

BAB IV

PEMBAHASAN

4.1 Berdasarkan hasil pengamatan ini yang di peroleh data sebagai berikut, dan akan di pergunakan dalam perhitungan elevator barang :

- | | |
|-----------------------------------|-------------------------|
| 1. Berat maksimum (Q) | = 2000 kg |
| 2. Kecepatan angkat | = 1,5 m/s |
| 3. Jumlah lantai | = 13 lt |
| 4. Percepatan atau pelebaran max | = 1,15 m/s ² |
| 5. Diameter drum dari tarik mesin | = 500 mm |
| 6. Tinggi kabin | = 2,7 m |
| 7. Panjang kabin | = 1,95 m |
| 8. Lebar kabin | = 1,22 m |
| 9. Luas lantai (F) | = 2, 379 m ² |
| 10. Jumlah tali kawat baja pulley | = 1 kawat baja |
| 11. Tinggi tiap lantai | = 4,5 m |
| 12. Tebal lantai | = 0,5 m |
| 13. Jarak puncak | = 3 m |
| 14. Tempat mesin | = 3 m |
| 15. Tempat buffer | = 2,5 m |
| 16. Jarak pondasi kebin | = 0,05 m |
| 17. Tinggi pemakaian lift | = 65 m |

Berat beban kosong :

$$G_k = 350 \text{ kg}$$

Berar kebin dengan beban :

$$G_k + Q = 350 + 2000 = 2350 \text{ kg}$$

4.2 Perhitungan bobot imbang

- Berat bobot imbang :

$$\begin{aligned}G_{CW} &= G_k + 0,5 \cdot Q &&= 350 + 0,5 \cdot 2000 \\ &&&= 1350 \text{ kg} \\ &&&= 13243,5 \text{ N}\end{aligned}$$

- Volume bobot imbang :

$$\begin{aligned}V_{CW} &= \frac{G_{CW}}{\text{berat jenis}} \\ V_{CW} &= \frac{1350}{7850} = 0,171974522 \text{ m}^3 \\ &= 171974522,3 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

Direncanakan :

- Panjang bobot imbang $l_{CW} = 850 \text{ mm}$
- Lebar bobot imbang $b_{CW} = 250 \text{ mm}$
- Tinggi bobot imbang $t_{CW} = \frac{171974522,3}{850 \cdot 250} = 809,29 \text{ mm}$

Pada perencanaan ini membuat lempeng - lempeng bobot imbang sebanyak 8 keping, maka tinggi masing - masing lempengan adalah 96 mm dan berat masing-masing lempengan adalah 135 kg

4.3 Mencari daya motor listrik

- Daya motor : $N = \frac{(Q + G_k - G_{CW}) \cdot V}{\eta}$

$$N = \frac{(2000 + 350 - 1350) \cdot 1,5}{75 \times 0,85}$$

$$= \frac{1500}{63,75}$$

$$= 23,53 \text{ kw} = 23,53 \times 1,34 = 31,53 \text{ HP} \approx 32 \text{ HP}$$

Dari hasil perbandingan antara hasil perhitungan dengan spesifik motor listrik yang tersedia di pasang di motor listrik yang akan digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut :

- Motor listrik AC induksi 3 phase 380 V.
- Daya motor (P_m) = 32 HP.
- Putaran motor (n) = 1500 rpm.

4.4 Perencanaan tali kawat baja

Beban total yang ditahan oleh tali kawat baja pengangkat (G_{tot}) adalah :

$$G_{tot} = G_k + Q + G_{cw} + G_{kt}$$

$$G_{tot} = 350 + 2000 + 1350 + 400$$

$$= 4100 \text{ kg}$$

➤ Beban yang dipikul setiap tali kawat baja : $S = \frac{G_{tot}}{n \cdot \eta \cdot \eta_1}$

$$S = \frac{4100}{1 \times 0,98 \times 0,971}$$

$$= 4308,62 \text{ kg}$$

$$= 42267,60 \text{ N}$$

➤ Luas penampang efektif tiap kawat baja (A) :

$$A = \frac{S}{\frac{\sigma_{max}}{K} - \frac{d}{D_{min}} \times \frac{E'}{1,5\sqrt{i}}}$$

$$A = \frac{42267,60}{\frac{1800}{5,5} - \frac{1}{26,5} \times \frac{75000}{1,5\sqrt{222}}}$$

$$= 210,66 \text{ mm}^2$$

➤ Diameter utama tali kawat baja (d) : $d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 210,66}{3,14}}$$

$$= 16,38 \text{ mm}$$

$$= 20,00 \text{ mm}$$

➤ Diameter serabut kawat pada tali kawat baja (δ) : $\delta =$

$$\frac{d}{1,5 \sqrt{i}}$$

$$\delta = \frac{20}{1,5 \sqrt{222}}$$

$$= 0,98 \text{ mm}$$

Pemeriksaan tegangan tali kawat baja utama yaitu :

- Tegangan tarik tali kawat baja yang diinginkan adalah :

$$\sigma_i = \frac{\sigma_{max}}{k}$$

$$= \frac{1800}{5,5}$$

$$= 327,27 \text{ N/mm}^2$$

- Tegangan tarik utama yang sebenarnya terjadi :

$$\sigma_t = \frac{S}{A} + \frac{\delta \times E_s}{D_{min}}$$

$$\sigma_t = \frac{42267,60}{0,25 \times 3,14 \times 20^2} + \frac{0,89 \times 75000}{530}$$

$$\sigma_t = 261,24 \text{ N/mm}^2$$

Dapat dilihat di bawah

$$\sigma_t < \sigma_i$$

$$261,24 < 327,27$$

Jadi tali kawat baja yang digunakan pada perencanaan elevator kali ini aman untuk digunakan.

4.5 Perencanaan Drum Pengangkat.

- Diameter drum. $D = 26,5 \times d$

$$\begin{aligned} D &= 26,5 \times 20 \\ &= 530 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Jumlah lilitan pada drum : $Z = \frac{H_i}{\pi \times D} + 2$

$$\begin{aligned} Z &= \frac{65}{3,14 \times 530} + 2 \\ &= 41,06 \text{ lilitan} \end{aligned}$$

- Panjang total drum $L = \left(\frac{H_i}{\pi D} + 7 \right) s$

$$\begin{aligned} L &= \left(\frac{65}{3,14 \times 530} + 7 \right) 23 \\ &= 1059,33 \text{ mm} \\ &= 1060,00 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Tebal dinding drum

$$\begin{aligned} W &= 0,02 \times 530 + 10 \\ &= 20,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Tegangan tekan yang diijinkan adalah : $\sigma_i = \frac{\sigma_{max}}{k}$

$$\sigma_i = \frac{100}{5,5}$$

$$= 18,18 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Pengujian tegangan tekan : $\sigma_{compres} = \frac{s}{w.s}$

$$\sigma_i = \frac{4308,62}{100 \times 23}$$

4.6 Perencanaan pulley pendukung.

➤ Diameter pulley : $D = e_1 \times e_2 \times d$

$$D = 30 \times 0,9 \times 20$$

$$= 540 \text{ mm.}$$

4.7 Perencanaan Poros Drum Pada Mesin Penggerak

➤ Torsi pada poros : $T = S \times \frac{D}{2}$

$$T = 4308,62 \times \frac{540}{2}$$

$$= 1163328,4 \text{ kg.mm}$$

➤ Momen bending pada poros : $Q = G_{cw} + Q + G_k + \text{Spuli}$

$$Q = 1350 + 2000 + 350 + 100$$

$$= 3800,0 \text{ kg}$$

$$= 372778,0 \text{ N}$$

➤ Maka momen bending : $M = Q \times 0,51$

$$M = 3800 \times 0,5 \times 1400$$

$$= 2660000 \text{ kg.mm}$$

➤ Tegangan geser yang diizinkan : $\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$

$$\tau_a = \frac{120}{6 \times 2}$$

$$= 10 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Diameter poros : $d_s = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{10} \right) \sqrt{(1,5 \times 2660000)^2 + (1 \times 100)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 126,72 \text{ mm}$$

$$= 130 \text{ mm}$$

$$= 1,87 \text{ kg/mm}^2$$

4.8 Perencanaan Pasak Pada Poros Drum Mesin Penggerak.

➤ Momen torsi pada poros : $T = S \times \frac{D}{2}$

$$T = 4308,62 \frac{540}{2}$$

$$= 1163328,4 \text{ kg.mm}$$

➤ Gaya tangensial pada poros

$$F = \frac{1163328,4}{0,5130}$$

$$= 17897,36 \text{ kg}$$

$$= 175573,10 \text{ N}$$

Dimensi pasak

- Lebar pasak, $b = 32 \text{ mm}$
- Tebal pasak, $h = 18 \text{ mm}$

- Kedalaman alur pada poros, $t_1 = 11 \text{ mm}$
- Kedalaman alur pada hub, $t_2 = 7,4 \text{ mm}$
- Bahan pasak S55 C-D dengan kekuatan tarik (σ_b) = 72 kg/mm^2

➤ Tegangan geser yang diizinkan : $\tau_{ka} = \frac{7,2}{6 \times 2}$

$$= 6 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Panjang pasak berdasarkan tegangan geser :

$$l_k = \frac{17897,36}{32 \times 6}$$

$$= 93,22 \text{ mm}$$

$$= 135 \text{ mm}$$

4.9 Pemeriksaan Kekuatan Pada Poros Drum Mesin Penggerak.

Konsetrasi diporos dan didapatkan ukuran alur pasak, 32×18 x jari-jari filet sebagai berikut : $\frac{R}{d_s}$

$$\frac{06}{130} = 0,00462$$

➤ Tegangan geser yang terjadi pada poros :

$$\tau = \left[\left(\frac{5,1}{d_s^3} \right) \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]$$

$$\tau = \left[\left(\frac{5,1}{130^3} \right) \sqrt{(1,5 \times 2660000)^2 + (1 \times 100)^2} \right]$$

$$= 9,26 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat aman , $\tau_a \times sf_1 > \tau \times \alpha$

$$10 \times 6 > 9,26 \times 4$$

60,00 > 37,05 Memenuhi sarat aman

Jadi material poros dipilih dari bahan SNCM 25, dengan perlakuan panas pengerasan kulit.

4.10 Perencanaan rem blok ganda

Beban total, Q = 3800 kg

Kecepatan angkat, v_a = 1,5 m/s

Daya motor, N = 32 HP

Putaran motor, n = 1500 rpm

Diameter roda rem, D = 345 mm

Lebar roda rem, B = 110 mm

➤ Momen gaya pada poros motor adalah : $M = 71620 \cdot \frac{N}{n}$

$$M = 71620 \times \frac{32}{1500}$$
$$= 1527,89 \text{ kg.cm}$$

dari tabel bahan rem diambil bahan rem dari asbes jalinan serat kuning dengan koefisien gesek, $\mu = 0,45$

4. 11 Perencanaan Roda Gigi Cacing

Beban (W) = 3800 kg

Kecepatan angkat (V_a) = 1,5 m/s

Diameter drum (D) = 530 mm

Diasumsikan efisiensi (η_w) = 0,6

Jarak sumbu poros roda dengan poros cacing (C) = 350 mm

Perbandingan reduksi (i) = 13

Faktor koreksi (f_c) = 11

Beban rencana (w_d) = 4180 kg

Putaran pulley (n_D) = $\frac{(1000 \times V_a)}{(\pi)(D)}$

$$= \frac{(1000)(90)}{(3,14)(530)} = 54,08 \text{ rpm}$$

Daya motor listrik (P_M) = 32 HP

➤ Momen puntir

- Poros roda cacing $T_2 = 9,74 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_M}{n_D}$

$$= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{32}{54,08}$$

$$= 576330,95 \text{ kg.mm}$$

- Poros cacing $T_1 = 9,74 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_M}{i \cdot n_D}$

$$= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{32}{13 \cdot 54,08}$$

$$= 44333,15 \text{ kg.mm}$$

➤ Tegangan geser izin : $\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$

$$\tau_a = \frac{50}{6 \times 2}$$

$$= 4,17 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Diameter poros :

- Poros roda cacing $d_{21} = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times T_2}$

$$= \sqrt[3]{\frac{5,1}{4,17} \times 576330,95}$$

$$= 89,02 \text{ mm}$$

$$= 90,00 \text{ mm}$$

- Poros cacing (d_2) $= \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times T_1}$

$$= \sqrt[3]{\frac{5,1}{4,17} \times 44333,15}$$

$$= 37,86 \text{ mm}$$

$$= 40,00 \text{ mm}$$

Jumlah gigi cacing Z1 = 1

Jumlah gigi roda cacing Z2 = 13

➤ Modul aksi

$$m_2 = \frac{2 \cdot 350 - 12,7}{13 + 6,28}$$

$$= 35,65 \text{ mm}$$

➤ Modul normal $m_n = m_2 \cdot \cos \gamma$

$$m_n = 35,65 \cdot 0,98480775$$

$$= 35,11 \text{ mm}$$

➤ Jarak bagi $\tau_a = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \gamma}$

$$\tau_a = \frac{3,14 \cdot 35,11}{10}$$

$$= 131,38 \text{ mm}$$

➤ Diameter lingkaran jarak bagi :

- Untuk cacing (d_1) = $\frac{z_1 \cdot m_n}{\sin \gamma}$

$$= \frac{1.35,11}{0,17364818}$$

$$= 202,17 \text{ mm}$$

- Untuk roda cacing (d_2) = $z_2 \cdot m_2$

$$= 13 \cdot 35,11$$

$$= 456,39 \text{ mm}$$

➤ Ukuran-ukuran utama :

$$\text{Tinggi kepala cacing } (h_k) = 13,11 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaki gigi cacing } (h_f) = 40,62 \text{ mm}$$

$$\text{Kelonggorean puncak } (c) = 5,51 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi gigi } (H) = 75,73 \text{ mm}$$

➤ Diameter luar cacing : $d_{k1} = d_1 + 2 \cdot h_k$

$$d_{k1} = 202 + 2 \times 35,11$$

$$= 272,39 \text{ mm}$$

➤ Diameter kaki cacing : $d_{r1} = d_1 + 2 \cdot h_f$

$$d_{r1} = 202 + 2 \times 40,62$$

$$= 120,93 \text{ mm}$$

➤ Diameter kepala roda cacing: $d_r = d_2 + 2 \cdot h_k$

$$d_r = 456,39 + 2 \times 35,11$$

$$= 526,60 \text{ mm}$$

➤ Diameter kaki roda cacing : $d_{r2} = d_2 + 2 \cdot h_f$

$$d_{r2} = 456,39 + 2 \times 40,62$$

$$= 375,15 \text{ mm}$$

Sudut lengkung sisi gigi (Φ) 90°

➤ Lebar sisi gigi roda cacing : $b = 2,38 \cdot \left[\frac{\pi \cdot m_n}{\cos \gamma} \right] + 6,35$

$$b = 2,38 \left[\frac{3,14 \times 35,11}{\cos 10^\circ} \right] + 6,36$$

$$= 272,76 \text{ mm}$$

➤ Diameter luar roda cacing : $d_{k2} = d_t + 2 \left(\frac{d_1}{2} - h_k \right) \left(1 - \cos \frac{\Phi}{2} \right)$

$$d_{k2} = 526,60 + 2 \left(\frac{202,17}{2} - 35,11 \right) (1 - 0,70710678)$$

$$= 565,25 \text{ mm}$$

➤ Jari-jari lengkung puncak gigi roda cacing : $r_t = \frac{d_1}{2} - h_k$

$$r_t = \frac{202,17}{2} - 35,11$$

$$= 65,98 \text{ mm}$$

➤ Lebar sisi gigi efektif : $b_e = d_k \cdot \sin(\Phi/2)$

$$b_e = 272,39 \times \sin 45^\circ$$

$$= 192,61 \text{ mm}$$

- Bahan cacing

$$\text{Tegangan lentur izin } (\sigma_{ba}) = 5,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Faktor bentuk roda cacing } (Y) = 0,314$$

- Beban lentur izin $F_{ab} = \sigma_{ba} \cdot b_e \cdot m_n \cdot Y$

$$F_{ab} = 5,5 \times 192,61 \times 35,11 \times 0,314$$

$$= 11677,55 \text{ kg}$$

- Faktor tahan aus (K_c) = 0,035 kg/mm²

$$\text{Faktor sudut kisar } (K_\gamma) = 1,25$$

- Beban permukaan gigi yang diizinkan :

$$F_{ac} = K_c \cdot d_2 \cdot b_e \cdot K_\gamma$$

$$F_{ac} = 0,035 \times 456,39 \times 192,61 \times 1,25$$

$$= 3845,75 \text{ kg}$$

- Beban minimal $F_{min} = 3845,75 \text{ kg}$

- Beban statis gigi $W_2 = \frac{W \cdot f_2 \cdot D}{d_2}$

$$= \frac{3800 \times 1,1 \times 530}{456,39}$$

$$= 4854,20 \text{ kg}$$

- Beban tangensial : $F_t = \frac{102 \cdot P_m \cdot \eta_D}{v}$

$$= \frac{102 \times 32 \times 0,6}{\frac{3,14 \times 456,39 \times 54,08}{60 \times 1000}}$$

$$=1516,18 \text{ kg}$$

4.12 Perencanaan Bantalan

- Diameter luar bantalan (D) = 210 mm
- Diameter dalam bantalan (d) = 130 mm
- Tebal bantalan (t) = 80 mm
- Beban dinamis (c) = 595 kN
- Beban statis (c_0) = 1180 kN
- Faktor kalkulasi dinamis (e) = 0,23
- Beban radial pada poros (F_r) = 6042,58 kg

- Beban aksial pada poros (F_a)
- Dari EAG 24126 ESK 30 TVPB general catalog didapat : $X = Fa/Fr < e = 1,96$; $y_0 = 1,96$
 - Beban dinamis ekuivalen : $p = (x.F_r) + (Y.F_a)$
$$p = (1,96 \times 59277,73) + (1,96 \times 0)$$
$$= 116184,35 \text{ N}$$

- Faktor kecepatan bantalan : $f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{3/10}$

$$f_n = \left(\frac{33,3}{1500}\right)^{3/10}$$
$$= 0,319084635$$

- Faktor umur bantalan : $f_c = f_n \cdot \left(\frac{C}{P}\right)$

$$f_c = 0,319084635 \times \left(\frac{695 \times 1000}{82844,49}\right)$$
$$= 2,676878784$$

➤ Umur nominal bantalan : $L_h = 500 \cdot (f_h)^{\frac{10}{3}}$

$$L_h = 500 \cdot (2,676878784)^{10/3} = 13316,61 \text{ jam}$$

4.13 Perencanaan Poros Pulley Pendukung

➤ Torsi pada poros $T = f_r \frac{D}{2}$

$$T = 4308,62 \times \frac{530}{2}$$

$$= 1141785,241 \text{ kg.mm}$$

➤ Beban pulley pendukung diasumsikan, $q = 6100$
kg

➤ Jarak dukung bantalan, $l = 1400$
mm

➤ Momen bending pada poros $m = q \frac{l}{2}$

$$m = 6100 \times \frac{1400}{2}$$

$$= 4270000 \text{ kg}$$

➤ Tegangan geser material, $\tau_b = 120 \text{ kg/mm}^2$

➤ Tegangan geser yang diizinkan $\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$

$$\tau_a = \frac{120}{6 \times 2}$$

$$= 10 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Faktor tumbukan, $k_t = 1$

➤ Faktor momen lentur, $k_m = 1,5$

➤ Diameter poros $d = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$

$$d = \left[\left(\frac{5,1}{10} \right) \sqrt{(1,5 \times 4270000)^2 + (1 \times 1141785,241)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 149,15 \text{ mm}$$

dibulatkan = 150 mm

4.14 Perencanaan Pegas Untuk Buffer Pada Kabin

Beban total yang ditahan (kg) 3800 kg

Penahan buuffer dengan 4 pegas, kekuatan tiap pegas, $W_1 = 950 \text{ kg}$

Defleksi yang akan direncanakan terjadi (δ) = 25 mm

Diameter pegas (D) = 300 mm

Misalkan (C) = D/d = 10

- Diameter kawat pegas, $d = \frac{300}{10} = 30 \text{ mm}$

- Faktor wahi, $k = 1,5$

➤ Tegangan geser yang terjadi $\tau = k \frac{8.D.W_q}{\pi.d^3}$

$$= 1,15 \frac{8 \times 300 \times 950}{3,14 \times 30^2}$$

$$= 927,81 \text{ kg/mm}^2$$

Pegas yang digunakan menggunakan bahan SUP 10 dengan sifat mekanis :Kekuatan tarik (τ_1)= 1400 kg/mm²

Modulus geser (σ) = 1000000 kg/mm²

➤ Kekuatan tarik yang diijinkan (τ_d) = 1400 × 0,8

$$= 1120 \text{ kg/mm}^2$$

4.15 Perencanaan pegas Untuk Buffer Pada Bobot Imbang

Beban total yang ditahan (kg)= 3800 kg

Penahan bufer dengan 4 pegas, kekuatan tiap pegas, $W_1 = 950$ kg

Defleksi yang akan direncanakan terjadi (δ) = 25 mm

Diameter pegas (D) = 300 mm

Misalkan (C) = D/d = 10

- Diameter kawat pegas, d $\frac{300}{10} = 30$ mm
- Faktor wahi, k = 1,5

➤ Tegangan geser yang terjadi $\tau = k \frac{8.D.wq}{\pi.d^3}$

$$= 1,15 \frac{8 \times 300 \times 950}{3,14 \times 30^2}$$

$$= 927,81 \text{ kg/mm}^2$$

Pegas yang digunakan menggunakan bahan SUP 10 dengan sifat mekanis :

$$\text{Kekuatan tarik } (\tau_1) = 1400 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Modulus geser } (\sigma) = 1000000 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Kekuatan tarik yang diijinkan (τ_d) = $1400 \times 0,8$

$$= 1120 \text{ kg/mm}^2$$

