

4. PERENCANAAN dan PERHITUNGAN

4.1. Mekanisme Pamarut

Mekanisme pamarut menggunakan mekanisme yang telah ada di pasaran, untuk kemudian dirangkai dengan mesin pemeras santan ini. Dalam merencanakan mekanisme pamarut, bagian-bagian yang dihitung secara teoritis adalah:

1. Torsi
2. Motor listrik
3. Poros
4. Sabuk dan Puli
5. Bantalan
6. Pen

Kapasitas mekanisme pamarut ini direncanakan sebesar 1500 cc/menit atau 1,5 liter/menit. Dari kapasitas yang diinginkan ini dapat diperoleh kecepatan putar dari silinder parut. Dimensi dari silinder parut yang telah ada di pasaran adalah sebagai berikut:

- panjang = 20 cm
- diameter = 10 cm
- keliling = $\pi \times d = 3,14 \times 10 \text{ cm} = 31,4 \text{ cm}$
- jarak antar parut = 0,5 cm
- jumlah parut = $38 \times 62 = 2356 \text{ buah}$

Sedangkan dimensi dari parutnya sendiri adalah:

- panjang = 1 mm
- lebar = 1 mm
- tinggi = 2 mm

Dari dimensi parut ini dapat dihitung volume parut keseluruhan dalam satu kali putaran:

$$\begin{aligned}\text{Volume} &= 2356 \times (1\text{mm} \times 1\text{mm} \times 2\text{mm}) \\ &= 4712 \text{ mm}^3/\text{putaran} = 4,712 \text{ cm}^3/\text{putaran}\end{aligned}$$

Putaran silinder parut didapatkan dengan cara membagi kapasitas yang diinginkan dengan volume parut keseluruhan:

$$\text{Putaran silinder parut: } n = \frac{1500 \text{ cc} / \text{menit}}{4,712 \text{ cc} / \text{putaran}} = 318,34 \text{ putaran} / \text{menit}$$

Jadi didapatkan putaran silinder parut sebesar 318,34 rpm.

4.1.1. Torsi Silinder Parut

Torsi silinder parut didapat dengan cara mengalikan momen inersia silinder dengan percepatan sudut silinder.

$$\text{Torsi} = I_{\text{silinder}} \times \alpha_{\text{silinder}}$$

Momen inersia silinder merupakan jumlah dari momen inersia selubung silinder, poros silinder, dan puli:

$$I_{\text{silinder}} = I_{\text{selubung}} + I_{\text{poros}} + I_{\text{puli}} + I_{\text{penyeimbang}}$$

- **Momen Inersia Selubung:**

Selubung terbuat dari bahan stainless steel (SS) type 304, dengan massa jenis: 8060 kg/m^3 . Sehingga dapat dicari massa selubung:

$$\begin{aligned} m_s &= v_s \times \rho_s \\ &= \pi \cdot d \times \text{tebal} \times \text{panjang} \times \rho_s \\ &= 3,14 \cdot 0,1 \times 0,002 \times 0,2 \times 8060 \\ &= 1,012 \text{ kg} \end{aligned}$$

dari hasil di atas, maka besarnya momen inersia selubung:

$$\begin{aligned} I_{\text{selubung}} &= m_s \times r^2 \\ &= 1,012 \times 0,05^2 \\ &= 2,53 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Jadi momen inersia pada selubung silinder parut sebesar $2,53 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- **Momen Inersia Poros:**

Poros terbuat dari bahan baja St-60, dengan massa jenis: 7849 kg/m^3 . Sehingga dapat dicari massa poros:

$$M_p = v_p \times \rho_p$$

$$\begin{aligned}
&= 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \times \text{panjang} \times \rho_s \\
&= 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \times 0,38 \times 7849 \\
&= 0,937 \text{ kg}
\end{aligned}$$

dari hasil di atas, maka besarnya momen inersia poros:

$$\begin{aligned}
I_{\text{poros}} &= 0,5 \times m_p \times r^2 \\
&= 0,5 \times 0,937 \times 0,01^2 \\
&= 4,685 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2
\end{aligned}$$

Jadi momen inersia pada poros sebesar $4,685 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- Momen Inersia Puli:

Bahan puli terbuat dari besi cor dengan diameter 100 mm. Massa puli sebesar: 1,54 kg.

dari massa puli ini, maka dapat dihitung momen inersia puli:

$$\begin{aligned}
I_{\text{puli}} &= 0,5 \times m_{\text{pu}} \times r^2 \\
&= 0,5 \times 1,54 \times 0,05^2 \\
&= 1,925 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2
\end{aligned}$$

Jadi momen inersia pada puli sebesar $1,925 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- Momen Inersia Penyeimbang:

Bahan penyeimbang terbuat dari aluminium, dengan massa: 0,3 kg dan diameter: 5 cm. Besarnya momen inersia penyeimbang:

$$\begin{aligned}
I_{\text{penyeimbang}} &= 0,5 \times m_{\text{py}} \times r^2 \\
&= 0,5 \times 0,3 \times 0,05^2 \\
&= 0,375 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2
\end{aligned}$$

Jadi momen inersia pada penyeimbang sebesar $0,375 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- Momen inersia keseluruhan silinder:

$$\begin{aligned}
I_{\text{silinder}} &= I_{\text{selubung}} + I_{\text{poros}} + I_{\text{puli}} + I_{\text{penyeimbang}} \\
&= 2,53 \times 10^{-3} + 0,047 \times 10^{-3} + 1,925 \times 10^{-3} + 0,375 \times 10^{-3} \\
&= 4,877 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2
\end{aligned}$$

- Percepatan Sudut Silinder:

Untuk mendapatkan torsi dari pamarut diperlukan besar dari percepatan sudut silinder.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$\omega_1 = \frac{2 \times 3,14 \times 318,34}{60} = 33,32 \text{ rad/dt}$$

diasumsikan waktu yang diperlukan untuk mencapai kecepatan konstan:

$$t_1 = 2 \text{ dt}$$

maka:

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0}$$

$$\alpha_{\text{silinder}} = \frac{33,32 - 0}{2 - 0} = 16,66 \text{ rad/dt}^2$$

- Torsi Silinder Parut:

Setelah diketahui besar momen inersia dan kecepatan sudut, maka torsi dapat dihitung.

$$\text{Torsi} = I_{\text{silinder}} \times \alpha_{\text{silinder}}$$

$$= 4,877 \times 10^{-3} \times 16,66$$

$$= 0,081 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Jadi torsi pada silinder parut sebesar 0,081 N.m

4.1.2. Torsi Total

Untuk menghitung gaya parut digunakan data percobaan dari referensi 6 halaman 41:

Tabel 4.1. Besar Beban Minimum agar Kelapa Terparut

Percobaan	Beban (gram)	Pengamatan
1	1,14	Kelapa bergerak, tidak terparut.
2	1,64	Terjadi goresan pada permukaan kelapa.
3	2,14	Mulai terparut, kelapa masih berputar.
4	2,39	Terparut, kelapa berputar.
5	2,64	Terparut, kelapa berputar pelan.
6	2,89	Terparut lebih dalam, kelapa lebih stabil.
7	3,14	Terparut, kelapa stabil.
8	3,39	Terparut, kelapa stabil.
9	3,69	Terparut, kelapa stabil.

Dari hasil percobaan di atas, didapat gaya tekan minimal yang diperlukan agar kelapa terparut dengan baik sebesar: $\pm 3,14$ gram. Hasil percobaan tersebut digunakan untuk menghitung gaya parut pada silinder parut, sehingga dapat diperoleh torsi pamarut pada kelapa.

- Gaya Parut:

$$F = \frac{A_k}{A_s} \times 3,14 \times 9,81$$

A_k = luasan spesimen kelapa

A_s = luasan silinder yang memarut maksimal

Luasan spesimen kelapa:

$$A_k = \pi \times (r_l^2 - r_d^2)$$

r_l = diameter luar = 6,5 cm

r_d = diameter dalam = 5 cm

$$A_k = 3,14 \times (0,065^2 - 0,05^2) = 0,0054 \text{ m}^2$$

Luasan silinder yang memarut maksimal $\approx \frac{1}{4} \times$ permukaan silinder

$$A_s = \frac{1}{4} \times 2 \cdot \pi \times r \times t$$

r = jari-jari silinder parut = 5 cm

t = panjang silinder parut = 20 cm

$$A_s = \frac{1}{4} \times 2 \cdot \pi \times 0,05 \times 0,2 = 0,0157 \text{ m}^2$$

Maka Gaya Parut:

$$F = \frac{0,0054}{0,0157} \times 3,14 \times 9,81 = 10,595 \text{ N}$$

Dengan mengetahui gaya parut dan jari-jari silinder, dapat dicari torsi pamarut pada kelapa:

$$T = F \times r$$

$$= 10,595 \times 0,05$$

$$= 0,53 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Jumlah total torsi silinder dan torsi pamarut pada kelapa:

Torsi total = Torsi silinder + Torsi pamarut pada kelapa

$$= 0,081 + 0,53$$

$$= 0,611 \text{ N.m}$$

Jadi torsi keseluruhan yang didapatkan sebesar 0,611 N.m

4.1.3. Motor

Data-data untuk menentukan motor yang akan digunakan:

Berdasarkan perhitungan 4.12. didapatkan Torsi total (T) yang diperlukan sebesar: 0,611 N.m.

$$\text{Putaran (n)} = 1420 \text{ rpm}$$

$$\text{Faktor sabuk dan puli (f}_s\text{)} = 0,8$$

$$\text{Faktor pada bearing (f}_b\text{)} = 0,9$$

Dari data di atas, maka dapat dihitung daya motor yang akan digunakan:

$$T = 9554 \times \frac{\text{kW}}{n}$$

$$\begin{aligned} \text{Daya motor} &= \frac{T \times n}{9554} \\ &= \frac{0,611 \times 1420}{9554} \\ &= 0,09 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Daya motor sesungguhnya} &\geq \frac{\text{Hp}}{f_s \times f_b} \\ &\geq \frac{0,09 \text{ kW}}{0,8 \times 0,9} \times \frac{1,341 \text{ Hp}}{1 \text{ kW}} \\ &\geq 0,168 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Maka digunakan motor yang menghasilkan daya: 0,25 Hp

Torsi yang dihasilkan oleh motor sebesar:

$$\begin{aligned} T &= \frac{716,2 \cdot \text{Hp}}{n} \\ &= \frac{716,2 \times 0,25}{1420} \\ &= 0,126 \times 9,8 \times 1000 \\ &= 1235,7 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

Jadi torsi yang dihasilkan oleh motor sebesar 1235,7 N.mm dapat digunakan untuk menggerakkan mekanisme yang membutuhkan torsi sebesar 611 Nmm.

4.1.4. Sabuk-V dan Puli pada Pamarut

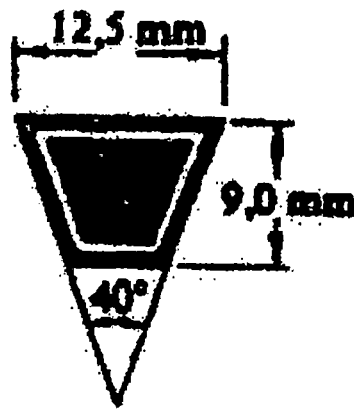
Puli pada pamarut berfungsi hanya sebagai penghubung antara motor dan silinder parut, karena daya dan putaran keduanya sama. Perhitungan Sabuk-V dan puli dimulai dengan mengetahui daya yang akan ditransmisikan.

$$\text{Daya} = 0,25 \text{ Hp} = 0,19 \text{ kW}$$

$$\text{Putaran} = 1420 \text{ rpm}$$

$$\text{Torsi} = 1,235 \text{ N.m}$$

Dengan bantuan diagram pemilihan sabuk-V, maka digunakan sabuk-V tipe A dengan dimensi seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1. Ukuran penampang sabuk-V tipe A

Berat jenis sabuk-V umumnya adalah: $1,36 \times 10^{-5} \text{ N/mm}^3$

Luas penampang sabuk-V tipe A: $83,019 \text{ mm}^2$

Maka berat sabuk-V per satuan panjang adalah:

$$W = S \times A$$

$$= 1,36 \times 10^{-5} \times 83,019$$

$$= 1,13 \times 10^{-3} \text{ N/mm} = 1,13 \text{ N/m}$$

Koefisien gesek antara sabuk-V dengan material karet dan puli yang terbuat dari besi cor sebesar: $\mu = 0,3$

Jarak antar poros: $C = 590$ mm, dan diameter puli penggerak (d_p) dan beban (D_b) sama, yaitu: 100 mm. Maka panjang sabuk-V standar yang dibutuhkan dapat dicari dengan rumus:

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot C + \frac{\pi \cdot (D_b + d_p)}{2} + \frac{(D_b - d_p)^2}{4 \cdot C} \\ &= 2 \times 590 + \frac{\pi(100+100)}{2} + \frac{(100-100)^2}{4 \times 590} \\ &= 1180 + 314 + 0 = 1494 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang sabuk-V sebesar 1494 mm. Berdasarkan yang ada di pasaran, maka digunakan sabuk-V yang sepanjang: 1500 mm

- Sudut kontak dari sabuk pada alur puli dapat dicari dengan rumus:

$$\begin{aligned} \theta &= 180 - \frac{57 \times (D_b - d_p)}{C} \\ &= 180 - \frac{57 \times (100 - 100)}{590} \\ \theta &= 180^\circ \\ &= 180 \times 0,0174 \text{ rad} = 3,132 \text{ rad} \end{aligned}$$

Sudut kontak ini memenuhi syarat karena berada dalam batas aman.

- Kecepatan linier sabuk-V dapat dihitung dengan rumus:

$$V_p = \frac{\pi \cdot N_p \cdot D_p}{60 \times 1000}$$

Dimana:

V_p = kecepatan linier sabuk-V (m/s)

D_p = dimensi puli penggerak (mm)

N_p = putaran puli penggerak (rpm)

$$\begin{aligned} V_p &= \frac{\pi \cdot N_p \cdot D_p}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 \times 1420 \times 100}{60 \times 1000} \\ &= 7,431 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

- Sehingga gaya inersia sentrifugal sabuk dapat dicari dengan rumus:

$$\begin{aligned}
 F_c &= \frac{W \times V_p^2}{g} \\
 &= \frac{1,13 \times 7,431^2}{9,81} \\
 &= 6,36 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Karena dari perhitungan torsi motor telah diketahui sebesar 1,235 N.m, dan gaya inersia sentrifugal sabuk juga telah didapatkan sebesar 6,36 N, maka dapat dihitung gaya tarikan pada sabuk (F_1) dan gaya pada sisi kendur sabuk (F_2):

- Faktor kemiringan sabuk:

$$\begin{aligned}
 \gamma &= e^{\frac{\mu \times \theta}{\sin \beta}} \\
 &= e^{\frac{0,3 \times 3,142}{\sin 20^\circ}} \\
 &= 15,596
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_1 &= F_c + \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \times \frac{T}{r} \\
 &= 6,36 + \left(\frac{15,596}{15,596 - 1} \right) \times \frac{1,235}{0,05} \\
 &= 27,52 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_2 &= F_1 - \frac{T}{r} \\
 &= 27,52 - \frac{1,235}{0,05} \\
 &= 7,72 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi gaya pada sisi tarik dan gaya pada sisi kendur puli beban berturut-turut adalah: $F_1 = 27,52 \text{ N}$ dan $F_2 = 7,72 \text{ N}$

- Gaya tekan puli pada poros merupakan jumlah gaya pada kedua sisi:

$$\begin{aligned}
 F_p &= F_1 + F_2 \\
 &= 27,52 + 7,72 \\
 &= 35,24 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Untuk mencari jumlah sabuk yang digunakan rumus empiris:

$$\begin{aligned}
H_r &= \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r \cdot d)^2 - C_4 \log(r \cdot d) \right] \times (r \cdot d) + C_2 \cdot r \cdot \left(1 - \frac{1}{K_A} \right) \\
H_r &= \left[0,8542 - \frac{1,342}{100} - 2,436 \cdot 10^{-4} (1,42 \cdot 100)^2 - 0,1703 \cdot \log(1,42 \cdot 100) \right] \\
&\quad \times (1,42 \cdot 100) + 1,342 \cdot 1,42 \cdot \left(1 - \frac{1}{1} \right) \\
&= [0,8542 - 0,01342 - 4,912 - 0,367] \times 142 \\
&= 631,36 \text{ kW} \\
H'_r &= K_1 \cdot K_2 \cdot H_r \\
&= 1 \times 0,84 \times 631,36 \\
&= 530,34
\end{aligned}$$

- Jumlah sabuk yang digunakan:

$$\begin{aligned}
\frac{\text{daya}}{H'_r} &= \frac{0,15}{530,34} = 0,000283 \\
0,000283 &\leq 1
\end{aligned}$$

Jadi jumlah sabuk yang digunakan sebanyak: 1 sabuk

4.1.5. Poros pada Pamarut

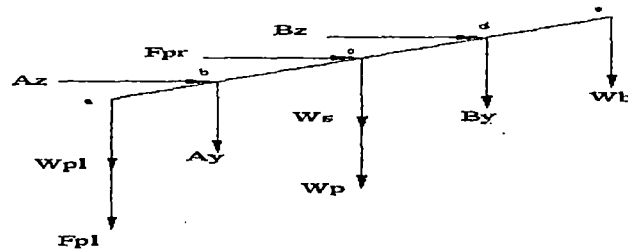
Data awal dalam perhitungan poros pada pamarut adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\text{Bahan} &= \text{baja St-60} \\
\text{yield strength } (S_{yp}) &= 330 \text{ N/mm}^3 \\
\text{angka keamanan } (N) &= 2,5 \text{ (bahan diketahui, beban konstan)}
\end{aligned}$$

Tegangan pada yield point (S_{yp}):

$$\begin{aligned}
S_{yp} &= 0,5 \cdot S_u \\
&= 0,5 \times 590 \\
&= 295 \text{ N/mm}^3
\end{aligned}$$

Untuk menghitung diameter tegangan geser suatu poros perlu diketahui gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut dan juga bahan dari poros itu sendiri. Dalam merencanakan dan menghitung diameter poros dapat digunakan diagram keseimbangan gaya. Uraian gaya yang bekerja pada poros ditunjukkan gambar 4.2.



Gambar 4.2. Uraian Gaya pada Poros Pamarut

Keterangan gambar:

- W_{pl} = berat puli
- F_{pl} = gaya puli terhadap poros
- A_z = gaya horisontal pada bantalan A
- A_y = gaya vertikal pada bantalan A
- F_{pr} = gaya parut kelapa
- W_s = berat silinder parut
- W_p = berat poros
- B_z = gaya horisontal pada bantalan B
- B_y = gaya vertikal pada bantalan B
- W_b = berat penyeimbang

Jarak pada gambar:

- Jarak a – b = 8 cm
- Jarak b – c = 11 cm
- Jarak c – d = 11 cm
- Jarak d – e = 8 cm

- Berat puli (W_{pl}):

$$\begin{aligned} W_{pl} &= m_{pl} \times 9,81 \\ &= 1,54 \times 9,81 \\ &= 15,11 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi berat puli sebesar 15,11 N

- Berat poros (W_p):

Berat poros yang digunakan adalah berat terpusat poros. Untuk mendapatkan berat terpusat poros terlebih dahulu dicari beban terdistribusi poros:

$$\begin{aligned}
 w_p &= \rho \times g \times A \\
 &= 7849 \times 9,81 \times 3,14 \times (0,01)^2 \\
 &= 24,17 \text{ N/m}
 \end{aligned}$$

Maka dapat ditentukan berat terpusat poros:

$$\begin{aligned}
 W_p &= w \times L \\
 &= 24,17 \times 0,38 \\
 &= 9,19 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi berat poros sebesar 9,19 N

- Berat silinder parut (W_s):

Berat silinder parut yang digunakan adalah berat terpusat silinder parut. Untuk mendapatkan berat terpusat silinder parut terlebih dahulu dicari beban terdistribusi silinder parut:

$$\begin{aligned}
 w_s &= \rho \times g \times a \\
 &= 8060 \times 9,81 \times 3,14 \times 0,1 \times 0,2 \\
 &= 4965,51 \text{ N/m}
 \end{aligned}$$

Maka dapat ditentukan berat terpusat silinder parut:

$$\begin{aligned}
 W_s &= w \times L \\
 &= 4965,51 \times 0,2 \\
 &= 993,10 \text{ N}
 \end{aligned}$$

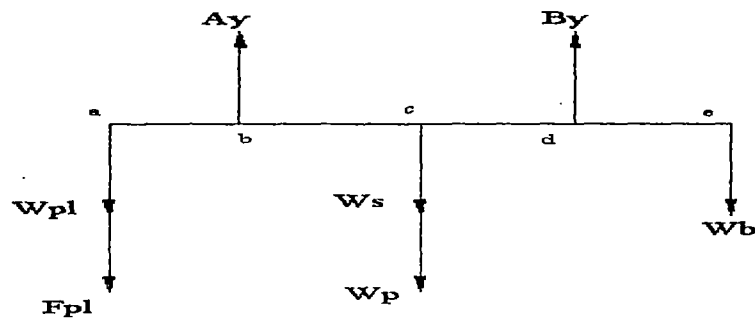
Jadi berat silinder parut sebesar 993,1 N

- Berat penyeimbang:

$$\begin{aligned}
 W_b &= m_b \times 9,81 \\
 &= 0,3 \times 9,81 \\
 &= 2,94 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi berat penyeimbang sebesar 2,94 N

- Untuk gaya vertikal seperti pada gambar 4.3 dan 4.4:



Gambar 4.3. Uraian Gaya Arah Vertikal pada Poros Pamarut

Dari gambar 4.3. dapat dihitung besarnya gaya arah vertikal pada bearing.

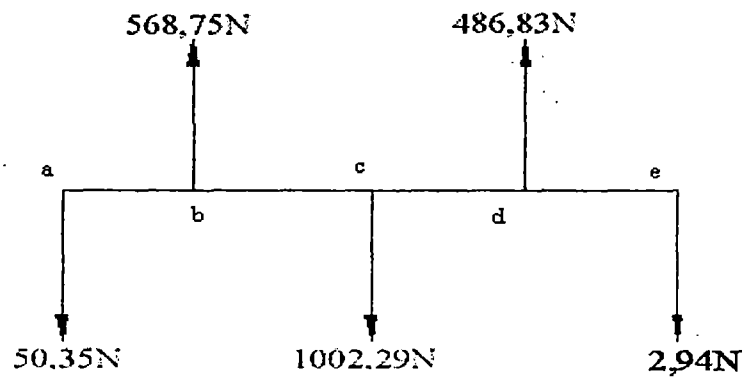
$$\begin{aligned}
 +(\text{cw})\Sigma M_a &= 0 \\
 -(A_y \times 0,08) + ((W_s + W_p) \times 0,19) - (B_y \times 0,30) + (W_b \times 0,38) &= 0 \\
 -0,08 \cdot A_y + ((993,10 + 9,19) \times 0,19) - 0,3 \cdot B_y + (2,94 \times 0,38) &= 0 \\
 0,08 \cdot A_y + 0,3 \cdot B_y &= 191,55 \dots\dots\dots (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 -W_{pl} - F_{pl} + A_y - W_s - W_p + B_y - W_b &= 0 \\
 -15,11 - 35,24 + A_y - 993,10 - 9,19 + B_y - 2,94 &= 0 \\
 A_y + B_y &= 1055,58 \dots\dots\dots (2)
 \end{aligned}$$

Persamaan (1) dan (2):

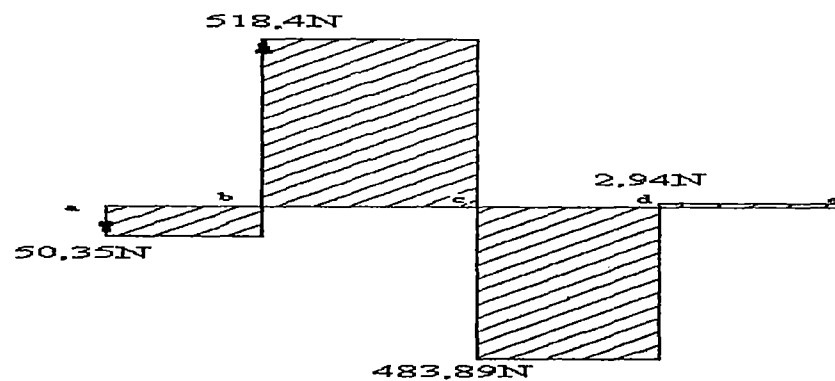
$$\begin{aligned}
 0,08 \cdot A_y + 0,3 \cdot B_y &= 191,55 & A_y + B_y &= 1055,58 \\
 0,3A_y + 0,3B_y &= 316,67 & B_y &= 1055,58 - 568,75 \\
 0,22A_y &= 125,12 & &= 486,83 \text{ N } \uparrow \\
 A_y &= 568,75 \text{ N } \uparrow & &
 \end{aligned}$$

Jadi didapatkan gaya arah vertikal pada bearing A dan B sebesar 568,75 N dan 486,83 N dengan arah ke atas.



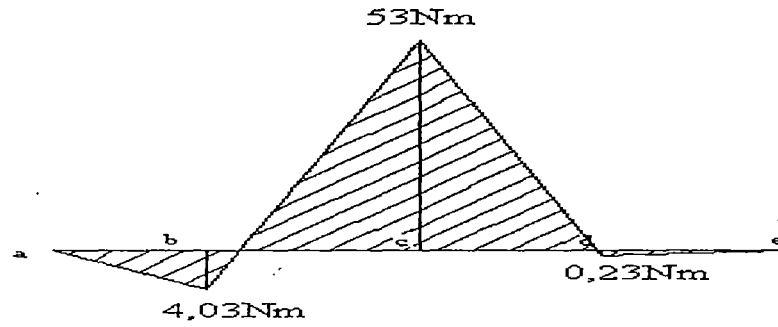
Gambar 4.4. Diagram Benda Bebas Arah Vertikal pada Poros Pamarut

Setelah besar seluruh gaya diketahui maka dapat ditentukan besar gaya geser seperti yang tampak pada gambar 4.5.



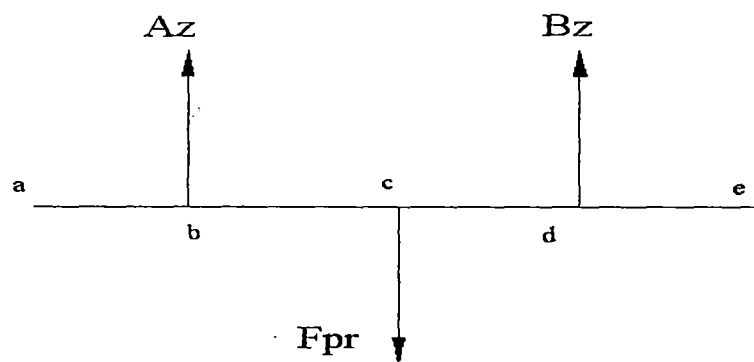
Gambar 4.5. Diagram Gaya Geser Arah Vertikal pada Poros Pamarut

Selain itu juga dapat ditentukan besar momen torsi seperti yang tampak pada gambar 4.6.



Gambar 4.6. Diagram Momen Torsi Arah Vertikal pada Poros Pemarut

- Untuk gaya horisontal seperti pada gambar 4.7 dan 4.8:



Gambar 4.7. Uraian Gaya Arah Horisontal pada Poros Pemarut

$$F_{pr} = 10,595 \text{ N}$$

Dari gambar 4.7. dapat dihitung besarnya gaya arah horisontal pada bearing.

$$+(cw)\Sigma M_b = 0$$

$$(F_{pr} \times 0,11) - (B_z \times 0,22) = 0$$

$$0,22 \cdot B_z = 0,11 \times 10,595$$

$$B_z = 5,3 \text{ N}$$

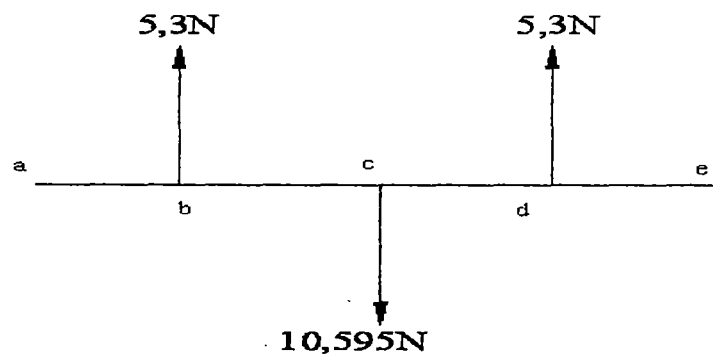
$$+\uparrow \Sigma F_z = 0$$

$$A_z + B_z - F_{pr} = 0$$

$$A_z = 10,595 - 5,3$$

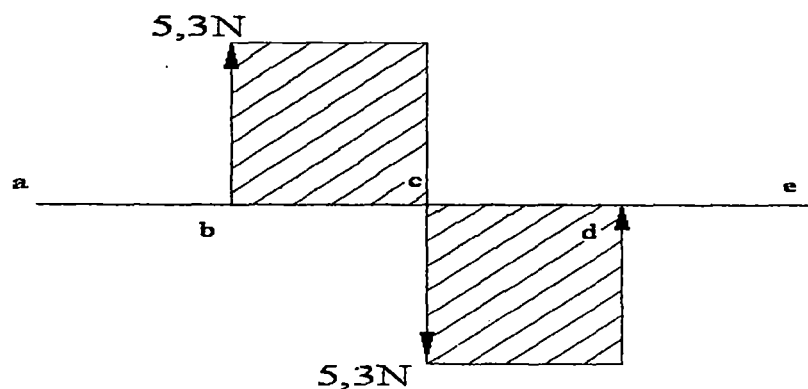
$$= 5,3\text{N}$$

Jadi didapatkan gaya arah horisontal pada bearing A dan B sebesar 568,75 N dan 486,83 N dengan arah ke kiri.



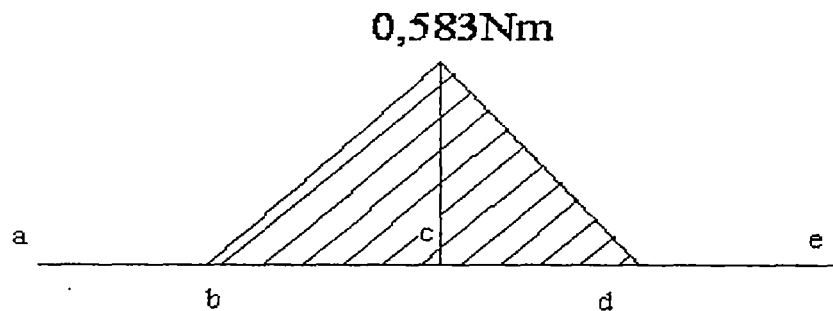
Gambar 4.8. Diagram Benda Bebas Arah Horisontal pada Poros Pamarut

Setelah besar seluruh gaya diketahui maka dapat ditentukan besar gaya geser seperti yang tampak pada gambar 4.9.



Gambar 4.9. Diagram Gaya Geser Arah Horisontal pada Poros Pamarut

Selain itu juga dapat ditentukan besar momen torsi seperti yang tampak pada gambar 4.10.



Gambar 4.10. Diagram Momen Torsi Arah Vertikal pada Poros Pamarut

Dari diagram-diagram di atas maka momen lentur terbesar dari poros pamarut arah horisontal dan vertikal adalah: 53 Nm dan 0,583 Nm. Maka momen resultannya:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \\
 &= \sqrt{53^2 + 0,583^2} \\
 &= 53,003 \text{ N} \cdot \text{m} = 53003 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Torsi yang bekerja pada poros:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{716,2 \cdot \text{Hp}}{n} \\
 &= \frac{716,2 \times 0,25}{1420} \\
 &= 0,101 \times 9,8 \times 1000 \\
 &= 1235,7 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Untuk mencari diameter minimum poros yang mengalami beban puntir dan lentur:

$$\begin{aligned}
\frac{0,58 \cdot S_{yp}}{N} &\geq \frac{16}{\pi \cdot d^3} \times \sqrt{M^2 + T^2} \\
\frac{0,58 \times 330}{2,5} &\geq \frac{16}{3,14 \times d^3} \times \sqrt{(53003^2) + (1235,7^2)} \\
68,44 &= \frac{848195,49}{3,14 \times d^3} \\
68,44 \cdot d^3 &= 270125,95 \\
d^3 &= 3946,9 \\
d &= \sqrt[3]{3946,9} \\
d &\geq 15,8 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Jadi diameter minimum poros adalah: 15,8 mm. Untuk menyesuaikan dengan bantalan maka digunakan diameter 20 mm.

4.1.6. Bantalan pada Pamarut

Dari analisa beban pada poros, dapat ditentukan bantalan yang digunakan adalah jenis bantalan bola radial, alur dalam baris tunggal, diameter poros yang dipakai 20 mm. Kedua bantalan ini memiliki kode 6204. Maka diketahui:

tidak ada gaya aksial yang bekerja pada poros	: $X = 1$ dan $Y = 0$
ring dalam berputar	: $V = 1$
ball bearing	: $b = 3$
kapasitas dinamis bantalan	: $C = 12700$

Maka:

- Untuk bantalan A:

gaya radial yang bekerja pada bantalan:

$$\begin{aligned}
F_r &= \sqrt{A_y^2 + A_z^2} \\
&= \sqrt{568,75^2 + 5,3^2} \\
&= 568,77 \text{ N}
\end{aligned}$$

beban dinamis yang terjadi pada bantalan:

$$\begin{aligned}
P &= (V \cdot X \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \\
&= 1 \times 1 \times 568,77 \\
&= 568,77 \text{ N}
\end{aligned}$$

umur bantalan:

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{10^6}{60 \cdot n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^3 \\
 &= \frac{10^6}{60 \times 1420} \times \left(\frac{12700}{568,77} \right)^3 \\
 &= 130665,68 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Jika dibagi dengan jumlah jam kerja dalam sehari (8 jam) maka didapat umur bearing sebesar: 44,75 tahun

- Untuk bantalan B:

gaya radial yang bekerja pada bantalan:

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sqrt{B_y^2 + B_z^2} \\
 &= \sqrt{486,83^2 + 5,3^2} \\
 &= 486,86 \text{ N}
 \end{aligned}$$

beban dinamis yang terjadi pada bantalan:

$$\begin{aligned}
 P &= (V \cdot X \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \\
 &= 1 \times 1 \times 486,86 \\
 &= 486,86 \text{ N}
 \end{aligned}$$

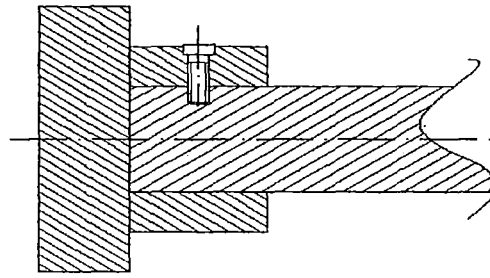
umur bantalan:

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{10^6}{60 \cdot n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^3 \\
 &= \frac{10^6}{60 \times 1420} \times \left(\frac{12700}{486,86} \right)^3 \\
 &= 208333,58 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Jika dibagi dengan jumlah jam kerja dalam sehari (8 jam) maka didapat umur bearing sebesar: 71,35 tahun

4.1.7. Pen pada Pemarut

Pen pada mekanisme pemarut digunakan untuk menghubungkan puli dengan poros, sehingga puli dapat berputar mengikuti putaran poros.



Gambar 4.11. Posisi Pen terhadap Poros

Data perencanaan untuk menghitung pen:

Bahan pen = St-37

Kekuatan tarik: S_U = 360 N/mm²

Diameter poros = 20 mm

Torsi = 988,56 N.mm

Panjang pen ulir = 19 mm

Angka keamanan: N = 2,5 (bahan diketahui, beban konstan)

- Tegangan pada *yield point* (S_{yp}):

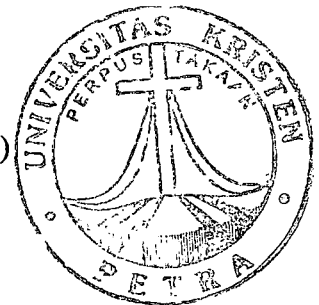
$$\begin{aligned} S_{yp} &= 0,5 \cdot S_U \\ &= 0,5 \times 360 \\ &= 180 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

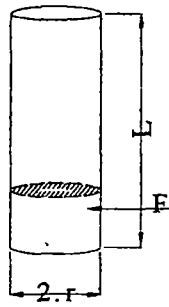
- tegangan geser maksimum yang terjadi pada pen adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} |\tau| &= \frac{0,58 \cdot S_{yp}}{N} \\ &= \frac{0,58 \times 180}{2,5} \\ &= 45 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Gaya akibat Torsi:

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{T}{d/2} \\ &= \frac{988,56}{20/2} \\ &= 98,86 \text{ N} \end{aligned}$$





Gambar 4.12. Luasan Pen yang Terkena Tegangan Geser

Dari gambar 4.12. dapat dilihat jari-jari pen dikatakan aman terhadap tegangan geser dan layak dipakai jika:

$$|\tau| \geq \frac{F_t}{\pi \cdot r^2}$$

$$45 \geq \frac{98,86}{3,14 \times r^2}$$

$$r^2 \geq 0,69$$

$$r \geq 0,84\text{mm}$$

Namun dalam perencanaan ini digunakan pen ulir dengan jari-jari 4 mm dan panjang 19 mm.

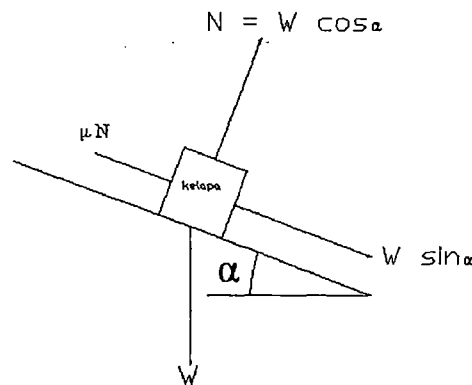
4.2. Mekanisme Pemas

Mekanisme pemas menggunakan batang penekan yang berulir. Uli berfungsi untuk menjalankan agar batang tersebut naik atau turun. Pada saat turun, batang akan menekan parutan kelapa hingga menghasilkan santan.

Kapasitas santan yang dihasilkan dari mekanisme pemasan ini direncanakan sebesar 150 ml/menit. Dari kapasitas ini dapat ditentukan kecepatan putaran batang penekan untuk bergerak naik atau turun.

4.2.1. Kapasitas Bak Pemas

Sebelum merencanakan tabung pemas, terlebih dahulu direncanakan kemiringan saluran masuk yang membawa hasil parutan masuk ke dalam bak pemas.



Gambar 4.13. Arah Gaya Gesek

Dari gambar 4.13 dapat dihitung besarnya sudut α , untuk mencari kemiringan pada hopper;

$$W \sin \alpha \geq \mu \times W \cos \alpha$$

Diasumsikan koefisien gesek sebesar 0,4, maka:

$$\mu = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$$

$$0,4 = \tan \alpha$$

$$\alpha = 21,8^\circ$$

Jadi kemiringan hopper minimum adalah: $21,8^\circ$

Volume bak pemerasan yang berbentuk silinder direncanakan dengan rumus:

$$V = \frac{1}{4} \cdot \pi \times d^2 \times t$$

dimana:

d = diameter dalam bak = 9 cm

t = tinggi bak = 25 cm

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{4} \times 3,14 \times 9^2 \times 25 \\ &= 1589,625 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Sedangkan luas penampang bak:

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times 3,14 \times 9^2 \\ &= 63,585 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan luas penampang ini digunakan untuk menentukan ketinggian hasil parutan di dalam tabung.

4.2.2. Gaya Tekan Minimum

Perhitungan gaya tekan minimum dilakukan dengan mengadakan percobaan. Percobaan dilakukan dengan memberi beban di atas hasil parutan 1 buah kelapa yang diletakan pada bak pemerasan, sehingga didapatkan beban minimum untuk mendapatkan santan sesuai kapasitas yang diinginkan. Data lebih lanjut dapat dilihat di tabel 4.2.

Tabel 4.2. Besar Beban Minimum untuk Memeras Santan

Percobaan	Beban (kg)	Pengamatan
1	40	Hanya keluar santan beberapa tetes.
2	50	Santan mulai mengalir keluar.
3	60	Santan yang mengalir lebih banyak.
4	65	Semakin banyak santan yang mengalir.
5	70	Lebih sedikit dibanding sebelumnya.
6	75	Hanya keluar santan beberapa tetes.

7	80	Tidak ada lagi santan yang keluar.
---	----	------------------------------------

Total santan yang dihasilkan = 155 ml

Ketinggian hasil parutan mula-mula (dipadatkan) = 10,5 cm

Ketinggian hasil parutan setelah diperas = 7,5 cm

Beban minimum = 80 kg

Dari hasil percobaan ditentukan gaya tekan minimum yang dibutuhkan untuk memeras santan dari satu buah kelapa adalah:

$$\begin{aligned} F &= m \times g \\ &= 80 \times 9.81 \\ &= 784,8 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk menghindari terjadinya penambahan gaya tekan karena adanya percepatan pada saat percobaan, maka gaya tekan minimum yang digunakan diperbesar menjadi: $784,8 \times 2 = 1569,6 \text{ N}$.

Dalam perhitungan digunakan gaya tekan sebesar: 2000 N

4.2.3. Poros Pemas

Poros pemas yang digunakan adalah poros ulir persegi rangkap empat.

Data awal dari poros yang digunakan adalah sebagai berikut:

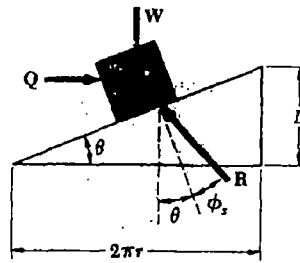
diameter luar	= 2,8 cm
diameter dalam	= 2,6 cm
jarak-bagi	= 0,7 cm
koefisien gesek	= 0,35
bahan	= Baja St-60
kekuatan tarik: S_{yp}	= 330 N/mm ²
angka keamanan: N	= 2,5
Faktor pemakaian: C_B	= 2 (untuk penekanan)

Tegangan pada yield point (S_{yp}):

$$\begin{aligned} S_{yp} &= 0,5 \cdot S_u \\ &= 0,5 \times 590 \\ &= 295 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Jari-jari rata-rata poros ulir adalah: } r = \frac{1,4 + 1,3}{2} = 1,35 \text{ cm}$$

Karena poros ini berulir rangkap 4 (empat), maka jarak maju L sama dengan empat kali jarak bagi: $L = 4 \times 0,7 = 2,8\text{cm}$



Gambar 4.14. Diagram Benda Bebas Poros Berulir

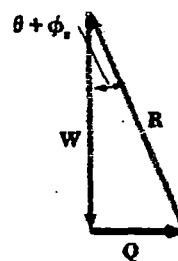
Gaya Q adalah gaya yang dibutuhkan untuk memutar poros, sedangkan gaya W adalah gaya tekan minimum untuk memeras kelapa. Dari gambar 4.14, sudut maju θ dan sudut gesekan ϕ_s dapat diperoleh dengan rumus:

$$\tan \theta = \frac{L}{2 \cdot \pi \times r} = \frac{2,8}{2 \times 3,14 \times 1,35}$$

$$\theta = 18,28^\circ$$

$$\tan \phi_s = \mu_s = 0,35$$

$$\phi_s = 19,3^\circ$$



Gambar 4.15. Segitiga Gaya

Gaya W adalah gaya tekan minimum = 2000 N

Dari gambar 4.15 dapat dihitung gaya Q:

$$\begin{aligned} Q &= W \times \tan(\phi_s + \theta) \\ &= 2000 \times \tan(18,28^\circ + 19,3^\circ) \\ &= 1539,1 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi besar torsi untuk memeras santan adalah:

$$\begin{aligned} T &= Q \times r \\ &= 1539,1 \times 0,0135 \\ &= 20,78 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Ketinggian maksimum plat penekan = 21 cm

Ketinggian minimum plat penekan = 15 cm

Untuk mencari kecepatan putaran poros dilakukan dengan membagi beda ketinggian plat dengan jarak maju, kemudian dibagi lagi dengan waktu yang diinginkan:

$$\begin{aligned} n &= \frac{t_1 - t_2}{L} \bigg/ 0,35 \text{ menit} \\ &= \frac{21 - 15}{2,8} \bigg/ 0,35 \\ &= 6,12 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Torsi mekanisme didapat dengan cara mengalikan momen inersia silinder dengan percepatan sudut silinder.

$$\text{Torsi} = I_{\text{mekanisme}} \times \alpha_{\text{mekanisme}}$$

Momen inersia mekanisme merupakan jumlah dari momen inersia poros ulir dan plat pemeran:

$$I_{\text{mekanisme}} = I_{\text{poros}} + I_{\text{plat}}$$

- Perhitungan momen inersia poros:

Poros terbuat dari baja St-60 dengan massa jenis: 7849 kg/m^3 . Sehingga dapat dicari massa poros:

$$\begin{aligned} m_p &= v_p \times \rho_p \\ &= 0,25 \cdot \pi \times d^2 \times \text{panjang} \times \rho_s \\ &= 0,25 \times 3,14 \times 0,027^2 \times 0,85 \times 7849 \\ &= 3,82 \text{ kg} \end{aligned}$$

maka momen inersia poros:

$$\begin{aligned} I_p &= 0,5 \times m_p \times r^2 \\ &= 0,5 \times 3,82 \times 0,0135^2 \\ &= 3,48 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

- Perhitungan momen inersia plat:

Plat terbuat dari aluminium, dengan massa: 0,5 kg. Diameter plat: 4,5 cm

maka momen inersia plat:

$$\begin{aligned} I_{\text{plat}} &= 0,25 \times m_{\text{plat}} \times r^2 \\ &= 0,25 \times 0,5 \times 0,0225^2 \\ &= 0,633 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Momen inersia keseluruhan mekanisme:

$$\begin{aligned} I_{\text{mekanisme}} &= I_{\text{poros}} + I_{\text{plat}} \\ &= 3,48 \times 10^{-4} + 0,633 \times 10^{-4} \\ &= 4,112 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

- Mencari percepatan sudut poros:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2 \times 3,14 \times 6,12}{60} = 0,64 \text{ rad/dt} \end{aligned}$$

diasumsikan waktu yang diperlukan untuk mencapai kecepatan konstan:

$$t_1 = 1 \text{ dt}$$

maka percepatan sudut pada poros atau mekanisme:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0} \\ &= \frac{0,64 - 0}{1 - 0} = 0,64 \text{ rad/dt}^2 \end{aligned}$$

- Torsi mekanisme:

$$\begin{aligned} \text{Torsi} &= I_{\text{mekanisme}} \times \alpha_{\text{poros}} \\ &= 4,112 \times 10^{-4} \times 0,64 \\ &= 0,000263 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Torsi total = torsi untuk memeras + torsi mekanisme

$$= 20,78 + 0,000263$$

$$= 20,780263 \text{ N.m} = 20780,26 \text{ N.mm}$$

Perhitungan diameter poros:

$$\begin{aligned} \frac{0,58 \cdot S_{yp}}{C_B \cdot N} &\geq \frac{16}{\pi \cdot d^3} \times T \\ \frac{0,58 \times 330}{2 \times 2,5} &\geq \frac{16}{3,14 \times d^3} \times 20780,26 \\ 34,22 &= \frac{332484,16}{3,14 \times d^3} \\ 34,22 \cdot d^3 &= 105886,68 \\ d^3 &= 3094,3 \\ d &= \sqrt[3]{3094,3} \\ d &\geq 14,57 \text{ mm} \end{aligned}$$

diameter minimum poros ulir untuk pemeras sebesar: 14,57 mm, jadi diameter poros yang sebelumnya direncanakan 27 mm dapat dikatakan memenuhi syarat.

4.2.4. Motor pada Pemeras

Dari hasil perhitungan, torsi total dan putran didapatkan berturut-turut 20,78 N.m dan 6,12 rpm. Sedangkan efisiensi yang di dapat dari lampiran 9 untuk faktor sabuk dan puli (f_s), faktor bearing (f_b), faktor roda gigi kerucut (f_{bg}), faktor roda gigi cacing (f_{wg}), dan faktor rantai dan sproket (f_r) berturut-turut adalah: 0,8; 0,9; 0,9; 0,8; dan 0,9

Dari data di atas, maka dapat dihitung daya motor yang akan digunakan:

$$\begin{aligned} T &= 9554 \times \frac{\text{kW}}{n} \\ \text{Daya motor} &= \frac{T \times n}{9554} \\ &= \frac{20,78 \times 6,12}{9554} \\ &= 0,0133 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{Daya motor sesungguhnya} \geq \frac{H_p}{f_s \times f_b \times f_{bg} \times f_{wg} \times f_r}$$

$$\geq \frac{0,0133 \text{ kW}}{0,8 \times 0,9 \times 0,9 \times 0,8 \times 0,9} \times \frac{1,341 \text{ Hp}}{1 \text{ kW}}$$

$$\geq 0,038 \text{ Hp}$$

Maka digunakan motor yang menghasilkan daya: 0,5 Hp

Torsi yang dihasilkan oleh motor sebesar:

$$T = \frac{716,2 \cdot \text{Hp}}{n}$$

$$= \frac{716,2 \times 0,5}{1420}$$

$$= 0,252 \times 9,8$$

$$= 2,47 \text{ N.m}$$

Untuk memenuhi torsi yang dibutuhkan maka digunakan perbandingan transmisi dari komponen-komponen mekanisme, yang akan dibahas lebih lanjut.

4.2.5. Roda Gigi Kerucut Lurus pada Pemeras

Roda gigi kerucut lurus terdiri dari pinion dan roda gigi besar. Data awal perencanaan roda gigi kerucut lurus:

Daya yang ditransmisikan (P)	= 0,37 kW
putaran roda gigi besar (n_2)	= 6,31 rpm
sudut poros (Σ)	= 90°
sisi kerucut (R)	= 95 mm
jarak bagi diametral ujung luar (p)	= 9,4 mm
jumlah gigi pada kerucut (z_1)	= 20
jumlah gigi pada roda gigi besar (z_2)	= 60

- Mencari perbandingan putaran:

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

$$= \frac{60}{20} = 3$$

- Mencari modul:

$$m = \frac{p}{3,14}$$

$$= \frac{9,4}{3,14} = 3 \text{ mm}$$

- Sudut kerucut jarak bagi pada pinion δ_1 dan pada roda gigi besar δ_2 :

$$\delta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{1}{i}\right) = \tan^{-1}0,33 = 18,43^\circ \approx 20^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 20^\circ = 70^\circ$$

- Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar:

$$d = 2 \cdot R \sin \delta$$

$$d_1 = 2 \times 95 \times \sin 20^\circ = 60 \text{ mm}$$

$$d_2 = 2 \times 95 \times \sin 70^\circ = 178,5 \text{ mm} \approx 180 \text{ mm}$$

- Kecepatan linier pada roda gigi kerucut:

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 \times 6,31 \times 180}{60000} \\ &= 0,06 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

- Beban tangensial pada roda gigi kerucut:

$$\begin{aligned} F &= \left(\frac{102 \times P}{v} \right) \\ &= \left(\frac{102 \times 0,37}{0,06} \right) \\ &= 629 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Beban permukaan yang diijinkan:

$$F_H = \sigma_c^2 \times \frac{3,14 \times 0,25 \cdot d_1^2}{C_p^2} \times \frac{C_v \cdot I}{C_0 \cdot C_m \cdot C_f}$$

σ_c = tegangan kontak yang diijinkan

bahan: baja celup dingin sementasi = $189 \text{ kg} / \text{mm}^2$

d_1 = diameter pinion = 60 mm

Dari tabel pada referensi 4 halaman 271 didapat:

C_p = koefisien elastis = 74,2

C_v = faktor dinamis = 0,7

I = faktor geometri = 0,11

C_0 = faktor beban lebih = 1,25

C_m = faktor distribusi beban = 1,1

C_f = faktor kondisi permukaan 1

$$F_H = \sigma_c^2 \times \frac{3,14 \times 0,25 \times d_l^2}{C_p^2} \times \frac{C_v \cdot I}{C_0 \cdot C_m \cdot C_f}$$

$$= 189^2 \times \frac{3,14 \times 0,25 \times 60^2}{74,2^2} \times \frac{0,7 \times 0,11}{1,25 \times 1,1 \times 1}$$

$$= 1026,78 \text{ kg}$$

- Beban lentur yang diijinkan:

$$F_b = \frac{\sigma_a \cdot 3,14 \times 0,25 \cdot d^2 \cdot K_v \cdot J}{K_0 \cdot K_s \cdot K_m}$$

Dari tabel pada referensi 4 halaman 271 didapat:

σ_a = tegangan lentur yang diijinkan

bahan: baja celup dingin dan temper = 22,7 kg/mm²

K_v = faktor dinamis = 0,9

J = faktor geometri = 0,28

K_0 = faktor beban lebih = 1

K_s = faktor ukuran = 0,5

K_m = faktor distribusi beban = 1,1

$$F_b = \frac{\sigma_a \cdot 3,14 \times 0,25 \times d^2 \times K_v \cdot J}{K_0 \cdot K_s \cdot K_m}$$

$$= \frac{22,7 \times 3,14 \times 0,25 \times 60^2 \times 0,9 \times 0,28}{1 \times 0,5 \times 1,1}$$

$$= 29392,46 \text{ kg}$$

Dari hasil perhitungan didapatkan: $F < F_H$ dan $F < F_b$, berarti untuk beban permukaan bahan dan dimensi roda gigi kerucut lurus dapat digunakan dalam mekanisme.

4.2.6. Transmisi Rantai Rol dan Sproket pada Pemeras

Jika daya yang akan ditransmisikan: 0,37 kW

Faktor keamanan untuk sproket dengan 1 rangkaian: 6 (referensi 4)

Jumlah gigi yang direncanakan pada sproket:

sproket besar (z_2) = 35

sproket kecil (z_1) = 14

Putaran yang direncanakan: 18,93 rpm

Maka:

$$\begin{aligned}\frac{z_2}{z_1} &= \frac{n_1}{n_2} \\ n_1 &= \frac{35}{14} \times 18,93 \\ &= 47,33 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas didapatkan reduksi putaran sebesar:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{47,33}{18,93} = 2,5$$

Jika sementara dipilih nomor rantai 40 rangkaian tunggal dan jumlah mata rantai 47 buah, dari referensi 4 diperoleh:

$$\begin{aligned}\text{Jarak-bagi (p)} &= 12,7 \\ \text{Gaya tarik rata-rata (F}_a\text{)} &= 1950 \text{ kg} \\ \text{Gaya maksimum yang diijinkan (F}_u\text{)} &= 300 \text{ kg} \\ \text{Jumlah gigi sproket (z}_1\text{ dan z}_2\text{)} &= 15 \text{ dan } 36\end{aligned}$$

Maka kecepatan rantai (daerah kecepatan < 10 m/dt):

$$\begin{aligned}v &= \frac{p \times z_1 \times n_1}{1000 \times 60} \\ &= \frac{12,7 \times 15 \times 47,33}{60000} \\ &= 0,15 \text{ m/dt}\end{aligned}$$

Beban tangensial yang bekerja pada rantai:

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{102 \cdot P}{v} \\ &= \frac{102 \times 0,37}{0,15} \\ &= 251,6 \text{ kg}\end{aligned}$$

Faktor keamanan dari gaya yang bekerja pada rantai:

$$\begin{aligned}S_f &= \frac{F_a}{F} \\ &= \frac{1950}{251,6} \\ &= 7,75\end{aligned}$$

Dilakukan pengecekan:

- Faktor keamanan yang diijinkan < faktor keamanan yang akan dipakai: $6 < 7,75 \rightarrow$ baik
- Beban maksimum yang terjadi < beban maksimum yang diijinkan:
 $251,6 \text{ kg} < 300 \text{ kg} \rightarrow$ baik

Maka:

- Nomor rantai yang dipilih adalah No.40 rangkaian tunggal dengan 47 mata rantai.
- Jumlah gigi sproket yang digunakan = 15 dan 36
- Jarak sumbu poros = 48 cm

4.2.7. Poros pada Pemeras

Data awal dalam perhitungan poros pada pemeras adalah sebagai berikut:

Bahan = baja St-60

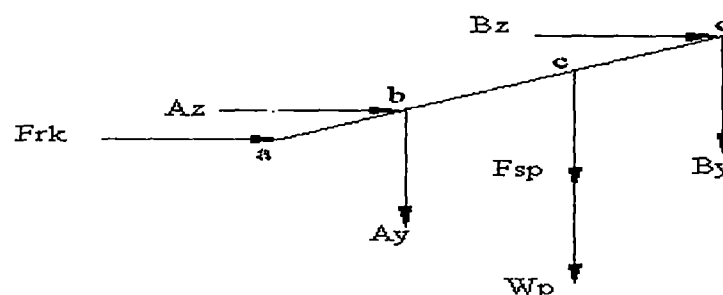
yield strength (S_{yp}) = 330 N/mm^3

angka keamanan (N) = 2,5 (bahan diketahui, beban konstan)

Tegangan pada yield point (S_{yp}):

$$\begin{aligned} S_{yp} &= 0,5 \cdot S_u \\ &= 0,5 \times 590 \\ &= 295 \text{ N/mm}^3 \end{aligned}$$

Uraian gaya yang bekerja pada poros ditunjukan gambar 4.16.



Gambar 4.16. Uraian Gaya Poros pada Pemeras

Keterangan gambar:

F_{rk} = gaya roda gigi kerucut terhadap poros (N)

A_z = gaya horisontal pada bantalan A (N)

A_y = gaya vertikal pada bantalan A (N)

F_{sp} = gaya sproket terhadap poros (N)

W_p = berat poros (N)

B_z = gaya horisontal pada bantalan B (N)

B_y = gaya vertikal pada bantalan B (N)

Jarak pada gambar:

Jarak a – b = 12 cm

Jarak b – c = 8 cm

Jarak c – d = 8 cm

- Berat poros (W_p):

Beban poros sesungguhnya merupakan beban terdistribusi:

$$\begin{aligned} w_p &= \rho \times g \times A \\ &= 7849 \times 9,81 \times 3,14 \times (0,0125)^2 \\ &= 37,78 \text{ N/m} \end{aligned}$$

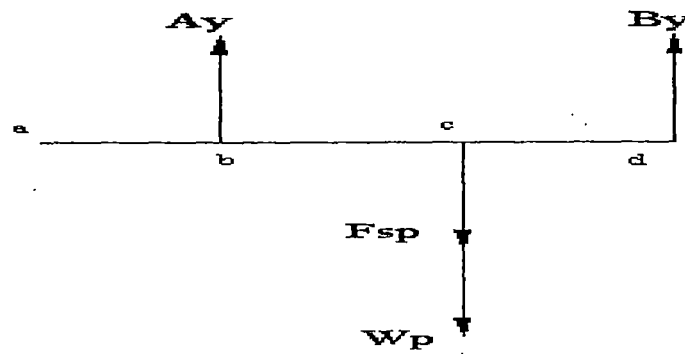
Dalam perhitungan digunakan beban terpusat poros:

$$\begin{aligned} W_p &= w \times L \\ &= 37,78 \times 0,28 \\ &= 10,58 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya roda gigi kerucut pada poros = 6170,5 N

Gaya sproket pada poros = 2468,2 N

Untuk gaya vertikal seperti pada gambar 4.17 dan 4.18:



Gambar 4.17. Uraian Gaya Arah Vertikal Poros pada Pemas

Dari gambar 4.17 dapat dicari gaya arah vertikal pada bearing:

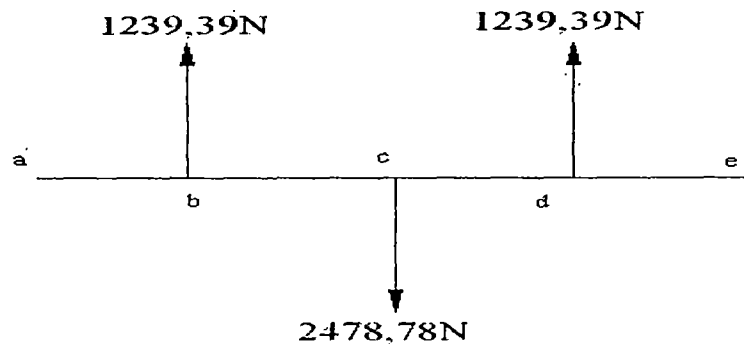
$$\begin{aligned}
 + (cw) \Sigma M_c &= 0 \\
 (A_y \times 0,08) - (B_y \times 0,08) &= 0 \\
 A_y &= B_y \dots \dots \dots (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 A_y + B_y - W_p - F_{sp} &= 0 \\
 A_y + B_y - 10,58 - 2468,5 &= 0 \\
 A_y + B_y &= 2478,78 \dots \dots \dots (2)
 \end{aligned}$$

Persamaan (1) dan (2):

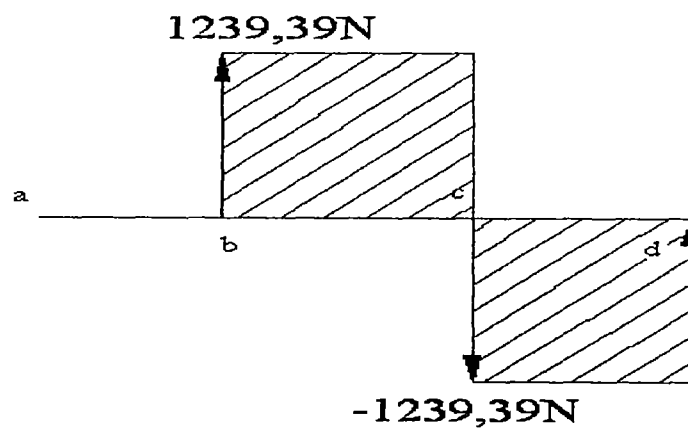
$$\begin{aligned}
 A_y + B_y &= 2478,78 \\
 A_y + A_y &= 2478,78 \\
 2A_y &= 2478,78 \\
 A_y &= 1239,39 \text{ N } \uparrow \\
 B_y &= 1239,39 \text{ N } \uparrow
 \end{aligned}$$

Jadi didapatkan gaya arah vertikal pada bearing A dan B sama yaitu sebesar 12390,39 N dengan arah ke atas.



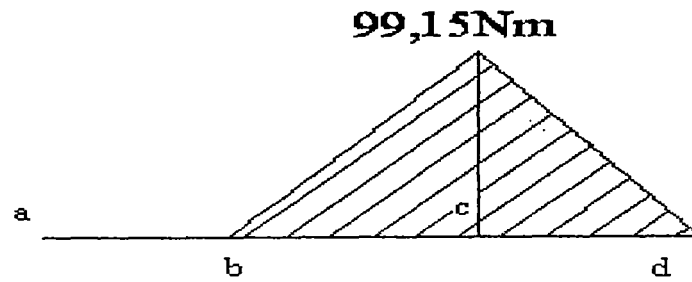
Gambar 4.18. Diagram Benda Bebas Arah Vertikal pada Poros

Setelah besar seluruh gaya diketahui maka dapat ditentukan besar gaya geser seperti yang tampak pada gambar 4.19.



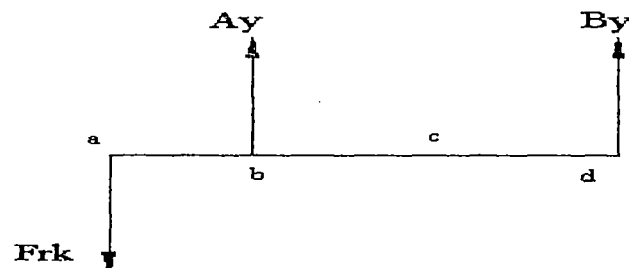
Gambar 4.19. Diagram Gaya Geser Arah Vertikal pada Poros

Selain itu juga dapat ditentukan besar momen torsi seperti yang tampak pada gambar 4.20.



Gambar 4.20. Diagram Momen Torsi arah Vertikal pada Poros

Untuk gaya horizontal seperti pada gambar 4.21 dan 4.22:



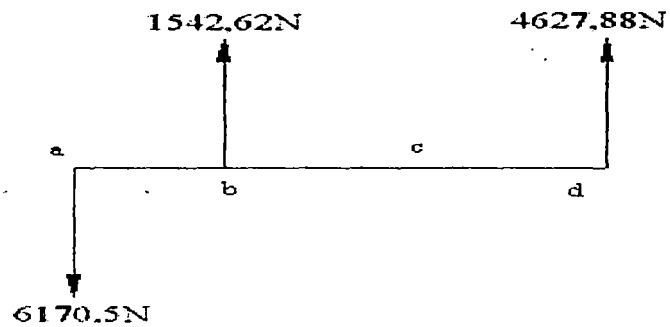
Gambar 4.21. Uraian Gaya Arah Horizontal pada Poros

Dari gambar 4.17 dapat dicari gaya arah vertikal pada bearing:

$$\begin{aligned}
 &+ (cw) \Sigma M_b = 0 \\
 &-(F_{rk} \times 0,12) + (B_z \times 0,16) = 0 \\
 &0,16 \cdot B_z = 0,12 \times 6170,5 \\
 &B_z = 4627,88 \text{ N}
 \end{aligned}$$

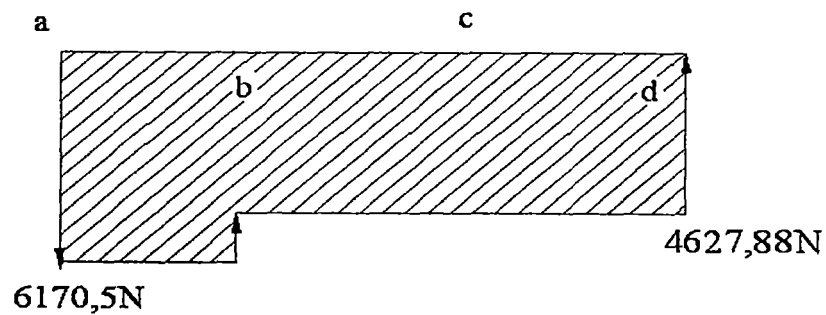
$$\begin{aligned}
 &+ \uparrow \Sigma F_z = 0 \\
 &A_z + B_z - F_{rk} = 0 \\
 &A_z = 6170,5 - 4627,88 \\
 &= 1542,62 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi didapatkan gaya arah horizontal pada bearing A dan B sebesar 1542,62 N dan 4627,88 N dengan arah ke kanan.



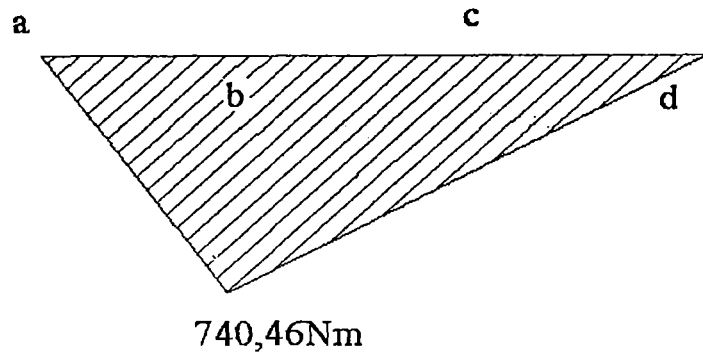
Gambar 4.22. Diagram Benda Bebas Arah Horizontal pada Poros

Setelah besar seluruh gaya diketahui maka dapat ditentukan besar gaya geser seperti yang tampak pada gambar 4.23.



Gambar 4.23. Diagram Gaya Geser Arah Horizontal pada Poros

Selain itu juga dapat ditentukan besar momen torsi seperti yang tampak pada gambar 4.24.



Gambar 4.24. Diagram Momen Torsi Arah Horizontal pada Poros

Dari diagram-diagram di atas maka momen lentur terbesar dari poros pemarut arah horizontal dan vertikal adalah: 99,15 Nm dan 740,46 Nm. Maka momen resultannya:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \\
 &= \sqrt{99,15^2 + 740,46^2} \\
 &= 747,068 \text{ Nm} = 747068 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Torsi yang bekerja pada poros:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{716,2 \cdot \text{Hp}}{n} \\
 &= \frac{716,2 \times 0,37}{18,93} \\
 &= 13,99 \times 9,8 \times 1000 \\
 &= 137186,54 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Untuk mencari diameter minimum poros yang mengalami beban lentur dan puntir:

$$\begin{aligned}\frac{0,58 \cdot Syp}{N} &\geq \frac{16}{\pi \cdot d^3} \times \sqrt{M^2 + T^2} \\ \frac{0,58 \times 330}{2,5} &\geq \frac{16}{3,14 \times d^3} \times \sqrt{(747068^2) + (137186,54^2)} \\ 68,44 &= \frac{121152953,15}{3,14 \times d^3} \\ 68,44 \cdot d^3 &= 3870367,25 \\ d^3 &= 56551,25 \\ d &= \sqrt[3]{56551,25} \\ d &\geq 38,38 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jadi diameter minimum poros adalah: 38,38 mm. Untuk menyesuaikan dengan bantalan maka digunakan diameter 40mm.

4.2.8. Roda Gigi Cacing pada Pemeras

Data awal perencanaan roda gigi cacing;

daya yang ditransmisikan (P)	= 0,37 kW
perbandingan putaran (i)	= 30
putaran (n)	= 47,33 rpm
jumlah gigi cacing (z_1)	= 1
jumlah gigi pada roda gigi (z_2)	= 30
sudut kisar (γ)	= 8°
jarak antar poros (a)	= 200mm
lingkaran jarak bagi (DP)	= 1,8
sudut lengkungan sisi gigi (Φ)	= 90°

Pada roda gigi cacing terdapat dua jenis torsi, yaitu torsi yang terjadi pada poros roda gigi dan poros cacing.

- Torsi pada poros roda gigi:

$$\begin{aligned}T_2 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{P}{n} \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,37}{47,33} \\ &= 7614,2 \text{ kg} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

- Torsi pada poros cacing:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{P}{i \times n} \\
 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,37}{30 \times 47,33} \\
 &= 253,81 \text{ kg} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Besarnya torsi akan menentukan diameter poros.

Data-data yang diperlukan untuk perhitungan diameter poros di dapat dari referensi 4:

Bahan poros : Besi St-50
 S_u : 50 kg/mm²
 Angka keamanan : $Sf_1 = 6$
 $Sf_2 = 2,5$

$$\begin{aligned}
 |\tau| &= \frac{S_u}{Sf_1 \times Sf_2} \\
 &= \frac{50}{6 \times 2,5} = 3,33 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times T}$$

$$d_{s2} = \sqrt[3]{\frac{5,1}{3,33} \times 7614,2} = 22,68 \text{ mm}$$

$$d_{s2} = \sqrt[3]{\frac{5,1}{3,33} \times 253,81} = 7,3 \text{ mm}$$

diameter minimum untuk poros cacing = 23 mm

diameter minimum untuk poros roda gigi = 8 mm

Cacing dan porosnya merupakan kesatuan.

- Modul normal:

$$m_n = \frac{25,4}{DP} = \frac{25,4}{1,8} = 14,11 \text{ mm}$$

- modul aksial:

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{14,11}{\cos 8^\circ} = 14,25 \text{ mm}$$

tinggi kepala gigi cacing: $h_k = m_n = 14,11 \text{ mm}$

- diameter lingkaran jarak bagi roda cacing:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\sin \gamma} = \frac{1 \times 14,11}{\sin 8^\circ} = 101,38 \text{ mm}$$

- diameter lingkaran jarak bagi roda gigi:

$$d_2 = m_s \times z_2 = 14,25 \times 30 = 427,5 \text{ mm}$$

- diameter luar roda cacing:

$$d_{k1} = d_1 + 2h_k = 101,38 + 2 \times 14,11 = 129,6 \text{ mm}$$

- lebar sisi gigi efektif:

$$b_e = d_{k1} \times \sin \frac{\Phi}{2} = 129,6 \times \sin 45^\circ = 91,64 \text{ mm}$$

- Perhitungan kecepatan linier:

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 \times 47,33 \times 427,5}{60000} \\ &= 1,06 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

- Perhitungan beban tangensial:

$$\begin{aligned} F_t &= \left(\frac{102 \times P}{v} \right) \\ &= \left(\frac{102 \times 0,37}{1,06} \right) \\ &= 35,6 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Beban lentur yang diijinkan:

Faktor bentuk roda gigi: $Y = 0,15$ (referensi 4)

Bahan roda gigi direncanakan: St-50, dan mempunyai $S_u = 5,5 \text{ kg/mm}^2$

$$\begin{aligned} F_{ab} &= S_u \times b_e \times m_n \times Y \\ &= 5,5 \times 91,64 \times 14,11 \times 0,1 \\ &= 1066,76 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Beban permukaan gigi yang diijinkan:

Faktor ketahanan keausan untuk beban tangensial: $K_c = 0,035 \text{ kg/mm}^2$

Faktor sudut kisar untuk beban tangensial: $K_\gamma = 1$

$$\begin{aligned} F_{ac} &= K_c \times d_2 \times b_e \times K_\gamma \\ &= 0,035 \times 427,5 \times 91,64 \times 1 \\ &= 1371,16 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dicari yang paling kecil: $F_{ab} = 1066,76 \text{ kg}$

Beban yang terjadi lebih kecil daripada beban yang diijinkan.

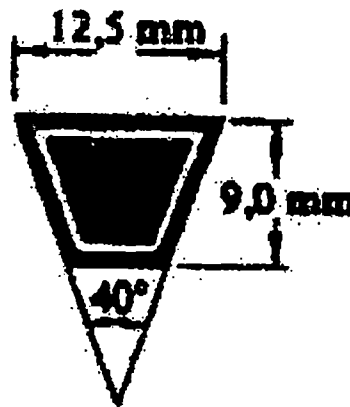
4.2.9. Sabuk-V dan Puli pada Pemeras

Perhitungan Sabuk-V dan puli dimulai dengan mengetahui daya yang akan ditransmisikan.

Daya = $0,5 \text{ Hp} = 0,37 \text{ kW}$

Putaran = 1420 rpm

Dengan bantuan diagram pemilihan sabuk-V, maka digunakan sabuk-V tipe A.



Gambar 4.25. Ukuran Penampang Sabuk-V Tipe A

Berat jenis sabuk-V umumnya adalah: $1,36 \times 10^{-5} \text{ N/mm}^3$

Luas penampang sabuk-V tipe A: $83,019 \text{ mm}^2$

- Maka berat sabuk-V per satuan panjang adalah:

$$W = S \times A$$

$$= 1,36 \times 10^{-5} \times 83,019$$

$$= 1,13 \times 10^{-3} \text{ N/mm} = 1,13 \text{ N/m}$$

Koefisien gesek (μ) antara sabuk-V dengan material karet dan puli yang terbuat dari besi cor sebesar: $= 0,3$

Jarak antar poros direncanakan sebesar: $C = 240 \text{ mm}$, dan diameter puli penggerak (d_p) dan beban (D_b) sama, yaitu: 100 mm . Maka panjang sabuk-V standar yang dibutuhkan dapat dicari dengan rumus:

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot C + \frac{\pi \cdot (D_b + d_p)}{2} + \frac{(D_b - d_p)}{4 \cdot C} \\ &= 2 \times 240 + \frac{\pi(100 + 100)}{2} + \frac{(100 - 100)}{4 \times 160} \\ &= 480 + 314 + 0 = 794 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang sabuk-V sebesar 794 mm . Berdasarkan yang ada di pasaran, maka digunakan sabuk-V yang sepanjang: 800 mm

- Sudut kontak dari sabuk pada alur puli dapat dicari dengan rumus:

$$\begin{aligned} \theta &= 180 - \frac{57 \times (D_b - d_p)}{c} \\ &= 180 - \frac{57 \times (200 - 100)}{160} \\ \theta &= 180^\circ \\ &= 180 \times 0,0174 \text{ rad} = 3,132 \text{ rad} \end{aligned}$$

Sudut kontak ini memenuhi syarat karena berada dalam batas aman.

- Kecepatan linier sabuk-V dapat dihitung dengan rumus:

$$V_p = \frac{\pi \cdot N_p \cdot D_p}{60 \times 1000}$$

Dimana:

V_p = kecepatan linier sabuk-V (m/s)

d_p = dimensi puli penggerak (mm)

N_p = putaran puli penggerak (rpm)

$$\begin{aligned} V_p &= \frac{\pi \cdot N_p \cdot D_p}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 \times 1420 \times 100}{60 \times 1000} \\ &= 7,431 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

- Sehingga gaya sentrifugal sabuk dapat dicari dengan rumus:

$$\begin{aligned}
 F_c &= \frac{W \times V_p^2}{g} \\
 &= \frac{1,13 \times 7,431^2}{9,81} \\
 &= 6,36 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Torsi pada motor:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{716,2 \cdot \text{Hp}}{n} \\
 &= \frac{716,2 \times 0,5}{1420} \\
 &= 0,252 \times 9,8 \times 1000 \\
 &= 2,471 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

- Faktor kemiringan sabuk:

$$\begin{aligned}
 \gamma &= e^{\frac{\mu \times \theta}{\sin \beta}} \\
 &= e^{\frac{0,3 \times 3,132}{\sin 20^\circ}} \\
 &= 15,596
 \end{aligned}$$

- Gaya tarikan pada sabuk (F_1) dan gaya pada sisi kendur sabuk (F_2):

$$\begin{aligned}
 F_1 &= F_c + \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \times \frac{T}{r} \\
 &= 6,36 + \left(\frac{15,596}{15,596 - 1} \right) \times \frac{2,471}{0,05} \\
 &= 59,17 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_2 &= F_1 - \frac{T}{r} \\
 &= 59,17 - \frac{2,471}{0,05} \\
 &= 9,75 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi gaya pada sisi tarik dan gaya pada sisi kendur puli beban berturut-turut adalah: $F_1 = 61,33 \text{ N}$ dan $F_2 = 11,91 \text{ N}$

- Gaya tekan puli pada poros merupakan jumlah gaya pada kedua sisi:

$$\begin{aligned}
 F_p &= F_1 + F_2 \\
 &= 59,17 + 9,75 \\
 &= 68,92 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Untuk mencari jumlah sabuk yang digunakan digunakan rumus empiris:

$$H_r = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3 (r \cdot d)^2 - C_4 \log(r \cdot d) \right] \times (r \cdot d) + C_2 \cdot r \cdot \left(1 - \frac{1}{K_A} \right)$$

$$H_r = \left[0,8542 - \frac{1,342}{100} - 2,436 \cdot 10^{-4} (1,42 \cdot 100)^2 - 0,1703 \cdot \log(1,42 \cdot 100) \right]$$

$$\times (1,42 \cdot 100) + 1,342 \cdot 1,42 \cdot \left(1 - \frac{1}{1} \right)$$

$$= [0,8542 - 0,01342 - 4,912 - 0,367] \times 142$$

$$= 631,36 \text{ kW}$$

$$H'_r = K_1 \cdot K_2 \cdot H_r$$

$$= 1 \times 0,84 \times 631,36$$

$$= 530,34$$

- Jumlah sabuk yang digunakan:

$$\frac{\text{daya}}{H'_r} = \frac{0,37}{530,34} = 0,000698$$

Jadi jumlah sabuk yang digunakan sebanyak: 1 sabuk

4.2.10. Bantalan pada Pemeras

Bantalan yang digunakan adalah jenis bantalan bola radial, alur dalam baris tunggal, diameter poros yang dipakai 40 mm. Kedua bantalan ini memiliki kode 6204. Maka diketahui:

tidak ada gaya aksial yang bekerja pada poros	: $X = 1$ dan $Y = 0$
ring dalam berputar	: $V = 1$
ball bearing	: $b = 3$
kapasitas dinamis bantalan	: $C = 12700$

Maka:

- Untuk bantalan A:

gaya radial yang bekerja pada bantalan:

$$F_r = \sqrt{A_y^2 + A_z^2}$$

$$= \sqrt{1239,39^2 + 1542,62^2}$$

$$= 1978,83 \text{ N}$$

beban dinamis yang terjadi pada bantalan:

$$\begin{aligned}
 P &= (V \cdot X \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \\
 &= 1 \times 1 \times 1978,83 \\
 &= 1978,83\text{N}
 \end{aligned}$$

umur bantalan:

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{10^6}{60 \cdot n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^3 \\
 &= \frac{10^6}{60 \times 18,93} \times \left(\frac{12700}{1978,83} \right)^3 \\
 &= 232747,74 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Jika dibagi dengan jumlah jam kerja dalam sehari (8 jam) maka didapat umur bearing sebesar: 79,71 tahun

- Untuk bantalan B:

gaya radial yang bekerja pada bantalan:

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sqrt{B_y^2 + B_z^2} \\
 &= \sqrt{1239,39^2 + 4627,88^2} \\
 &= 4790,97\text{N}
 \end{aligned}$$

beban dinamis yang terjadi pada bantalan:

$$\begin{aligned}
 P &= (V \cdot X \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \\
 &= 1 \times 1 \times 4790,97 \\
 &= 4790,97\text{N}
 \end{aligned}$$

umur bantalan:

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{10^6}{60 \cdot n} \times \left(\frac{C}{P} \right)^3 \\
 &= \frac{10^6}{60 \times 18,93} \times \left(\frac{12700}{4790,97} \right)^3 \\
 &= 16399,88 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Jika dibagi dengan jumlah jam kerja dalam sehari (8 jam) maka didapat umur bearing sebesar: 5,62 tahun

4.2.11. Pen pada Pemeras

Data perencanaan untuk menghitung pen:

$$\text{Bahan pen} = \text{St-37}$$

Kekuatan tarik: $S_U = 360 \text{ N/mm}^2$

Diameter poros = 40 mm

Panjang pen ulir = 19 mm

Angka keamanan: $N = 2,5$ (bahan diketahui, beban konstan)

- Tegangan pada *yield point* (S_{yp}):

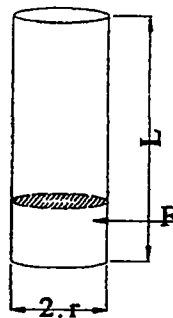
$$\begin{aligned} S_{yp} &= 0,5 \cdot S_U \\ &= 0,5 \times 360 \\ &= 180 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

- tegangan geser maksimum pada pen sebagai berikut:

$$\begin{aligned} |\tau| &= \frac{0,58 \cdot S_{yp}}{N} \\ &= \frac{0,58 \times 180}{2,5} \\ &= 45 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

- Pen pada roda gigi kerucut:

Gaya akibat Torsi: $F_t = 6170,49 \text{ N}$



Gambar 4.26. Luasan Pen yang Terkena Tegangan Geser

Dari gambar 4.26, jari-jari pen dikatakan aman terhadap tegangan geser dan layak dipakai jika:

$$|\tau| \geq \frac{F_t}{\pi \cdot r^2}$$

$$45 \geq \frac{6170,49}{3,14 \times r^2}$$

$$r^2 \geq 43,67$$

$$r \geq 6,61 \text{ mm}$$

Namun dalam perencanaan ini digunakan pen ulir dengan jari-jari 7 mm dan panjang 19 mm.

- Pen pada sproket:

Gaya akibat Torsi: $F_t = 2468,2 \text{ N}$

Jari-jari pen dikatakan aman terhadap tegangan geser dan layak dipakai jika:

$$|\tau| \geq \frac{F_t}{\pi \cdot r^2}$$

$$45 \geq \frac{2468,2}{3,14 \times r^2}$$

$$r^2 \geq 17,47$$

$$r \geq 4,18 \text{ mm}$$

Namun dalam perencanaan ini digunakan pen ulir dengan jari-jari 5 mm dan panjang 19 mm.

- Pen pada puli:

Gaya akibat Torsi: $F_t = 68,92 \text{ N}$

Jari-jari pen dikatakan aman terhadap tegangan geser dan layak dipakai jika:

$$|\tau| \geq \frac{F_t}{\pi \cdot r^2}$$

$$45 \geq \frac{68,92}{3,14 \times r^2}$$

$$r^2 \geq 0,49$$

$$r \geq 0,7 \text{ mm}$$

Namun dalam perencanaan ini digunakan pen ulir dengan jari-jari 2 mm dan panjang 19 mm.