukuran pipa pada jalur fluida
5. Menghitung kerugian tekanan akibat gesekan, sambungan, katup dan belokan
6. Menentukan tekanan pembatas
7. Menentukan power supply
8. Menghitung kapasitas tangki oli
9. Menentukan filter

2.2 Perhitungan Operasi Sistem

Gaya yang dibutuhkan untuk mengangkat beban maksimal 50 ton pada mesin press hidrolis ini, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

Diketahui :

$$m = 50.000 \quad \text{kg}$$

$$g = 9,81 \quad \text{m/sec}^2$$

$$F = m \cdot g$$

$$= 50.000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/sec}^2$$

$$= 490.500 \text{ N}$$

Keterangan :

$$F = \text{Gaya} \quad (\text{N})$$

$$m = \text{massa} \quad (\text{kg})$$

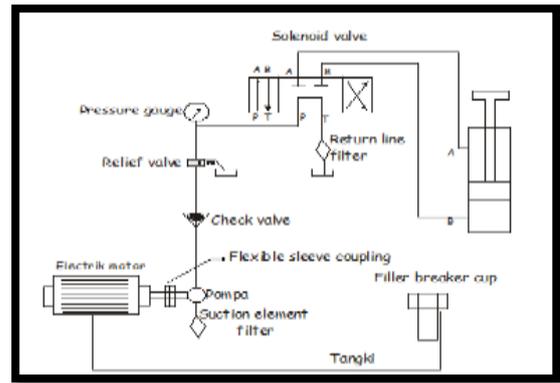
$$g = \text{percepatan gravitasi} \quad (\text{m/sec}^2)$$

Jadi gaya yang bekerja pada mesin press hidrolis kapasitas 50 ton ini, sebesar :

$$F = 490.500 \text{ N.}$$

2.3 Perhitungan Komponen Sistem Hidrolis

Rangkaian komponen-komponen penyusun sistem hidrolis dapat dilihat pada gambar 2.



Gambar 2. Rangkaian Komponen Sistem Hidrolis

1. Perhitungan dimensi silinder kerja hidrolis menyangkut luas silinder (A), diameter dalam silinder (D_1), diameter batang piston (d_{bp}) dan tebal dinding silinder (t_d). Pada gambar 3 diperlihatkan dimensi silinder hidrolis yang menunjukkan luas efektif (A_1 dan A_2), diameter dalam silinder (D_1), diameter batang piston (d_{bp}) dan diameter luar (D_o).

Keterangan :

$$A_1 = \text{Luas daerah silinder piston} \quad (\text{m}^2)$$

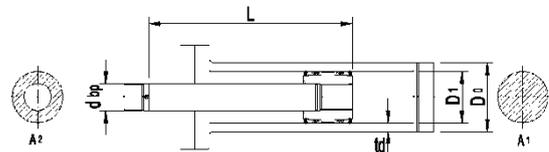
$$A_2 = \text{Luas daerah batang piston} \quad (\text{m}^2)$$

$$D_1 = \text{Diameter dalam silinder} \quad (\text{mm})$$

$$D_o = \text{Diameter luar silinder} \quad (\text{mm})$$

$$d_{bp} = \text{Diameter batang piston} \quad (\text{mm})$$

$$L = \text{Panjang langkah kerja} \quad (\text{mm})$$



Gambar 3. Dimensi Silinder Hidrolis

D_1 dan d_{bp} didapatkan dari perhitungan, kemudian disesuaikan dengan S.I. 7181-1991 dalam Suyadi (2015).

Luas penampang silinder dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

Diketahui :

$$P = \text{tekanan} \quad (250.10^5 \text{ N/m}^2)$$

$$F = \text{gaya} \quad (490.500 \text{ N})$$

$$A = \text{luas penampang} \quad (\text{m}^2)$$

$$P = \frac{F}{A}$$

$$250.10^5 \text{ N/m}^2 = \frac{490.500 \text{ N}}{A}$$

$$A = \frac{490.500 \text{ N}}{250.10^5 \text{ N/m}^2}$$

$$A = 0,01962 \text{ m}^2$$

$$A = 196,2 \text{ cm}^2$$

Karena beban berada diujung batang piston dan F kearah piston maka A disini disebut A_1 , menurut SI

7181 – 1991 dalam Suyadi (2015) A_1 yang sesuai adalah :

$$A_1 = 201 \text{ cm}^2$$

Dengan ratio (φ) = 1,25 didapat:

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} = 1,25$$

$$A_1 = A_2 \cdot 1,25$$

$$A_2 = \frac{201 \text{ cm}^2}{1,25}$$

$$A_2 = 160,8 \text{ cm}^2$$

menurut SI 7181 – 1991 dalam Suyadi (2015) A_2 yang sesuai adalah :

$$A_2 = 163 \text{ cm}^2$$

Diameter dalam silinder (D_1) :

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1)^2$$

$$201 \text{ cm}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1)^2$$

$$D_1 = 16 \text{ cm} = 160 \text{ mm}$$

Diameter batang piston (d_{bp}):

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d_{bp}^2)$$

$$163 \text{ cm}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot ((16 \text{ cm})^2 - d_{bp}^2)$$

$$d_{bp} = 6,95 \text{ cm} = 69,5 \text{ mm}$$

2. Tebal dinding silinder (t_d)

$$t_d = \frac{PD_1}{2\sigma_{izin}} + C$$

Keterangan :

t_d = tebal dinding silinder (mm)

C = factor korosi = 0,5 mm = 0,0005 m

k = faktor keamanan = 8

Material yang digunakan adalah baja khrom Nikel Molibdenum (JIS G 4103 SNCM25) dalam Suyadi (2015), dengan:

$$\sigma_{tarik} = 120 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 1.177,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{izin} = \frac{\sigma_{tarik}}{k} = \frac{1177,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{8} = 116,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$= 147,15 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$t_d = \frac{25 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,16 \text{ m}}{2 \cdot 147,15 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} + 0,0005$$

$$t_d = 0,013 \text{ m} = 13 \text{ mm}$$

3. Diameter luar silinder (D_0)

Diameter luar silinder (D_0) dapat dihitung dengan persamaan:

$$D_0 = D_1 + 2 \cdot t_d$$

$$D_0 = 0,16 \text{ m} + 2 \cdot 0,013 \text{ m}$$

$$D_0 = 0,186 \text{ m} = 186 \text{ mm}$$

4. Pemeriksaan tegangan tarik batang piston silinder

Uji tegangan tarik yang terjadi pada piston rod dihitung dengan persamaan:

$$\sigma_{kerja} = \frac{F}{A_{bp}} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{bp})^2}$$

Diketahui :

d_{bp} = diameter batang piston rod (69,5 mm)

F = gaya luar (490.500 N)

σ_{kerja} = tegangan tarik yang terjadi pada batang piston rod (N/m^2)

σ_{izin} = tegangan izin bahan (N/mm^2)
= 116,5 N/m^2

Sehingga didapat :

$$\sigma_{kerja} = \frac{490.500 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,0695 \text{ m})^2}$$

$$\sigma_{kerja} = 129,1 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Dari hasil perhitungan menunjukkan bahwa :

$\sigma_{kerja} < \sigma_{izin}$, $129,1 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} < 147,15 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, berarti batang piston rod aman dari tegangan tarik.

5. Menentukan volume dan laju aliran fluida

Volume silinder hidrolik terdiri dari dua , yaitu volume silinder tekan (V_{tekan}) seperti yang ditunjukkan pada gambar 4 dan volume silinder normal (V_{normal}) seperti yang ditunjukkan pada gambar 5.



Gambar 2. Silinder Posisi Tekan



Gambar 3. Silinder Posisi Normal

Sehingga dalam perhitungan volume silinder digunakan persamaan :

Volume silinder tekan (V_{tekan}) : $V_1 + V_2$

Volume silinder (V_1) :

$$V_1 = A_1 \cdot L_1$$

$$V_1 = 201 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 0,38 \text{ m}$$

$$V_1 = 0,007638 \text{ m}^3$$

$$V_1 = 7,64 \text{ liter}$$

Volume silinder batang piston (V_2) :

$$V_2 = (A_1 \cdot L_2) - (A_2 \cdot L_2)$$

$$V_2 = (201 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 0,08 \text{ m}) - \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (0,0695)^2 \cdot 0,08 \text{ m}\right)$$

$$V_2 = 0,001305 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 1,3 \text{ liter}$$

$$V_{tekan} = 7,64 \text{ liter} + 1,3 \text{ liter}$$

$$V_{tekan} = 8,94 \text{ liter}$$

Volume silinder normal (V_{normal}) : $V_1 + V_2$

Volume silinder (V_1) :

$$V_1 = A_1 \cdot L_1$$

$$V_1 = 201 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot 0,11 m$$

$$V_1 = 0,002211 m^3$$

$$V_1 = 2,2 \text{ liter}$$

Volume silinder batang piston (V_2) :

$$V_2 = (A_1 \cdot L_2) - (A_2 \cdot L_2)$$

$$V_2 = (201 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot 0,35 m) - \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (0,0695)^2 \cdot 0,35 m\right)$$

$$V_2 = 0,005715 m^3$$

$$V_2 = 5,7 \text{ liter}$$

$$V_{normal} = 2,2 \text{ liter} + 5,7 \text{ liter}$$

$$V_{normal} = 7,9 \text{ liter}$$

Diketahui :

V = volume silinder (m^3)

A_1 = luas penampang daerah silinder piston penuh ($201 \cdot 10^{-4} m^2$)

A_2 = luas penampang daerah silinder batang piston (m^2)

L = panjang (m)

Kapasitas laju aliran fluida pada silinder bagian bore (V_1) dan bagian rod (V_2) dihitung dengan persamaan :

Kapasitas laju aliran fluida pada silinder tekan (Q_1)

$$Q_1 = \frac{V}{t}$$

$$Q_1 = \frac{0,00894 m^3}{30 \text{ sec}}$$

$$Q_1 = 2,98 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{sec}$$

Kapasitas laju aliran fluida pada silinder normal (Q_2)

$$Q_2 = \frac{V}{t}$$

$$Q_2 = \frac{0,0079 m^3}{30 \text{ sec}}$$

$$Q_2 = 2,62 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{sec}$$

6. Menentukan Fluida Kerja

Fluida kerja yang dipilih adalah Esstic 45 yang memiliki viscositas antara $1,22 - 0,25 \text{ cm}^2/\text{sec}$ pada suhu $20^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}$. Nilai viscositas kinematic (ν) yang diambil berdasarkan kondisi suhu rata-rata 50°C , $\nu = 0,25 \text{ cm}^2/\text{sec} = 25 \text{ mm}^2/\text{sec} = 25 \cdot 10^{-6} m^2/\text{sec}$, kelas SAE (Society of Automotive Engineering) adalah SAE 10 W, nilai rapat fluida (ρ) = $0,890 \text{ kg/dm}^3 = 890 \text{ kg/m}^3$ (Rexroth, 1976).

7. Menentukan ukuran pipa pada jalur fluida

a. Jalur pipa utama

Jalur pipa utama adalah jalur pipa antara pompa menuju *block* katup pengarah aliran (*directional valve*) dan *flow control* utama. Bilangan Reynold ditentukan $Re = 2000$, agar aliran tetap laminar maka diameter pipa (d_p) didapatkan dengan persamaan :

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{(Q/A) \cdot d}{\nu} = \frac{\left(\frac{Q}{4} \cdot \pi \cdot d^2\right) \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q \cdot d}{\pi \cdot d^2 \cdot \nu}$$

$$d_p = \frac{4 \cdot Q_{kerja}}{Re \cdot \pi \cdot \nu}$$

Dimana :

V = kecepatan aliran (m/sec)

D_p = diameter dalam pipa (m)

ν = koefisien kekentalan kinematic (m^2/sec)

Re = bilangan Reynolds

Total kapasitas laju aliran fluida:

$$Q_{total} = Q_{kerja} = Q_1 + Q_2$$

$$Q_{total} = 2,98 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{s} + 2,62 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{s}$$

$$Q_{total} = 5,6 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{s}$$

Diameter pipa utama :

$$d_{pu} = \frac{4 \cdot Q_{kerja}}{Re \cdot \pi \cdot \nu}$$

$$d_{pu} = \frac{4 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{sec}}{2000 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot 10^{-6} m^2 / \text{sec}}$$

$$d_{pu} = 0,00142 m$$

$$d_{pu} = 14,2 \text{ mm}$$

Diameter dalam standar saluran pipa utama (d_{pu}) = 16 mm, tebal saluran pipa = 2 mm dan diameter luar saluran pipa = 20 mm.

b. Jalur pipa *actuator* tekan

Jalur pipa *actuator* adalah jalur pipa utama menuju silinder hidrolis. Bilangan Reynold ditentukan $Re = 2000$, agar aliran tetap laminar maka diameter pipa (d_{pan}) adalah :

Kapasitas laju aliran fluida *actuator* tekan :

$$Q_{kerja} = Q_1$$

$$Q_{kerja} = 2,98 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{sec}$$

Didapatkan diameter pipa *actuator* tekan :

$$d_{pan} = \frac{4 \cdot Q_{kerja}}{Re \cdot \pi \cdot \nu}$$

$$d_{pan} = \frac{4 \cdot 2,98 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{sec}}{2000 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot 10^{-6} m^2 / \text{sec}}$$

$$d_{pan} = 0,00759 m$$

$$d_{pan} = 7,59 \text{ mm}$$

Diameter dalam standar saluran pipa *actuator* tekan (d_{pan}) = 7,6 mm, tebal saluran pipa = 1,2 mm dan diameter luar saluran pipa = 10 mm.

c. Jalur pipa *actuator* normal

Kapasitas laju aliran fluida *actuator* normal :

$$Q_{kerja} = Q_2$$

$$Q_{kerja} = 2,62 \cdot 10^{-4} m^3 / \text{sec}$$

Didapatkan diameter pipa *actuator* normal :

$$d_{pis} = \frac{4 \cdot Q_{kerja}}{Re \cdot \pi \cdot \nu}$$

$$d_{pis} = \frac{4 \cdot 2,62 \cdot 10^{-4} m^3 / sec}{2000 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot 10^{-6} m^2 / sec}$$

$$d_{pis} = 0,00667 m$$

$$d_{pis} = 6,67 mm$$

Diameter dalam standar saluran pipa isab (d_{pis}) = 6 mm, tebal saluran pipa = 1 mm dan diameter luar saluran pipa = 8 mm.

Kapasitas aliran fluida dalam pipa *actuator* (Q_p) sama dengan kapasitas aliran fluida dalam silinder hidrolik (Q_s) maka:

$$Q_p = Q_s$$

$$V_p \cdot A_p = Q_s \cdot A_s$$

Didapatkan kecepatan aliran fluida dalam pipa *actuator* tekan adalah:

$$V_{pa} = \frac{A_s}{A_p} \cdot V_s$$

$$V_{pa} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_{bp}^2) \cdot S_s}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{pan}^2} \cdot \frac{S_s}{t_s}$$

$$V_{pa} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (0,16^2 - 0,0695^2) m \cdot 0,3 m}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,0076^2 m} \cdot 30 s$$

$$V_{pa} = 11,76 m/s$$

Didapatkan kecepatan aliran fluida dalam pipa isab silinder turun adalah :

$$V_{pis} = \frac{A_s}{A_p} \cdot V_s$$

$$V_{pis} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot S_s}{\frac{\pi}{4} \cdot D_{pis}^2} \cdot \frac{S_s}{t_s}$$

$$V_{pis} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 0,16^2 m^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,006^2 m^2} \cdot 0,3 m$$

$$V_{pis} = 7,1 m/s$$

8. Tekanan pembatas

Tekanan pembatas dipakai untuk mengamankan komponen yang digunakan pada system yaitu dengan membatasi tekanan yang dihasilkan pompa agar tidak melebihi tekanan yang diijinkan pada instalasi dan komponen.

Besarnya tekanan pembatas diapat dengan menjumlahkan besar tekanan yang akan dioperasikan ditambah dengan total kerugian tekanan.

$$P_p = P + \Delta P$$

$$P_p = 250 \cdot 10^5 N/m^2 + 44,527 N/m^2$$

$$P_p = 250,00044527 \cdot 10^5 N/m^2$$

9. Penentuan power supply

Pompa ditentukan berdasarkan kapasitas lajun aliran fluida dan head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang akan dipompa.

Umumnya besar tekanan pompa maksimum ditentukan 110% dari tekanan pembatas dalam Suyadi (2015), sehingga diperoleh:

$$P_{max} = P_p \cdot 110\%$$

$$P_{max} = 250,00044 bar \cdot 110\%$$

$$P_{max} = 275,00044 bar$$

Kapasitas pompa yang diperlukan untuk sistem hidrolik ini ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Q_{pompa} = \frac{Q_{kerja}}{\eta_{vol}}$$

$$Q_{pompa} = \frac{2,98 \cdot 10^{-4} m^3/s}{0,9}$$

$$Q_{pompa} = 3,31 \cdot 10^{-4} m^3/s$$

$$Q_{pompa} = 19,86 liter/menit$$

Jadi pompa yang dibutuhkan adalah pompa yang memiliki kapasitas 20 liter/menit.

Daya pompa (W_p) :

$$W_p = \frac{P_{max} \cdot Q_{pompa}}{\eta_m}$$

$$W_p = \frac{275,00044 \cdot 10^5 N/m^2 \cdot 3,31 \cdot 10^{-4} m^3/s}{0,85}$$

$$W_p = 10708 Nm/s$$

$$W_p = 10708 Watt$$

$$W_p = 10,708 KW$$

Maka, daya pompa yang diperlukan adalah 10 KW

Diketahui :

$$\eta_{vol} = \text{Efisiensi Volumetris} \quad (0,90)$$

$$\eta_m = \text{Efisiensi Mekanis} \quad (0,85)$$

10. Tangki oli

Besarnya kapsitas tangki yang dibutuhkan dalam sistem hidrolik mesin press ini adalah 2-3 kali kapasitas aliran fluida dalam sistem, maka:

$$V_{tangki} = 2(V_s + V_p)$$

Diketahui :

V_s = volume silinder hidrolik

V_p = volume pipa

Volume pada jalur pipa utama:

$$V_{pu} = A_{pu} \cdot S$$

$$V_{pu} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D_{pu})^2\right) \cdot S$$

$$V_{pu} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot (0,016)^2\right) m^2 \cdot 0,3 m$$

$$V_{pu} = 0,00006 m^3$$

Volume pada jalur pipa *actuator* tekan :

$$V_{pan} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D_{pan})^2\right) \cdot S$$

$$V_{pan} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot (0,0076)^2\right) m^2 \cdot 0,5 m$$

$$V_{pan} = 0,000022 m^3$$

Volume pada jalur pipa *actuator* normal :

$$V_{pis} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D_{pis})^2\right) \cdot S$$

$$V_{pis} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot (0,006)^2\right) m^2 \cdot 0,5 m$$

$$V_{pan} = 0,000014 m^3$$

Maka total volume pada jalur pipa :

$$V_p = V_{pu} + V_{pan} + V_{pis}$$

$$V_p = 0,00006 \text{ m}^3 + 0,000022 \text{ m}^3 + 0,000014 \text{ m}^3$$

$$V_p = 0,000096 \text{ m}^3$$

Maka volume tangki adalah :

$$V_{\text{tangki}} = 2(0,00864 \text{ m}^3 + 0,000096 \text{ m}^3)$$

$$V_{\text{tangki}} = 0,017472 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{tangki}} = 17472 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{tangki}} = 17,472 \text{ liter}$$

Kapasitas tangki yang dibutuhkan untuk sistem hidrolik mesin press ini adalah 18 liter.

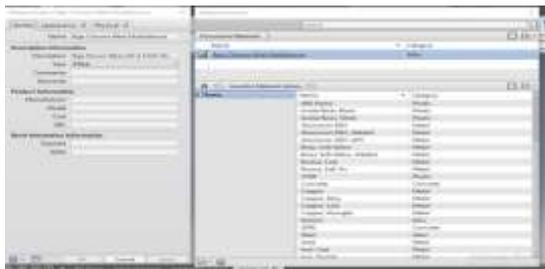
2.4 Proses Analisis Elemen Hingga

Analisis elemen hingga dilakukan dengan melakukan proses analisis kekuatan struktur menggunakan *software autodesk inventor*. Adapun tahapan yang dilakukan sebagai berikut:

1. Proses Modeling

Dalam proses *modeling* ini ada beberapa tahap yang dilakuakn yaitu:

- Merancang komponen
- *Assembly* komponen
- Input data material yang telah ditentukan, bisa dilihat pada Gambar 6.



Gambar 4. Proses Modeling

2. Proses Simulasi

Proses simulasi dilakuakn untuk mengetahui nilai tegangan, defleksi dan *safety factor* dari material yang digunakan. Adapun tahapan simulasi sebagai berikut:

1. Menentukan gaya, gaya yang ditentukan 490.500 N. Menentukan gaya bisa dilihat pada Gambar 7.



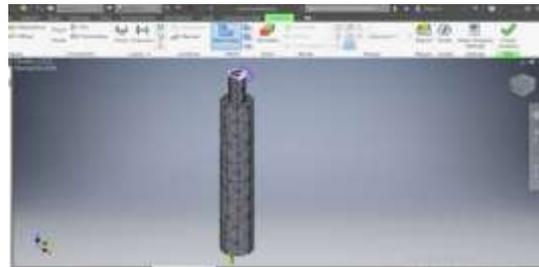
Gambar 5. Menentukan Gaya

2. Menentukan tumpuan, tumpuan yang diberikan ialah tumpuan tetap. Menentukan tumpuan bisa dilihat pada Gambar 8.



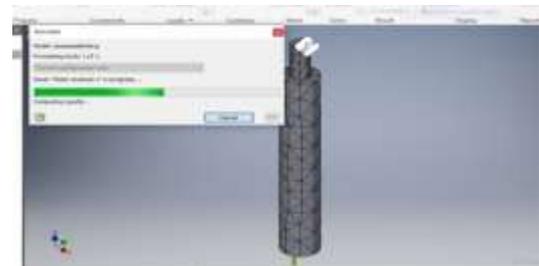
Gambar 6. Menentukan Tumpuan

3. *Mesh* Proses, pada tahap ini objek dibagi menjadi beberapa elemen dengan mengatur kerapatan *mesh* lebih rapat agat hasil yang didapat lebih akurat. Proses *mesh* bisa dilihat pada Gambar 9.



Gambar 7. Proses Meshing

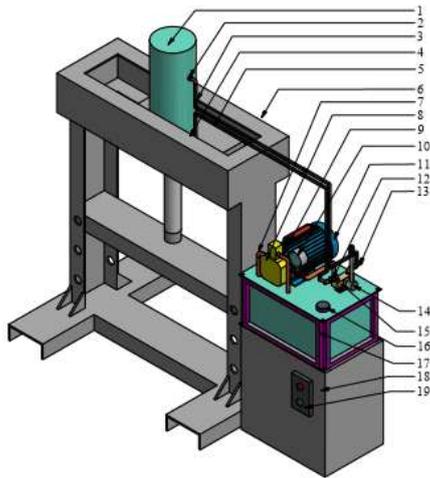
4. Menjalankan proses *run* untuk mendapatkan hasil simulasi, perintah *run* bisa dilihat pada Gambar 10.



Gambar 8. Proses Running

3. Hasil

Pada gambar 11 disajikan hasil rancangan sistem hidrolik mesin press dengan kapasitas 50 ton.



Gambar 9. Desain Hasil Rancangan

Keterangan :

1. Silinder Kerja	10. Pressure Gauge
2. Base Port	11. Motor
3. Selang Tekan	12. Katup Angkat
4. Rod Port	13. Katup Tekan
5. Selang Angkat	14. Switch Pressure
6. Rangka	15. Direction Valve
7. Fuel Inlet Neck	16. Tutup Tangki
8. Vane Pump	17. Tangki
9. Pipa Buang	18. Base
	19. Control Panel

Adapun hasil dari perhitungan komponen sistem hidraulik mesin press kapasitas 50 ton ini bisa dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Hasil Perhitungan komponen Sistem Hidraulik

No	Nama	Hasil	Satuan
1	Beban Maksimum	50	Ton
2	Gaya	490.500	N
3	Tekanan Maksimum	250	Bar
4	Diameter Silinder Kerja	186	mm
5	Tebal Dinding Silinder	13	mm
6	Diameter Batang Piston	69,5	mm
7	Panjang Langkah Kerja	300	mm
8	Tegangan Tarik Batang piston	1177,2	N/m^2
9	Tegangan Izin	$147,15 \times 10^6$	N/m^2
10	Diameter Pipa Utama	16	mm
11	Diameter Pipa Tekan	7,6	mm
12	Diameter Pipa Normal	6	mm
13	Daya Pompa	10	KW
14	Volume Tangki	18	Liter

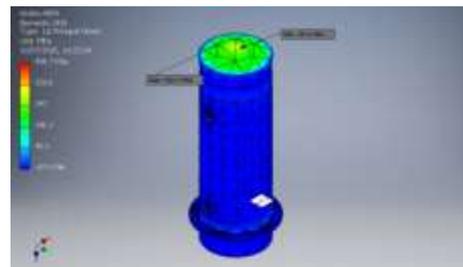
4. Pembahasan

Analisis kekuatan struktur dilakukan untuk mengetahui seberapa kuat ketahanan material ketika diberikan tekanan, sebesar 250 bar atau 25 MPa. Material yang digunakan baja krom nikel

molibdenum dengan kekuatan tarik sebesar 120 kg/mm^2 , berikut hasil simulasi dari komponen silinder kerja hidraulik :

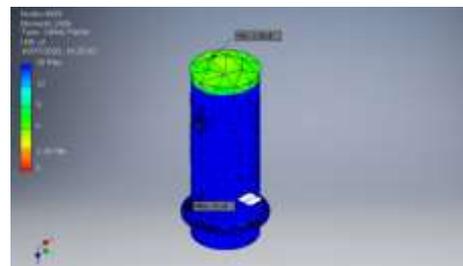
1. Silinder hidraulik

Pada silinder hidraulik dilakukan analisis kekuatan struktur untuk mengetahui seberapa kuat material ketika menerima tekanan. Beban yang diberikan pada silinder hidraulik sebesar 490.500 N, dengan posisi penekanan merata dipermukaan tutup silinder. Hasil dari analisis kekuatan struktur pada silinder hidraulik bisa dilihat pada Gambar 12 dan Gambar 13.



Gambar 10. Tegangan Pada Silinder Hidraulik

Adapun tekanan yang terbesar terjadi pada silinder dengan menggunakan jenis 1st principle stress analisis maka didapat tekanan terbesar dengan nilai 436,7 MPa pada sudut tutup silinder. Berdasarkan poperti material baja krom nikel molibdenum tegangan maksimal 1172 N/mm^2 , maka dinyatakan aman.

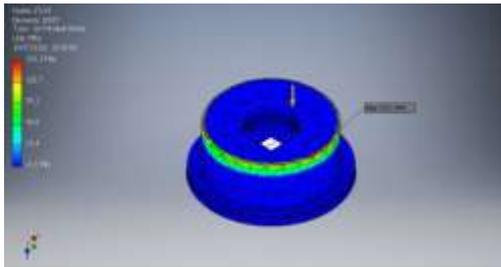


Gambar 11. Faktor Keamanan Pada Silinder Hidraulik

Setelah dilakukannya simulasi di inventor didapatkan *safety factor* pada silinder hidraulik 15 ul (ul = satuan *safety factor* autodesk inventor) pada *rod port*.

2. Tutup Silinder (Hub)

Pada tutup silinder dilakukan analisis kekuatan struktur untuk mengetahui seberapa kuat material ketika menerima tekanan. Beban yang diberikan pada Tutup Silinder sebesar 490.500 N, dengan posisi penekanan merata dibagian dalam tutup silinder (*hub*), untuk tumpuan diberikan dipermukaan ulir *Hub*. Hasil dari analisis kekuatan struktur pada tutup silinder bisa dilihat pada Gambar 14 dan Gambar 15.



Gambar 12. Tegangan Pada Hub

Adapun tekanan yang terbesar terjadi pada tutup silinder dengan menggunakan jenis 1st *principle stress analisis* maka didapat tekanan terbesar dengan nilai 131,1 MPa pada sudut tutup silinder. Berdasarkan property material baja krom nikel molybdenum tegangan maksimal 1172 N/mm², maka dinyatakan aman.

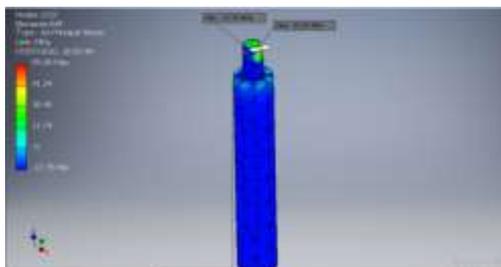


Gambar 13. Faktor Keamanan Pada Hub

Setelah dilakukannya simulasi di inventor didapatkan *safety factor* pada silinder hidrolis 15 ul (ul = satuan *safety factor* autodesk inventor) pada lubang keluar batang piston dan *safety factor* paling kecil terdapat pada ujung permukaan tutup silinder dengan nilai 10,84 ul.

3. Batang Piston

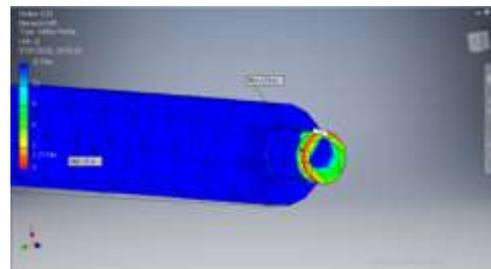
Pada batang piston dilakukan analisis kekuatan struktur untuk mengetahui seberapa kuat material ketika menerima tekanan. Beban yang diberikan pada batang piston sebesar 490.500 N, dengan posisi penekanan merata pada ujung bidang tekan, untuk tumpuan diberikan di ulir baut piston. Hasil dari analisis kekuatan struktur pada batang piston bisa dilihat pada Gambar 16 sampai Gambar 17 dibawah ini.



Gambar 14. Tegangan Pada Batang Piston

Adapun tekanan yang terbesar terjadi pada batang piston dengan menggunakan jenis 1st *principle stress analisis* maka didapat tekanan

terbesar dengan nilai 55,99 MPa pada ujung ulir baut piston. Berdasarkan poperti material baja krom nikel molibdenum tegangan maksimal 1172 N/mm², maka dinyatakan aman.

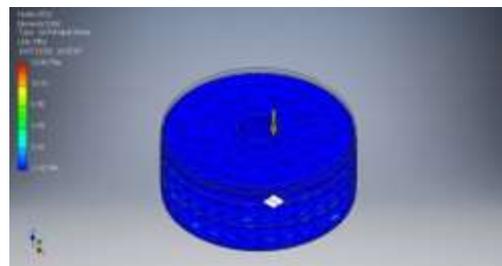


Gambar 15. Faktor Keamanan Batang Piston

Setelah dilakukannya simulasi di inventor didapatkan *safety factor* pada batang piston 15 ul (ul = satuan *safety factor* autodesk inventor).

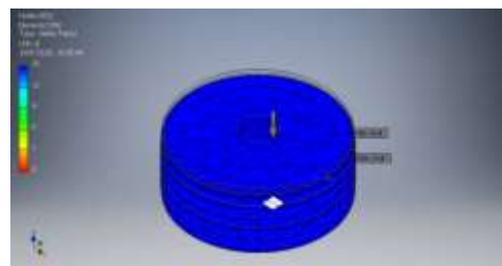
4. Piston

Pada piston dilakukan analisis kekuatan struktur untuk mengetahui seberapa kuat material ketika menerima tekanan. Beban yang diberikan pada piston sebesar 490.500 N, dengan posisi penekanan merata dibagian dalam tutup silinder (*hub*), untuk tumpuan diberikan dibagian tengah piston. Hasil dari analisis kekuatan struktur pada piston bisa dilihat pada Gambar 18 sampai Gambar 19.



Gambar 16. Tegangan Pada Piston

Adapun tekanan yang terbesar terjadi pada piston dengan menggunakan jenis 1st *principle stress analisis* maka didapat tekanan terbesar dengan nilai 13,86 MPa pada permukaan samping piston. Berdasarkan poperti material baja krom nikel molibdenum tegangan maksimal 1172 N/mm², maka dinyatakan aman.



Gambar 17. Faktor Keamanan Pada Piston

Setelah dilakukannya simulasi di inventor didapatkan *safety factor* pada piston 15 ul (ul = satuan *safety factor* autodesk inventor) pada setiap permukaan piston.

Wirawan, S. 2004. *Pneumatik / Hydrolic*. Semarang : Teknik Mesin UNNES

5. Simpulan

Dari penelitian yang dibuat dapat mengambil beberapa kesimpulan yaitu:

1. dari hasil perhitungan maka dapat ditentukan komponen system hidrolik sebagai berikut:
 - System hidrolik mesin press kapasitas 50 ton ini menggunakan motor penggerak jenis roda gigi dengan tekanan maksimum 250 bar, kapasitas 20 liter/menit, dan daya yang diperlukan adalah 10 KW.
 - Silinder kerja hidrolik dengan bahan material baja khrom nikel molybdenum (JIS G4103 SNCM25), diameter 186 mm, tebal dinding 13mm dan panjang 590.
 - Piston dengan bahan material baja khrom Nikel Molibdenum (JIS G 4103 SNCM25), diameter 160 mm, tebal 60 mm, diameter batang piston 69,5 mm dan panjang 550 mm
 - Kapasitas tangki 18 liter.
2. Berdasarkan aplikasi autodesk inventor didapatkan hasil analisa komponen silinder kerja sistem hidrolik dengan bahan baja krom nikel molibdenum (JIS G 4103 SNCM25), dilakukan pembebanan sebesar 250 bar atau 25 Mpa dinyatakan aman karena nilai *safety factor* lebih dari 1.

Daftar Pustaka

- Adhy, Dimas. 2010. "Rancang Bangun Mesin Press Semi Otomatis". Tugas akhir, Surakarta
- Akbar, Hikmatul. 2015. "Proses Pembuatan Mesin Press Hidrolik Kapasitas 15 Ton". jurnal.unma.ac.id/index.php/ST/article/download/250/234 (Diakses tanggal 3 februari 2019)
- Faisal, M. 2019. "Perancangan *Press Tool* Dengan Memanfaatkan Mesin *Press Bending* Tipe PPBL 70/25 Sebagai Penekan di Laboratorium Teknologi Produksi Universitas Riau". Tugas akhir, Pekanbaru
- Rexroth, G.L. 1976. "*The Hydraulic Trainer*". Jerman
- Satria, Dimas. 2013. "*Hidrolik dan Pneumatik*". Diktat kuliah, Serang
- Suyadi. 2015. "Perancangan System Hidrolik Pada *Movable Bridge* Dermaga Kapasitas 100 Ton". Tugas akhir, Jakarta