

IV. PERENCANAAN ELEMEN MESIN

1. OPTIMALISASI PANAS KAWAT PEMOTONG

Kawat nikelin yang digunakan sebagai pemotong perlu mendapatkan panas yang cukup agar dapat memotong balok *styrofoam* dengan baik. Dengan panas yang cukup akan didapatkan hasil permukaan potong yang baik. Jika kawat kurang panas proses pemotongan akan berlangsung lambat dan gaya geser pada kawat nikelin akan besar, namun jika terlalu panas maka kualitas permukaan potong juga kurang baik. Untuk itu perlu didapatkan panas yang optimal, di mana panas yang terjadi tepat di ambang ketahanan kawat atau ambang kualitas permukaan potong agar didapatkan kualitas permukaan potong yang baik serta proses potong yang cepat.

Panas yang terjadi pada kawat didapatkan dari arus listrik yang mengalir kawat tersebut. Sedangkan arus listrik tersebut didapatkan dari beda tegangan yang dihasilkan dari trafo. Agar didapat panas kawat yang optimal, maka perlu dicari tegangan dan arus listrik yang optimal.

Untuk mendapatkan tegangan dan arus listrik yang optimal perlu dilakukan percobaan. Percobaan tersebut dilakukan pada meja percobaan dengan sebuah kawat nikelin yang direntangkan. Ujung-ujung kawat nikelin tersebut diberi beda tegangan oleh sebuah trafo yang bisa diubah-ubah

output tegangannya. Pada tegangan tertentu, sebuah balok *styrofoam* kecil berukuran 30 cm x 10 cm x 10 cm dipotongkan ke kawat nikelin tersebut dengan memakankan sisi panjangnya (30 cm) dan dilakukan pencatatan waktu yang diperlukan untuk memotong balok *styrofoam* tersebut. Kemudian hasil permukaan potong tersebut diperiksa. Percobaan diulangi sebanyak 5 (lima) kali. Berikutnya tegangan dinaikkan dan prosedur percobaan diulangi kembali seperti sebelumnya. Percobaan dihentikan setelah kawat putus atau permukaan potong menjadi jelek.

Kualitas permukaan potong dilihat secara visual untuk menentukan pembedaan ukuran baik, cukup, dan jelek.

Data-data percobaan selengkapnya adalah sebagai berikut :

- Panjang kawat = 85 cm
- Diameter kawat = 0,5 mm
- Lintasan potong = 30 cm
- Hambatan kawat = 5 Ω
- Temperatur kamar = 30 °C

Tegangan = 20 V

No.	Waktu (detik)	Kualitas
1	24	Baik
2	25	Baik
3	18	Baik
4	24	Baik
5	24	Baik

$t_{rata-rata} = 23$ detik

Tegangan = 25 V

No.	Waktu (detik)	Kualitas
1	11	Baik
2	16	Baik
3	14	Baik
4	11	Baik
5	15	Baik

$$t_{\text{rata-rata}} = 13,4 \text{ detik}$$

Tegangan = 30 V

No.	Waktu (detik)	Kualitas
1	12	Cukup
2	13	Cukup
3	12	Cukup
4	12	Cukup
5	12	Cukup

$$t_{\text{rata-rata}} = 12,2 \text{ detik}$$

Tegangan = 35 V

No.	Waktu (detik)	Kualitas
1	12	Cukup
2	9	Cukup
3	8	Cukup
4	8	Cukup
5	10	Cukup

$$t_{\text{rata-rata}} = 9,4 \text{ detik}$$

Tegangan = 40 V

No.	Waktu (detik)	Kualitas
1	7	Jelek
2	10	Jelek
3	10	Jelek
4	9	Jelek
5	8	Jelek

$$t_{\text{rata-rata}} = 8,8 \text{ detik}$$

Tegangan = 42,5 V

No.	Waktu (detik)	Kualitas
1	9	Jelek
2	8	Jelek
3	8	Jelek
4	9	Jelek
5	8	Jelek

$$t_{\text{rata-rata}} = 8,4 \text{ detik}$$

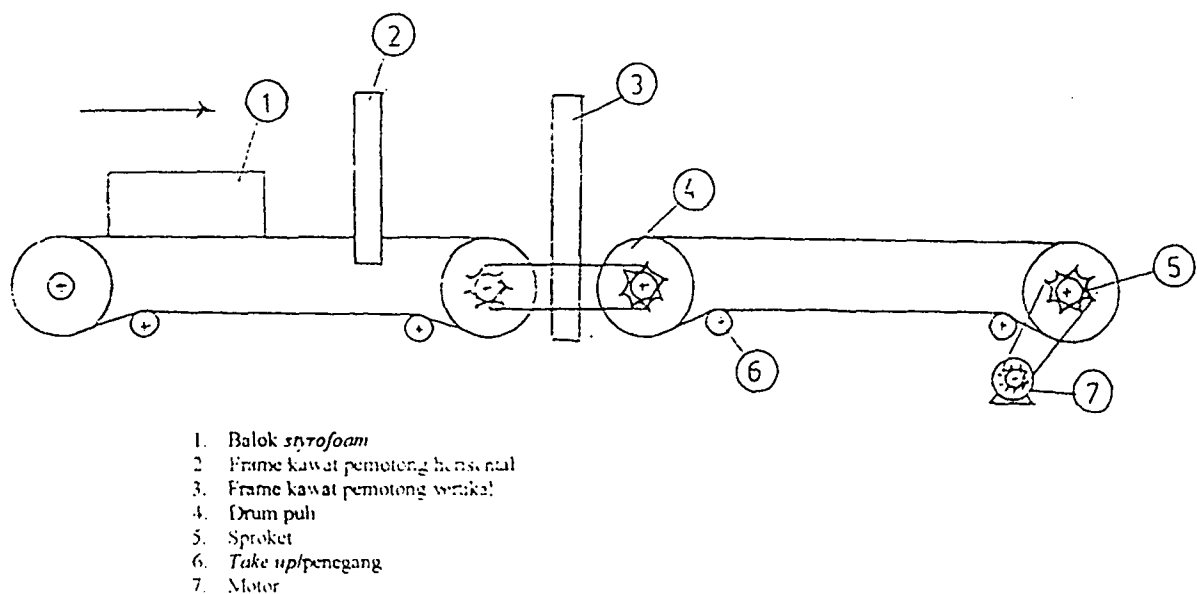
Setelah tegangan dinaikkan lagi di atas 42,5 V, ternyata kawat nikelin langsung putus.

Dari data-data percobaan dapat dilihat bahwa hasil optimal diperoleh ketika tegangan 25 V dan arus pada saat itu 4,3 A. Pada saat itu didapatkan hasil permukaan potong yang baik. Tetapi ketika tegangan dinaikkan menjadi 30 V didapatkan hasil permukaan potong yang tidak seberapa baik.

Maka dari hasil percobaan di atas dapat disimpulkan :

- Pada tegangan 25 V dan arus 4,3 A merupakan kondisi optimal pemotongan dengan waktu rata-rata yang dibutuhkan 13,4 detik atau kecepatan potong rata-rata 2,2 cm/s.

2. PERENCANAAN ELEMEN MESIN SLICING



Gambar 4.1 *Belt conveyor* untuk proses *slicing*

2.1 Perhitungan Putaran Poros Konveyor

Sebelum merencanakan elemen mesin yang lain pada mesin *slicing* ini, dihitung dahulu putaran poros konveyor.

Direncanakan :

➤ Diameter drum, $D = 12 \text{ cm}$ (dianjurkan antara 10-36 cm)¹

Sehingga jari-jari drum, $R = D/2 = 6 \text{ cm}$

➤ Kecepatan jalannya *conveyor belt*, $v = 1 \text{ cm/s}$

Dari data-data di atas, maka putaran poros konveyor adalah :

$$\omega = v/R$$

$$= 1/6 \text{ rad/s}$$

$$n = 1/6 \text{ rad/s} \cdot \text{rev}/2\pi \text{ rad} \cdot 60 \text{ s/min}$$

$$= 1,59 \text{ rpm}$$

2.2 Perhitungan Kapasitas Angkut

Sebelum menghitung kapasitas angkut, perlu dihitung terlebih dahulu berat per satuan panjang (q). Diketahui dari data yang ada bahwa unit produk terberat (D30) memiliki dimensi panjang 2,5 meter dan massa 53,625 kg, sehingga :

$$q = 53,625/2,5$$

$$= 21,45 \text{ kg/m}$$

Sedangkan kapasitas angkut konveyor dapat dihitung sebagai berikut :

¹ Spivakovsky. *Conveyors and Related Equipment*. (Moscow: Peace Publishers, 1986). p. 84

$$\begin{aligned}
 Q &= 3,6 \cdot q \cdot v \\
 &= 3,6 \cdot 21,45 \text{ kg/m} \cdot 0,01 \text{ m/s} \\
 &= 0,7722 \text{ ton/jam}
 \end{aligned}$$

2.3 Perhitungan Daya Motor Penggerak

Daya yang diperlukan untuk menggerakkan *belt conveyor* dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 N_{\text{fric}} &= \frac{Q \cdot L \cdot \mu}{270} \\
 &= \frac{0,7722 \cdot 4,76 \cdot 0,5}{270} \\
 &= 0,0068 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

μ = faktor gesekan (antara *rubber* dan *metal* = 0,5)

Agar diperoleh daya motor aktual, hasil di atas dibagi dengan efisiensi transmisi, yaitu sproket dan *roller chain* yang menghubungkan poros motor dengan poros konveyor. Besar efisiensi sproket dan *roller chain* cukup tinggi, yaitu dapat mencapai lebih dari 90%². Dalam hal ini diambil $\eta = 0,9$. Sedangkan efisiensi motor sendiri diambil sebesar 85%³, sehingga efisiensi totalnya = $0,9 \times 0,85 = 0,765$.

² Rudenko. *Material Handling and Equipment*.

³ *Motion Systems PT Design 1999 Motion Systems Handbook*. p. A313.

Daya aktual motor yaitu :

$$\begin{aligned} N &= N_{\text{mic}} / \eta \\ &= 0,01 \text{ hp} / 0,765 \\ &= 0,013 \text{ hp} \end{aligned}$$

Karena faktor ketersediaan, maka dipakai motor dengan daya 1 hp.

2.4 Perhitungan Gaya Pada Kawat Nikelin

Pada kawat nikelin timbul gaya geser untuk memotong balok styrofoam. Besar gaya geser tersebut dihitung sebagai berikut :

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot a \cdot s$$

$$\begin{aligned} a &= \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot s} \\ &= \frac{(1 \text{ cm/s})^2 - 0^2}{2 \cdot 250 \text{ cm}} \\ &= 2 \cdot 10^{-3} \text{ cm/s}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_k &= m \cdot a \\ &= 53,625 \text{ kg} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \text{ cm/s}^2 \cdot 1 \text{ m/100 cm} \\ &= 1,0725 \cdot 10^{-3} \text{ N} \end{aligned}$$

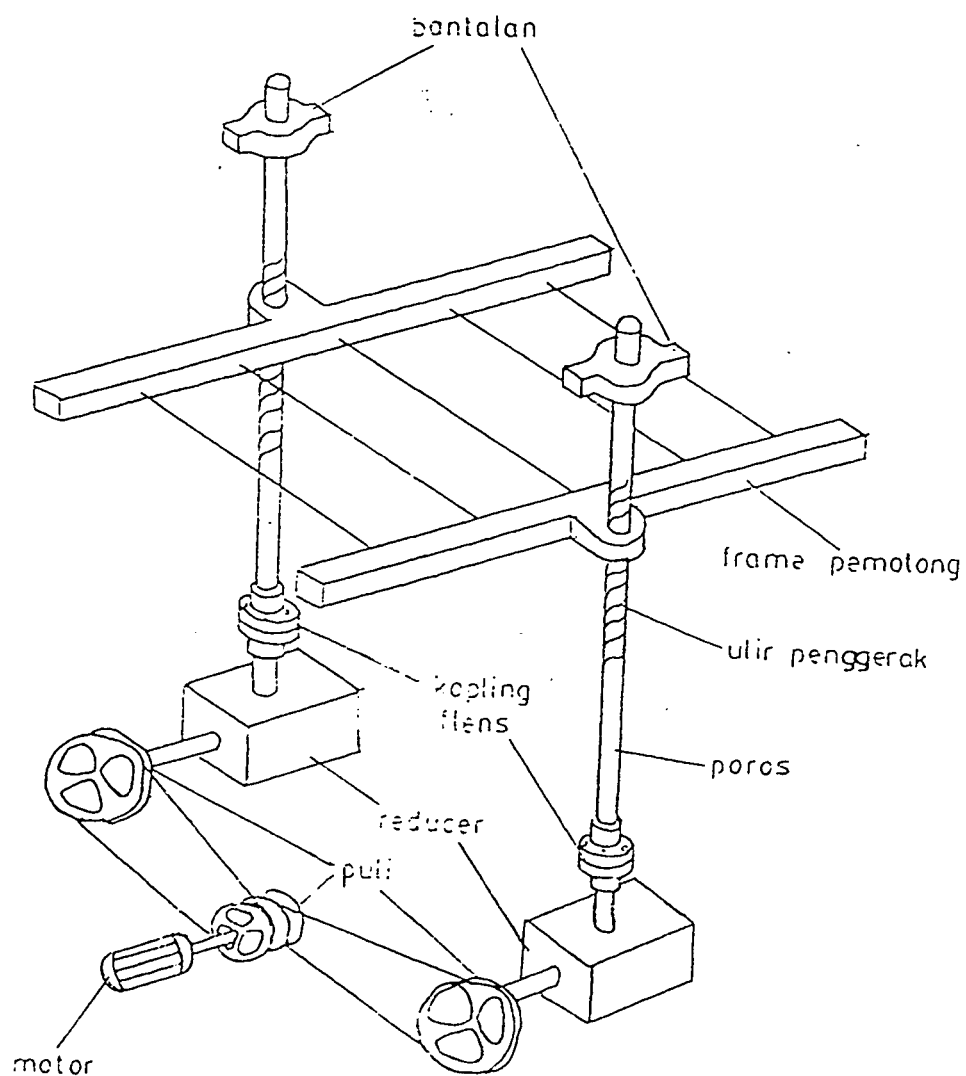
Keterangan :

- F_k = gaya geser pada kawat nikelin (N)
- v = kecepatan potong (cm/s)
- v_0 = kecepatan potong awal (cm/s)
- a = percepatan potong (cm/s²)

➤ s = panjang lintasan potong (cm)

➤ m = massa balok *styrofoam* (kg)

3. PERENCANAAN ELEMEN MESIN CUTTING



Gambar 4.2 Elemen dasar mesin *cutting*

3.1 Perencanaan Poros Vertikal

Untuk menghitung poros vertikal, maka digunakan persamaan khusus, yaitu :

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot N}{S_{yp} \cdot \pi} \left[F + \frac{S_{yp}^2 \cdot L^2}{N \cdot C \cdot \pi \cdot E} \right]}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3}{324 \cdot 10^6 \cdot 3,14} \left[345 + \frac{(324 \cdot 10^6)^2 \cdot (1,25)^2}{3 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 207 \cdot 10^9} \right]}$$

$$D = 0,03156 \text{ m}$$

$$D = 31,56 \text{ mm}$$

$\approx 35 \text{ mm}$ (ukuran standar)

atau $1\frac{3}{8} \text{ in}$

Keterangan :

➤ $F = \frac{1}{2} \cdot \text{berat frame}$

$$= \frac{1}{2} \cdot 70 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 343,35 \text{ N}$$

$$\approx 345 \text{ N}$$

➤ $C = 1$

➤ $E = \text{modulus elastisitas untuk JIS G 4501 bahan S 40 C}$

(carbon steel)

$$= 207 \text{ GPa}$$

$$\text{➤ } L = 1,25 \text{ m}$$

$$\text{➤ } S_{yp} = \text{yield strength untuk JIS G 4501 bahan S 40 C}$$

(dengan normalisasi)

$$= 33 \text{ kg / mm}^2$$

$$= 323,73 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\approx 324 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{➤ } N = \text{safety factor}$$

$$= 3$$

3.2 Perencanaan Ulir Penggerak

Ulir penggerak yang dipakai di sini yaitu jenis ACME
threads-general purpose-single thread.

Diketahui :

$$\text{➤ } \text{Nominal size} = \text{diameter poros tegak} = 1 \frac{3}{8} \text{ in}$$

$$\text{➤ } \text{Basic major diameter} = D = 1,375 \text{ in}$$

Dari tabel 2.9, diperoleh :

$$\text{➤ } \text{Threads per in} = 1/p = 4 \rightarrow p = \frac{1}{4} \text{ in}$$

$$\text{➤ } \text{Basic height of thread} = h = 0,125 \text{ in}$$

$$\text{➤ } \text{Helix angle at basic pitch diameter} \sim \alpha = 3^\circ 39'$$

Data lain yang dapat diperoleh :

- *Thread angle* = $\theta = 14^\circ 30'$
 - *Tebal rata-rata ulir* = $t = 0,5 p = 0,125 \text{ in}$
 - *Tebal puncak ulir* = $F = 0,3707 p = 0,092675 \text{ in}$
 - *Basic minor diameter* = $K = D - 2h = 1,125 \text{ in}$
 - *Basic pitch diameter* = $E = dm = D - h$
- $$= 1,375 - 0,125$$
- $$= 1,25 \text{ in}$$

Sementara itu, kecepatan linier bergesernya frame kawat yang diinginkan = 1 cm/s. Sedangkan *thread pitch* diketahui = $\frac{1}{4} \text{ in}$, atau dengan kata lain jika berputar 1 putaran akan bergeser $\frac{1}{4} \text{ in}$. Maka untuk mencapai kecepatan geser yang diinginkan diperlukan terjadinya 1,57 putaran/detik atau 1,57 rev/s.

Jadi, kecepatan putar poros tegak = 1,57 rev/s . 60 s/min

$$= 94,5 \text{ rpm}$$

Sedangkan torsi yang terjadi pada ulir penggerak ada 2 macam, yaitu : torsi *start* untuk menaikkan beban dan torsi *start* untuk menurunkan beban.

Torsi *start* untuk menaikkan beban :

$$T_R = \frac{dm \cdot W}{2} \cdot \left(\frac{f_s + \cos \theta \cdot \tan \alpha}{\cos \theta - f_s \cdot \tan \alpha} \right) + \frac{dm_c \cdot f_c \cdot W}{2}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1,25 \cdot 70}{2} \left[\frac{0,1995 + \cos 14^\circ 30' \cdot \tan 3^\circ 39'}{\cos 14^\circ 30' - 0,1995 \cdot \tan 3^\circ 39'} \right] + \\
&\quad + \frac{1,625 \cdot 0,3325 \cdot 70}{2} \\
&= 30,32 \text{ lb in}
\end{aligned}$$

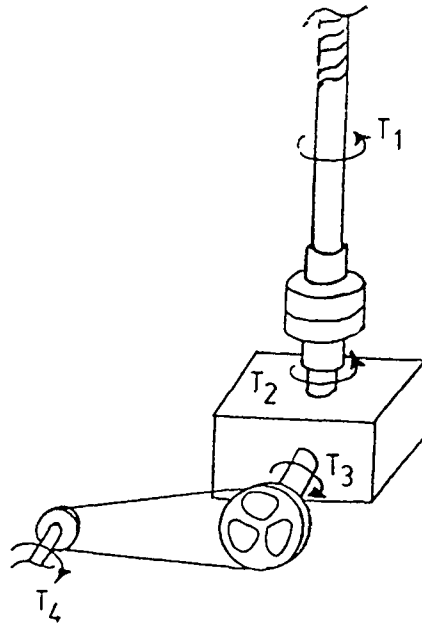
Torsi *start* untuk menurunkan beban :

$$\begin{aligned}
T_L &= \frac{d_m \cdot W}{2} \cdot \left[\frac{f_s - \cos \theta \cdot \tan \alpha}{\cos \theta + f_s \cdot \tan \alpha} \right] + \frac{d_{mc} \cdot f_c \cdot W}{2} \\
&= 25,54 \text{ lb in}
\end{aligned}$$

Keterangan :

- $W = \text{beban} = 140 \text{ lb} / 2 = 70 \text{ lb}$
- $d_m = \text{diameter rata-rata ulir} = 1,25 \text{ in}$
- $d_{mc} = \text{diameter rata-rata collar} = 1,625 \text{ in}$
- $f_s = \text{koefisien gesek ulir}$
 $= 1,33 \cdot 0,15$
 $= 0,1995 \text{ (lihat Tabel 2.10 untuk material steel)}$
- $f_c = \text{koefisien gesek collar dan support}$
 $= 1,33 \cdot 0,25$
 $= 0,3325 \text{ (lihat Tabel 2.10 untuk material cast iron)}$
- $\alpha = \text{helix angle} = 3^\circ 39'$
- $\theta = \text{thread angle} = 14^\circ 30'$

3.3 Perencanaan Daya Motor



Gambar 4.3 Torsi pada elemen mesin *cutting*

Keterangan :

- T_1 = torsi pada poros ulir penggerak
- T_2 = torsi pada poros output *reducer*
- T_3 = torsi pada poros input *reducer*
- T_4 = torsi pada poros motor

Diketahui torsi maksimum pada ulir penggerak = $T_1 = 30,32$

lb.in.

Sedangkan torsi dari kopling yang memiliki efisiensi 90%⁴ yaitu :

⁴ *Motion Systems PT Design 1999 Motion Systems Handbook*, p. A173.

$$\begin{aligned}
 T_2 &= T_1 / \eta \\
 &= 30,32 / 0,9 \\
 &= 33,69 \text{ lb.in}
 \end{aligned}$$

Pada *reducer* :

$$T_2 / T_3 = F_2 \cdot R_2 / F_3 \cdot R_3$$

Di mana,

$$F_2 = F_3$$

$$R_2 / R_3 = 10$$

Sehingga :

$$33,69 / T_3 = 10$$

$$T_3 = 3,37 \text{ lb.in}$$

Karena efisiensi *reducer* 90%⁵, maka torsi input aktualnya yaitu :

$$\begin{aligned}
 T_{3a} &= T_3 / \eta \\
 &= 3,37 / 0,9 \\
 &= 3,74 \text{ lb.in}
 \end{aligned}$$

Pada puli :

$$T_{3a} / T_4 = F_3 \cdot R_3 / F_4 \cdot R_4$$

Di mana,

$$F_3 = F_4$$

$$R_3 / R_4 = 1,25$$

Sehingga :

$$3,74 / T_4 = 1,25$$

⁵ Untuk Chenta Reducer Type CTE-U-D

$$T_4 = 3 \text{ lb.in}$$

Untuk dua buah puli, maka torsinya $= 2.T_4 = 2.3 = 6 \text{ lb.in}$

Sedangkan torsi aktualnya untuk efisiensi puli 95%⁶ :

$$\begin{aligned} T_{4a} &= 2T_4/\eta \\ &= 6/0,95 \\ &= 6,3 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

Daya yang dibutuhkan dari motor yaitu :

$$\begin{aligned} P &= \text{torsi} \cdot \text{putaran} / 63000 \\ &= 6,3 \cdot 1440 / 63000 \\ &= 0,14 \text{ hp} \end{aligned}$$

Sedangkan daya aktual motor berefisiensi 85% yaitu :

$$\begin{aligned} P_a &= 0,14/0,85 \\ &= 0,17 \text{ hp} \end{aligned}$$

Karena faktor ketersediaan, maka dipakai motor berdaya 2 hp.

3.4 Perencanaan Kopling

Kopling yang dipakai di sini yaitu jenis kopling tetap tipe flens.

Untuk diameter poros, $D = 35 \text{ mm}$, dari Tabel 2.11 didapat :

- $A = \text{diameter luar flens} = 140 \text{ mm}$
- $G = \text{diameter flens tanpa bingkai} = 124 \text{ mm}$

⁶ Robert O. Parmley, P.E. *Mechanical Components Handbook*. (New York: McGraw-Hill Book Company, 1980). p.3-49

- L = panjang flens = 50 mm
- C = diameter naf = 63 mm
- B = diameter antar pusat baut berseberangan = 100 mm
- F = tebal flens tanpa bingkai = 18 mm
- H = tebal flens keseluruhan = 31,5 mm
- K = tebal bingkai = 4 mm
- n = jumlah baut = 4 buah
- d = diameter baut = 10 mm

Data lain yang diketahui :

- Daya motor = 2 hp = 1492 W
- Putaran poros = 94,5 rpm
- Faktor koreksi = $f_c = 1,2$ (lihat Tabel 2.12)

Daya rencana :

$$\begin{aligned}
 P_d &= 1,2 \cdot 1492 \text{ W} \\
 &= 1790,4 \text{ W} \\
 &= 1,79 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Momen rencana :

$$\begin{aligned}
 T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot 1,79 / 94,5 \\
 &= 18449,3 \text{ kg} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Baut :

- Nilai efektif baut :
- $$\varepsilon = 0,5$$
- Jumlah baut efektif :

$$n_e = 0,5 \cdot 4$$

$$= 2 \text{ buah}$$

➤ Tegangan geser baut :

$$\tau_b = (8 \cdot T) / (\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B)$$

$$= (8 \cdot 18449,3) / (3,14 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 100)$$

$$= 2,35 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Dengan mengambil kadar karbon untuk baja liat sebesar 0,2 % maka kekuatan tarikanya σ_B adalah :

$$\sigma_B = 0,2 \cdot 100 + 20$$

$$= 40 \text{ kg/mm}^2 \rightarrow \text{dipilih bahan baut SS 41 dengan}$$

$$\sigma_B = 41 \text{ kg/mm}^2$$

➤ Faktor keamanan :

$$Sf_b = 6 \text{ (untuk bahan S - C)}^7$$

➤ Faktor koreksi :

$$K_b = 2 \text{ (dipilih antara 1,5 s/d 3)}^8$$

➤ Tegangan geser baut yang diizinkan :

$$\tau_{ba} = 41 / (6 \cdot 2)$$

$$= 3,42 \text{ kg/mm}^2$$

➤ $\tau_b < \tau_{ba} \rightarrow \text{aman}$

Flens :

➤ Bahan flens FC 20 dengan $\sigma_B = 17 \text{ kg/mm}^2$

➤ Faktor keamanan :

⁷ Sularso. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. (Jakarta: Pradnya Paramita, 1997). p. 8.

$$Sf_F = 6 \text{ (untuk bahan S- C)}^9$$

➤ Faktor koreksi :

$$K_F = 3 \text{ (dipilih antara 2 s/d 3)}^{10}$$

➤ Tegangan geser yang diijinkan untuk flens :

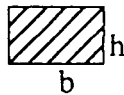
$$\begin{aligned}\tau_{Fa} &= 17 / (6 \cdot 3) \\ &= 0,94 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

➤ Tegangan geser flens :

$$\begin{aligned}\tau_F &= (2 \cdot T) / (\pi \cdot C^2 \cdot F) \\ &= (2 \cdot 18449,3) / (3,14 \cdot 63^2 \cdot 18) \\ &= 0,16 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

➤ $\tau_F \cdot K_F = 0,49 < \tau_{Fa} \rightarrow \text{aman}$

Pasak :



➤ Untuk $D = 35 \text{ mm}$, serta panjang $l = 50 \text{ mm}$, dari Tabel

2.13 didapat data-data sebagai berikut :

- $b \times h = 10 \times 8 \text{ (mm)}$
- kedalaman pasak pada poros = $t_1 = 5 \text{ mm}$
- besar pasak yang timbul = $t_2 = 3,3 \text{ mm}$

➤ Bahan pasak dipilih S 35 C (dengan normalisasi)

dengan $\sigma_B = 52 \text{ kg/mm}^2$

⁸ Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. (Jakarta: Pradnya Paramita, 1997). p. 34.

⁹ Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. (Jakarta: Pradnya Paramita, 1997). p. 8.

¹⁰ Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. (Jakarta: Pradnya Paramita, 1997). p. 34.

➤ Faktor keamanan :

- $sfk_1 = 6$ (untuk bahan S- C)
- $sfk_2 = 3$ (dikenai tumbukan ringan)
- $sfk_1 \cdot sfk_2 = 6 \cdot 3 = 18$

➤ Tegangan geser yang diizinkan :

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= 52 / 18 \\ &= 2,89 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

➤ Tekanan permukaan yang diijinkan :

$$p_a = 8 \text{ kg/mm}^2 \text{ (untuk poros } \phi \text{ kecil)}$$

➤ Gaya tangensial yang terjadi :

$$\begin{aligned}F &= T / (D/2) \\ &= 18449,3 / (35 / 2) \\ &= 1054,2 \text{ kg}\end{aligned}$$

➤ Tegangan geser yang terjadi :

$$\begin{aligned}\tau_k &= F / (b \cdot l) \\ &= 1054,2 / (10 \cdot 50) \\ &= 2,1 \text{ kg / mm}^2 < \tau_{ka} \rightarrow \text{aman}\end{aligned}$$

➤ Tekanan permukaan yang terjadi :

$$\begin{aligned}p &= F / l \cdot (t_1 \text{ atau } t_2) \\ &= 1054,2 / 50 \cdot 3,3 \\ &= 6,4 \text{ kg/mm}^2 < p_a \rightarrow \text{aman}\end{aligned}$$

Jadi :

➤ Bahan baut : SS 41, M 10 x 4 (buah)

- Bahan flens : FC 20
- Bahan pasak : S 35 C (dengan normalisasi)

3.5 Perencanaan Transmisi V-Belt

Dipilih transmisi sabuk V tipe standar.

Diketahui :

- Daya motor = $P = 2 \text{ hp} = 1,492 \text{ kW}$
- Putaran motor = $n_1 = 1440 \text{ rpm}$
- Diameter poros motor = 24 mm
- Diameter poros input *gearbox* = 18 mm
- Putaran poros input *gearbox* yang dikehendaki = 945 rpm
- Mesin bekerja selama 10 jam sehari
- Perbandingan putaran = $i = 1440/945 = 1,52$
- Jarak sumbu poros = $C \approx 750 \text{ mm}$
- Faktor koreksi = $f_c = 1,3$ (lihat Tabel 2.5)
- Jarak selisih diameter luar dan diameter jarak bagi puli
= $K = 4,5$ (lihat Tabel 2.4)

Daya rencana :

$$P_d = 1,3 \cdot 1,492$$

$$= 1,9396 \text{ kW}$$

Momen rencana :

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot 1,9396 / 1440$$

$$= 1311,92 \text{ kg.mm}$$

$$\text{➤ } T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot 1,9396 / 945$$

$$= 1999,1 \text{ kg.mm}$$

Penampang sabuk-V dipilih tipe A (cara pilih lihat Gambar 2.4)

Diameter minimum puli yang dianjurkan :

$$D_{\min} = 95 \text{ mm (lihat Tabel 2.6)}$$

Diameter lingkaran jarak bagi puli penggerak :

$$d_p = 95 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran jarak bagi puli yang digerakkan :

$$D_p = d_p \cdot i = 95 \cdot 1,52 = 144,4 \text{ mm}$$

Diameter luar puli penggerak :

$$d_k = d_p + 2 K$$

$$= 95 + 2 \cdot 4,5$$

$$= 104 \text{ mm}$$

Diameter luar puli yang digerakkan :

$$D_k = D_p + 2 K$$

$$= 144,4 + 2 \cdot 4,5$$

$$= 153,4 \text{ mm}$$

Diameter naf :

$$\text{➤ } d_B = 5/3 \cdot d_{s1} + 10$$

$$= 5/3 \cdot 24 + 10$$

$$= 50 \text{ mm}$$

$$\text{➤ } D_B = 5/3 \cdot d_{s2} + 10$$

$$= 5/3 \cdot 18 + 10$$

$$= 40 \text{ mm}$$

Cek jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} C - \frac{1}{2} \cdot (d_k + D_k) &= 750 - \frac{1}{2} \cdot (104 + 153,4) \\ &= 621,3 \text{ mm} \rightarrow > 0 \rightarrow \text{baik} \end{aligned}$$

Panjang keliling sabuk :

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot C + \pi/2 \cdot (d_p + D_p) + (1/4C) \cdot (D_p - d_p)^2 \\ &= 2 \cdot 750 + 3,14/2 \cdot (95 + 144,4) + (1/4 \cdot 750) \cdot (144,4 - 95)^2 \\ &= 1876,7 \text{ mm} \\ &\approx 1880 \text{ mm (dari Tabel 2.7, no. nominal sabuk-V : 74)} \end{aligned}$$

Konstanta b :

$$\begin{aligned} b &= 2 \cdot L - 3,14 (D_p + d_p) \\ &= 2 \cdot 1880 - 3,14 (144,4 + 95) \\ &= 3008,28 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} C &= (b + \sqrt{b^2 - 8 \cdot (D_p - d_p)^2}) / 8 \\ &= (3008,28 + \sqrt{(3008,28)^2 - 8 \cdot (144,4 - 95)^2}) / 8 \\ &= 751,66 \text{ mm} \\ &\approx 752 \text{ mm} \end{aligned}$$

Daerah penyetelan poros :

$$\left. \begin{aligned} \Delta C_i &= 20 \text{ mm} \\ \Delta C_t &= 50 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \text{lihat Tabel 2.8}$$

Jadi :

- Dipakai tipe A
- Nomor nominal sabuk-V : no. 74
- Diameter luar puli penggerak : $d_k = 104 \text{ mm}$
- Diameter luar puli yang digerakkan : $D_k = 153,4 \text{ mm}$
- Jarak sumbu poros : $752 + 50 \text{ (mm)}$
 $- 20 \text{ (mm)}$

3.6 Perencanaan Bantalan

Dipilih bantalan gelinding bola sudut $\alpha = 40^\circ$ baris tunggal.

Diketahui :

- Umur bantalan yang diinginkan ≥ 10.000 jam
- Faktor keamanan : $S_o = 1,1$ (untuk penggunaan biasa, dipilih antara 1,0 s/d 1,1)
- Beban aksial = 35 kg
- Diameter poros = 35 mm
- Kecepatan putar = 94,5 rpm

Beban statis :

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a$$

Untuk $\alpha = 40^\circ$, baris tunggal, dari Tabel 2.3

didapatkan :

$$X = 0,35$$

$$Y = 0,57$$

$$X_o = 0,5$$

$$Y_o = 0,26$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} P_o &= 0,5 \cdot 0 + 0,26 \cdot 35 \\ &= 9,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

Untuk penggunaan normal, konstanta f_w dipilih antara 1,1 s/d 1,3, yang kemudian dipilih $f_w = 1,2$

Beban statis terkoreksi :

$$\begin{aligned} P_w &= P_o \cdot f_w \\ &= 9,1 \cdot 1,2 \\ &= 10,92 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kapasitas beban statis :

$$\begin{aligned} C_o &= S_o \cdot P_w \\ &= 1,1 \cdot 10,92 \\ &= 12,012 \text{ kg} \\ &= 117,84 \text{ N} \end{aligned}$$

Beban ekivalen dinamis :

$$\begin{aligned} P &= X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \\ &= Y \cdot F_a \quad (F_r = 0) \\ &= 0,57 \cdot 35 \\ &= 19,95 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kapasitas beban dinamis :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

$$\begin{aligned}
 C &= P \sqrt[b]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}} \\
 &= 19,95 \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 60 \cdot 94,5}{10^6}} \\
 &= 76,6 \text{ kg} \\
 &= 751,86 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Umur bantalan sesungguhnya :

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \\
 &= \frac{10^6}{60 \cdot 94,5} \left(\frac{30700}{195,71} \right)^3 \\
 &= 6,8 \cdot 10^8 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

- n = kecepatan putar = 94,5 rpm
- $b = 3$
- P = beban ekivalen dinamis = 19,95 kg
- L_h = umur yang diharapkan = 10000 jam
- L = umur bantalan yang sesungguhnya

Pada Tabel 4.1, untuk bantalan bola sudut dengan $\alpha = 40^\circ$

dan diameter poros = 35 mm, diperoleh data-data sebagai berikut :

- $C = 30700 \text{ N}$

> $C_0 = 20800 \text{ N}$

Sehingga bantalan yang tepat untuk memenuhi kondisi ini yaitu tipe 7207 BE.

Tabel 4.1 Properti bantalan gelinding bola sudut baris tunggal ($\alpha = 40^\circ$)

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C_0		Lubrication grease oil			
mm			N		N	r/min		kg	-
10	30	9	7 020	3 350	140	19 000	28 000	0,030	7200 BE
12	32	10	7 610	3 300	160	18 000	26 000	0,036	7201 BE
	37	12	10 600	5 000	208	17 000	24 000	0,060	7301 BE
15	35	11	8 840	4 800	204	17 000	24 000	0,045	7202 BE
	42	13	13 000	6 700	230	15 000	20 000	0,080	7302 BE
17	40	12	11 100	5 100	250	15 000	20 000	0,055	7203 BE
	47	14	15 900	8 300	355	13 000	18 000	0,11	7303 BE
20	47	14	14 000	8 300	355	12 000	17 000	0,11	7204 BE
	52	15	19 000	10 400	440	11 000	16 000	0,14	7304 BE
25	52	15	15 600	10 200	430	10 000	15 000	0,13	7205 BE
	62	17	25 000	15 600	655	9 000	13 000	0,23	7305 BE
30	62	16	23 800	15 500	655	8 500	12 000	0,20	7206 BE
	72	19	34 500	21 200	900	8 000	11 000	0,34	7306 BE
35	72	17	30 700	20 800	880	8 000	11 000	0,23	7207 BE
	80	21	39 000	24 500	1 040	7 500	10 000	0,45	7307 BE
40	80	18	36 400	25 000	1 100	7 000	9 500	0,37	7208 BE
	90	23	49 400	33 500	1 400	6 700	9 000	0,53	7308 BE
45	85	19	37 700	28 000	1 200	6 700	9 000	0,42	7209 BE
	100	25	50 500	41 500	1 730	6 100	8 000	0,85	7309 BE
50	90	20	39 000	30 500	1 290	6 000	8 000	0,47	7210 BE
	110	27	74 100	51 000	2 200	5 300	7 000	1,10	7310 BE
55	100	21	43 800	33 000	1 630	5 600	7 500	0,52	7211 BE
	120	29	55 200	50 000	2 550	4 600	6 300	1,40	7311 BE
60	110	22	57 200	45 500	1 930	5 000	6 700	0,80	7212 BE
	130	31	95 600	69 500	3 000	4 500	6 000	1,75	7312 BE
65	120	23	56 300	34 000	2 280	4 500	6 000	1,00	7213 BE
	140	33	108 000	80 000	3 350	4 300	5 600	2,15	7313 BE

3.7 Perencanaan Bantalan Linier

Bantalan linier digunakan pada ujung-ujung *frame* kawat agar *frame* dapat meluncur dengan gesekan minimum dibandingkan

dengan menggunakan *bushing* biasa yang memiliki gesekan besar sekali.

Diketahui diameter poros rel yaitu 25 mm, sehingga dipakai bantalan linier yang memiliki diameter nominal sama dengan poros rel. Bantalan linier yang cocok dengan kondisi di atas yaitu *Thomson Linear Ball Bearing* dengan *part number* : 1MA-M25-P00.

Sebelumnya, perlu diadakan pengecekan apakah bantalan yang dipilih benar-benar memenuhi persyaratan untuk digunakan pada kondisi kerja mesin *cutting styrofoam*. Untuk itu dihitung terlebih dahulu beban ekivalen yang terjadi.

$$\begin{aligned} F_{EQ} &= F_H + F_V \\ &= 216,09 + 216,09 \\ &= 432,18 \text{ N} \end{aligned}$$

Keterangan :

F_{EQ} = Beban ekivalen

F_H = Beban horisontal

= Torsi ulir penggerak / Radius ulir penggerak

= 30,32 lb in / (1,375 in/2)

= 44,1 lb

= 216,09 N

F_V = Beban vertikal

= F_H = 216,09 N

Perhitungan umur bantalan :

$$\begin{aligned}
 L &= (C/F_{EQ})^3 \times L_r \\
 &= (13400/432,18)^3 \times 100 \\
 &= 2980714,6 \text{ km}
 \end{aligned}$$

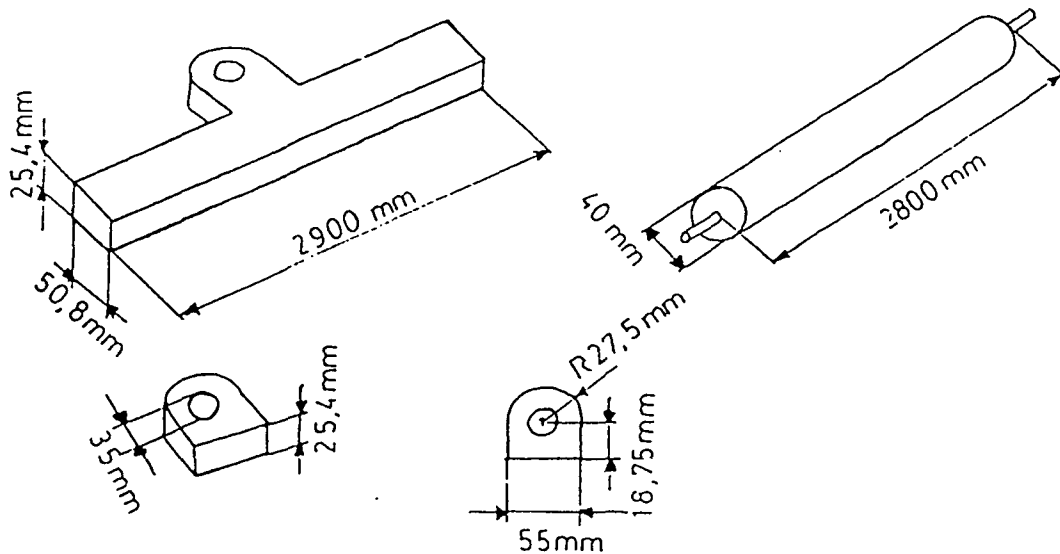
Kapasitas beban dinamis minimum :

$$\begin{aligned}
 C_{min} &= P (L_m/L_r)^{1/n} \\
 &= 432,18 (100000/100)^{1/3} \\
 &= 4321,799 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Diketahui kapasitas beban dinamis dari produsen, C, yaitu 13400 N, maka $C_{min} < C$, sehingga bantalan tersebut aman untuk bekerja pada konstruksi ini.

Data-data teknis mengenai bantalan ini dapat dilihat pada lampiran 1.

3.8 Perencanaan Frame Kawat Pemotong



Gambar 4.4 Elemen utama *frame* kawat pemotong

Frame kawat pemotong dihitung terlebih dahulu beratnya untuk menentukan gaya yang terjadi pada poros ulir penggerak.

Diketahui :

- Bahan *frame* : FC 20
- Massa jenis bahan *frame* = 7870 kg/m^3
- Bahan *griper* : tembaga
- Massa jenis *griper* = 8933 kg/m^3

Massa total frame kawat pemotong dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 M_{\text{tot}} &= M_{\text{frame}} + M_{\text{griper}} \\
 &= \rho_{\text{FC20}} \cdot V_{\text{frame}} + \rho_{\text{tembaga}} \cdot V_{\text{griper}} \\
 &= 7870 \text{ kg/m}^3 \cdot (25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 50,8 \cdot 10^{-3} \cdot 2,9 + 25,4 \cdot 10^{-3} \cdot \\
 &\quad 37,5 \cdot 10^{-3} \cdot 18,75 \cdot 10^{-3} + 1/2 \cdot 1/2 \cdot 3,14 \cdot (27,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \\
 &\quad 25,4 \cdot 10^{-3} - 1/4 \cdot 3,14 \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 25,4 \cdot 10^{-3}) \text{ m}^3 + 8933 \\
 &\quad \text{kg/m}^3 \cdot (2,8 \cdot 1/4 \cdot 3,14 \cdot ((40 \cdot 10^{-3})^2 - (38 \cdot 10^{-3})^2)) \text{ m}^3 \\
 &= 32,6 \text{ kg} \\
 &\approx 35 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Sedangkan mekanisme pemberian arus listrik pada kawat nikelin dilakukan dengan mengalirkan arus bertegangan 25 V dari adaptor menuju *griper* yang terpasang pada *frame*. *Griper* tersebut selain sebagai penahan kawat nikelin agar tidak bergerak, juga sebagai distributor arus listrik menuju kawat-kawat nikelin yang terpasang pada *frame* tersebut. Mekanisme pemberian arus listrik pada kawat nikelin dapat dilihat pada konstruksi mesin *cutting* pada lampiran 2.