

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

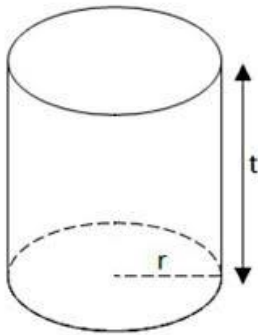
4.1 Perancangan Silinder Perontok

Massa jenis material padi (γ) dapat dihitung dengan persamaan :

$$m = v \times \gamma$$

Maka :

$$\gamma = \frac{m}{v}$$



Massa padi dihitung dengan persamaan :

$$m = m_{\text{tot}} - m_{\text{tab}}$$

Dimana : m_{tot} : 6,65 kg

m_{tab} : 0,6455 kg = 0,65 kg

m : 6,65 kg - 0,65 kg = 6 kg

$$\begin{aligned} v &= \pi \cdot r^2 \cdot t \\ &= \pi \cdot 8,5^2 \text{ cm} \cdot 19 \text{ cm} \\ &= 4310,44 \text{ cm}^3 \\ &= 0,00431 \text{ m}^3 = 0,004 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\gamma = \frac{m}{v}$$

$$\gamma = \frac{6 \text{ kg}}{0,004 \text{ m}^3} = 1500 \text{ kg/m}^3 = 150 \text{ kg/m}^3$$

(hasil pemadatan / kompres padi beserta tangkai pada wadah)

Direncanakan : $n = 100$ Rpm (Kecepatan putaran)
 $\gamma = 150$ kg/ m³ (Berat curah material)
 $\beta = 20^\circ \rightarrow C = 0,65$ (Faktor koreksi)
 $\Psi = 0,4$ (Loading efisiensi)

Tabel 4.1 (a) : loading efisiensi

0,125	= Untuk aliran lambat, material abrasif
0,25	= Untuk aliran lambat, material sedikit abrasif
0,32	= Untuk aliran bebas mengalir, material sedikit abrasif
0,4	= Untuk aliran bebas mengalir, material tidak abrasif

Sumber : Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib Zainuri, hal. 103

Tabel 4.1(b) : faktor koreksi

$\beta =$	0°	5°	10°	15°	20°
C =	1	0,9	0,8	0,7	0,65

Sumber : Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib Zainuri, hal. 103

$$D = 3 \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{60 \cdot \pi \cdot 0,8 \cdot n \cdot \Psi \cdot \gamma \cdot C}}$$

$$D = 3 \sqrt{\frac{4 \cdot 2000 \text{ kg/jam}}{60 \cdot \pi \cdot 0,8 \cdot 100 \text{ rpm} \cdot 0,4 \cdot 150 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,65}}$$

$$D = 3 \sqrt{\frac{8000 \text{ kg/jam}}{587.808 \text{ kg/m}^3}} = 0,118 \text{ m} = 118 \text{ mm}$$

Dimana : Q : kapasitas yang direncanakan (kg/jam)

n : putaran mesin (rpm)

γ : berat curah (kg/m³)

C : faktor koreksi

Ψ : loading efisiensi

D : diameter perontok

- (S) jarak perontok perpitch = $0,8 \times D$
 $= 0,8 \times 0,118 \text{ m} = 0,095 \text{ m} = 95 \text{ mm}$
- $d = \frac{D_i + D_o}{2} = \frac{118 \text{ mm} + 218 \text{ mm}}{2} = 168 \text{ mm} = 0,168 \text{ m}$

Dimana : d = diameter rata-rata
D_i = diameter *input*
D_o = diameter *output*

4.1.1 Laju Perontok

$$V = \frac{S \cdot n}{60}$$
$$V = \frac{0,095 \text{ m} \cdot 100 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 0,158 = 0,16 \text{ m/s}$$

Dimana :

S : jarak perontok perpitch (m)
n : putaran mesin (rpm)

4.1.2 Berat material tiap satuan panjang poros (q)

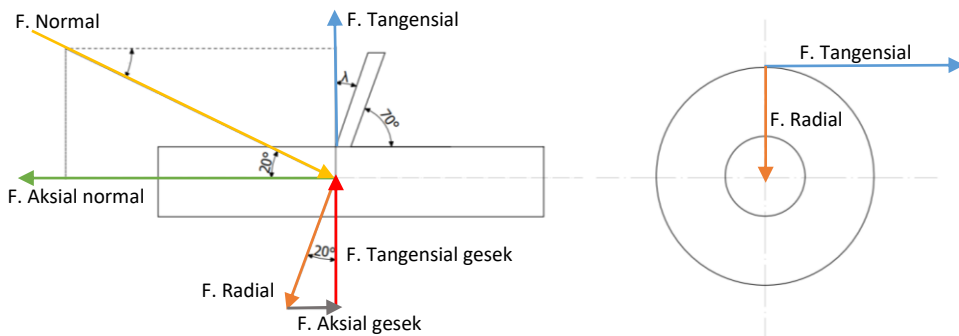
$$q = \frac{Q}{v}$$
$$q = \frac{2000 \text{ kg/jam}}{3600 \cdot 0,16 \text{ m/s}} = 3,51 \text{ kg/m}$$

Dimana :

Q : Kapasitas yang direncanakan (kg/jam)
v : volume gabah pada laju perotok (m)

Sumber : Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib
Zainuri, hal. 105

4.1.3 Gaya-gaya yang terjadi pada poros saat berputar



Gambar 4.1.3 Gaya-Gaya Pada Silinder Perontok

Dimana:

- f_a = gaya yang akan terjadi (N)
- q = berat material tiap panjang perontok (kg/m)
- l = panjang perontok (m)
- f' = konstanta faktor gesek antara material dan lintasanya
(0,75 untuk bahan gabah)

Tabel 4.1.3 : berat curah, sudut balik, faktor gesek bahan curah

Material	Berat material massal $\gamma . m^3$	Sudut istirahat Deg		Faktor gesekan statis F_o		
		Dinamis ϕ dy.n	Statis ϕ	Pada Baja	Diatas kayu	Pada karet
Gandum	0,65 - 0,83	25	35	0,58	0,58	0,5
Biji besi	2,10 - 2,45	30	50	1,2	-	-
Gambut kering	0,33 - 0,41	40	45	0,75	0,8	-
Batu bara	0,65 - 0,78	35	50	1	1	0,7

Sumber : Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib Zainuri, hal. 75

$$f_a = q \cdot l \cdot f' \cdot g \rightarrow \text{gaya aksial}$$

$$f_a = 3,5 \text{ kg/m} \cdot 1 \text{ m} \cdot 0,75 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$f_a = 25,725 \text{ N}$$

➤ **Gaya yang Timbul Akibat Gaya Normal (f_n)**

- Gaya yang timbul akibat gaya normal (f_n)
 - Gaya arah aksial (f_{an}) = $f_n \cos \lambda$
 - Gaya arah tangensial (f_{tn}) = $f_n \sin \lambda$

- **Gaya yang timbul akibat gaya gesek**

Dimana : $fg = fn \cdot f'$

Gaya arah aksial $(fag) = fn \cdot f' \cdot \sin \lambda$
Gaya arah tangensial $(ftg) = fn \cdot f' \cdot \cos \lambda$

$$fan - fag = q \cdot l \cdot f' \rightarrow \text{gaya normal}$$

$$fn \cdot \cos \lambda - fn \cdot f' \cdot \sin \lambda = q \cdot l \cdot f' \cdot g$$

$$fn \cdot (\cos \lambda - f' \cdot \sin \lambda) = q \cdot l \cdot f' \cdot g$$

$$fn = \frac{q \cdot l \cdot f' \cdot g}{\cos \lambda - f' \cdot \sin \lambda}$$

$$fn = \frac{3,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 1 \text{ m} \cdot 0,75 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}{\cos 20^\circ - 0,75 \cdot \sin 20^\circ}$$

$$fn = \frac{25,725 \text{ kg.m/s}^2}{0,7192}$$

$$= 35,78 \text{ N}$$

➤ **Gaya Tangensial (ft)**

$$ft = ftn + ftg$$

$$ft = fn \cdot \sin \lambda + fn \cdot f' \cdot \cos \lambda$$

$$ft = fn \cdot (\sin \lambda + f' \cdot \cos \lambda)$$

$$ft = 35,78 \text{ N} (\sin 20^\circ + 0,75 \cdot \cos 20^\circ)$$

$$= 71,92 \text{ N}$$

4.1.4 Perhitungan Torsi

$$\begin{aligned} T &= ft \cdot r \\ &= 71,92 \text{ N} \cdot 0,059 \text{ m} \\ &= 4,24 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} ft &= \text{gaya tangensial (N)} \\ r &= \text{jari-jari perontok (m)} \end{aligned}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 59

4.1.5 Perhitungan Kecepatan Sudut

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 100 \text{ rpm}}{60} = 10,46 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin , Prof .Dr .Ir. Dhamir Dahlan. M.Sc, hal. 17

4.1.6 Perhitungan Daya yang Dibutuhkan Poros Perontok

$$Mt = \frac{N}{\omega}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} N &= \text{daya (watt)} \\ \omega &= \text{kecepatan sudut (rad/s)} \end{aligned}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, hal. 21 (Pers.22.23)

Dikarenakan putaran poros perontok dipengaruhi oleh rasio *gearbox* dan rasio *pulley*, maka dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut :

- Perhitungan transmisi I yaitu menggunakan *gearbox reducer* dengan rasio 1:30. Dimana 30 kali putaran *input gearbox* direduksi menjadi q kali putaran *output gearbox*.

Diketahui : Putaran poros perontok = 100 rpm, sehingga putaran *input gearbox* = $100 \times 30 = 3000$ rpm

- Perhitungan transmisi II yaitu menggunakan *pulley* dengan rasio 2 : 1, dimana diameter *pulley output motor* 225 mm dan diameter *pulley input gearbox* 112,5 mm sehingga dapat dihitung putaran motor sebagai berikut :

Diketahui : $n_1 = 3000$ rpm
 $d_p = 225$ mm
 $D_p = 112,5$ mm
 $n_2 =$ Putaran motor

Tabel 4.1.6 : diameter minimum *pulley* yang diijinkan

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minim yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter minim yang diizinkan	95	145	225	350	550

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 168

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_p}{D_p}$$

Dimana : $n_1 =$ Putaran *input gearbox*
 $n_2 =$ Putaran *output motor*
 $d_p =$ Diameter *pulley motor*
 $D_p =$ Diameter *pulley gearbox*

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_p}{D_p}$$

$$\frac{3000 \text{ mm}}{n_2} = \frac{225 \text{ mm}}{112,5 \text{ mm}}$$

$$n_2 = \frac{3000 \text{ rpm} \times 112,5 \text{ mm}}{225 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 1500 \text{ rpm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan
Elemen Mesin, Sularso, hal. 166

Jadi kecepatan motor untuk memutar perontok adalah 1500 rpm.
Sehingga daya motor yang dibutuhkan untuk memutar poros perontok
adalah :

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

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500 \text{ rpm}}{60}$$

$$\omega = 157 \text{ rad/s}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin , Prof .Dr .Ir. Dhamir Dahlan. M.Sc, hal. 17

$$M_t = \frac{N}{\omega}$$

$$N = M_t \cdot \omega$$

$$= 4,24 \text{ N.m} \times 157 \text{ rad/s}$$

$$= 666,19 \text{ watt} = 1 \text{ Hp}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, hal. 21 (Pers.22.23)

4.2 Analisis Struktur Poros Penggiling

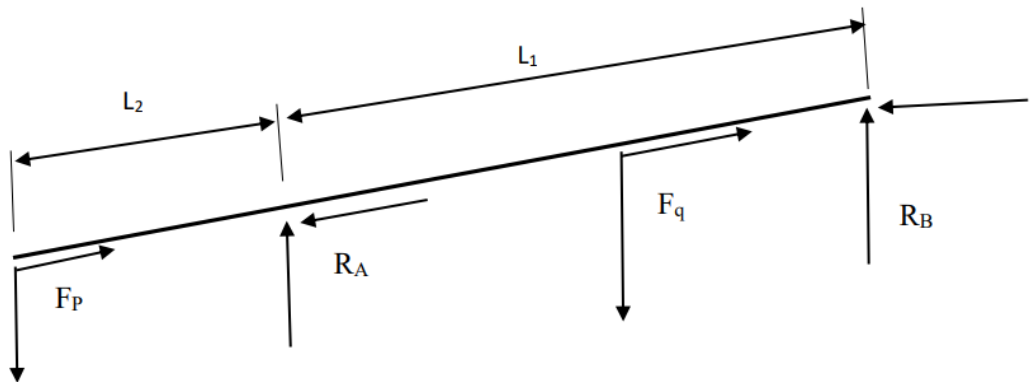
4.2.1 Gaya-Gaya Pada Poros

Gaya yang diketahui pada perontok

- Gaya tangensial : 71,92 N
- Gaya aksial : 25,725 N

Gaya yang diketahui pada roda gigi

- Gaya tangensial : 85,1 N
- Gaya aksial : 13,94 N



$$\sum M_A = 0$$

$$-F_p \times L_2 + F_q \times \frac{1}{2} \times L_1 - R_B \times L_1 = 0$$

$$R_B = \frac{F_q \times \frac{1}{2} \times L_1 - F_p \times L_2}{L_1}$$

$$R_B = \frac{71,92 \text{ N} \times \frac{1}{2} \times 800 - 85,1 \times 200}{800}$$

$$R_B = 14,685 \text{ N}$$

$$R_A = F_p + F_q - R_B$$

$$R_A = 85,1 + 71,92 - 14,685$$

$$R_A = 142,335 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - F_p - F_q = 0$$

$$142,335 \text{ N} + 14,685 \text{ N} - 85,1 \text{ N} - 71,92 \text{ N} = 0$$

4.2.2 Momen torsi pada poros

$$M_t = 71620 \cdot \frac{N}{n} \text{ (kg.cm)}$$

$$M_t = 71620 \cdot \frac{2 \text{ Hp}}{100 \text{ rpm}} \text{ (kg.cm)}$$

$$M_t = 1432,4 \text{ kg.cm}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, Hal. 114

4.2.3 Diameter pada poros

Tegangan ijin pada bahan

Bahan poros S45C dengan tegangan tarik 58 kg/mm^2 , $Sf_1 = 6,0$ (untuk bahan SC), $Sf_2 = 2,0$ $K_t = 2,0$ (jika dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$\tau_a = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \times 2,0}$$

$$\tau_a = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

Dimana : σ_B = kekuatan tarik bahan poros
 Sf_1 = koreksi untuk baja karbon
 Sf_2 = koreksi pengaruh kekasaran permukaan

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{4,83} 2,0 \cdot 2,0 \cdot 1432,4 \text{ kg.cm} \right]^{1/3}$$

$$d_s = 18,22 \rightarrow 25 \text{ mm (mengikuti tabel yang tersedia)}$$

Tabel 4.2.3 : diameter poros

Tabel 1.7 Diameter poros. (Satuan mm)

4	10	*22,4 24	40	100 (105)	*224 240	400
	11	25	42	110	250	420
4,5	*11,2 12	28 30	45	*112 120	280 300	450 460
5	*12,5	*31,5 32	48 50	125 130	*315 340	480 500 530
*5,6	14 (15)	35 *35,5	55 56	140 150	*355 360	560
6	16 (17)	38	60	160 170	380	600
*6,3	18 19 20 22		63 65 70	180 190 200 220		630
7			71			
*7,1			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

Keterangan: 1. Tanda* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan getinding.

Dimana : d_s = diameter poros
 K_t = koreksi tegangan
 C_b = faktor lentur
 τ_a = tegangan ijin pada bahan

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 8

4.2.4 Syarat perencanaan

$$\frac{5,1.Mt}{d_s^3} \leq \tau_a$$

$$\frac{5,1 \times 1432,4 \text{ kg.cm}}{25^3 \text{ mm}} \leq 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 2,7 \text{ kg/mm}^2$$

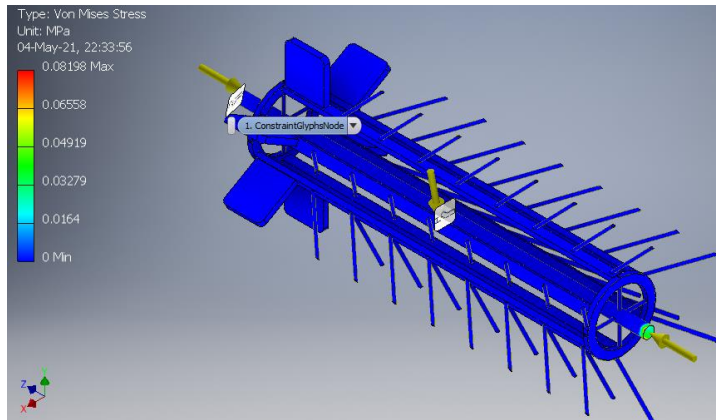
bedasarkan syarat perencanaan poros dapat disimpulkan

AMAN/TERPENUHI dan dapat diterapkan

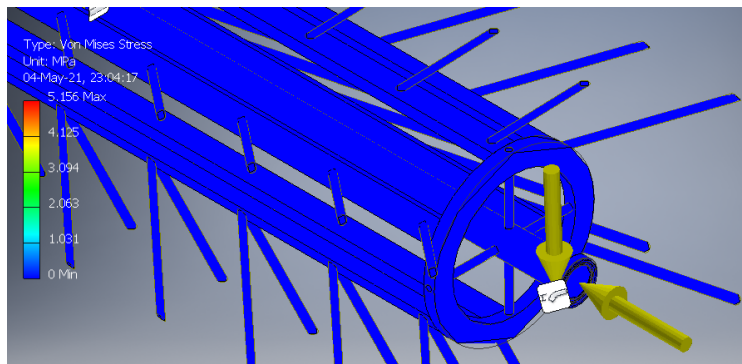
Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, Hal. 114

4.2.5 Simulasi poros pada silinder perontok

- Sebelum diberi bearing pada poros silinder perontok

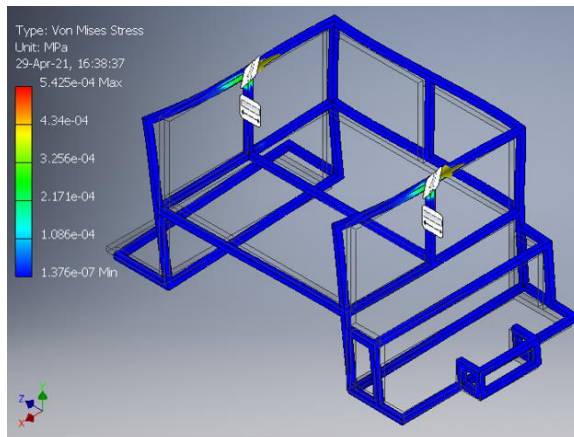


- Setelah diberi bearing pada poros silinder perontok



Gambar 4.2 Hasil *Ansys* Silinder Perontok Pada Software

4.2.6 Simulasi rangka mesin perontok padi



Hasil dari simulai kerangka dengan diberikan gaya berlawanan sumbu Y sebesar gaya yang telah diperhitungkan pada poros perontok, material yang digunakan baja karbon dan akibat gaya yang diberikan menjadi pemindahan sebesar 0,2977 mm

4.3 Menentukan *Pulley Dan V-Belt*

Diketahui :

Daya Motor : 2 HP = 1,49 KW

n_1 : Putaran *output* motor (3000 rpm)

n_2 : Putaran *input gearbox* (1500 rpm)

d_p : Diameter *pulley* motor (225 mm)

D_p : Diameter *pulley gearbox* (112,5 mm)

Tabel 4.3 : diagram pemilihan sabuk V dipilih sabuk tipe C dengan dimensi sebagai berikut :

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minim yang dizinkan	65	115	175	300	450
Diameter minim yang dizinkan	95	145	225	350	550

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 169

4.3.1 Kecepatan Keliling Sabuk V-Belt (V)

$$V = \frac{dp \cdot n_1}{60 \times 1000}$$

$$V = \frac{225 \cdot 3000}{60 \times 1000}$$

$$V = 11,25 \text{ m/s}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 166

Panjang Sabuk (L)

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{2} (d_p - D_p)^2 - \frac{C}{4C} (d_p - D_p)^2$$

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4C} (D_p - d_p)^2$$

$$L = 2 \cdot 225 + \frac{\pi}{2} (225 + 112,5) + \frac{1}{4 \cdot 225} (112,5 - 225)^2$$

$$L = 450 + 529 + 14,05$$

$$L = 723,5 \text{ mm}$$

Table 4.3.1 : panjang sabuk V standard L adalah 711 mm

Nomor nominal	
(inch)	(mm)
26	660
27	686
28	711
29	737
30	762

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 168

4.3.2 Jarak Sumbu Poros Antar Puli

Agar jarak sumbu poros sesuai dengan panjang sabuk standard maka jarak sumbu antar poros sementara harus disesuaikan sehingga dapat di hitung dengan rumus berikut :

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 + 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

Dimana :

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p)$$

$$b = 2 \times 711 - 3,14(112,5 + 225)$$

$$b = 1411 - 1060$$

$$b = 351 \text{ mm}$$

Maka :

$$C = \frac{351 + \sqrt{351^2 - 8(112,5 - 225)^2}}{8}$$

$$C = \frac{351 + \sqrt{351^2 - 8(112,5 - 225)^2}}{8}$$

$$C = \frac{351 + \sqrt{123201 - 101250}}{8}$$

$$C = \frac{351 + 148}{8}$$

$$C = 62,5 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 170 (Pers. 5.4)

4.3.3 Besar Sudut Kontak *Pulley* Dengan Sabuk

$$\begin{aligned}\theta &= 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{c} \\ &= 180^\circ - \frac{57(112,5 - 225)}{62,5} \\ &= 100,2^\circ\end{aligned}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 173

4.4 Analisa *Bearing*

4.4.1 Menentukan gaya radial yang terjadi :

➤ Jarak titik beban dan titik tumpu :

$$a = 104 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$l = 74 \text{ mm}$$

- Gaya tangensial K_t (kg) = 98,49 kg
Gaya pisah K_s (kg) = 90 kg
Gaya aksial K_a (kg) = 14,7 kg

- (A) $K_t: f_{rt} = 98,49 \times 30/74 = 39,92$ kg
 $K_s : f_{rs} = 90 \times 30/74 = 36$ kg
 $K_a : \text{jarak bagi } r = 20/2 = 10$ mm
 $f_{ra} = 14,7 \times 35/74 = 6,96$ kg

- (B) $K_t: f_{rt} = 98,49 \times 104/74 = 138,41$ kg
 $K_s : f_{rs} = 90 \times 104/74 = 126,48$ kg
 $K_a : f_{ra} = 14,7 \times 35/74 = 6,96$ kg

4.4.2 Beban radial gabungan

$$(A) \Sigma f_r = \sqrt{39,92^2 + (6,96 - 10)^2} = 41,06 \text{ kg}$$

$$\Sigma f_a = 14,7 \text{ kg}$$

$$(B) \Sigma f_r = \sqrt{138,41^2 + (126,48 - 6,96)^2} = 182,87 \text{ kg}$$

$$\Sigma f_a = 0 \text{ (ditahan oleh A)}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 146-149

4.4.3 Menentukan faktor faktor

Diketahui :

- *Faktor beban* (f_w) = 1,5
- Beban putar pada cincin dalam (V) = 1
- Konstanta sudut (e) = 0,35
- $X = 0,63$
- $Y = 1,24$

Tabel 4.4.3 : faktor-faktor pada bearing

Tabel 4.9 Faktor-faktor F, X, Y , dan X_0, Y_0 .

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda		e	Baris tunggal		Baris ganda		
			$F_a / VF_r > e$		$F_a / VF_r \leq e$			X_0	Y_0	X_0	Y_0	
			X	Y	X	Y						
Bantalan bola alur dalam	1	1,2	0,56	2,30	1,99	1,71	2,30	0,19				
				1,55	1,45	1,0	1,55	0,28				
				1,31	1,31	0,56	1,45	0,30	0,6	0,5	0,6	0,5
				1,15	1,04	1,00	1,31	0,34				
				1,15	1,04	1,00	1,15	0,38				
				1,04	1,00	1,00	1,04	0,42				
Bantalan bola sudut	1	1,2	0,43	1,00	0,70	1,63	1,09	0,57	0,42	0,84	0,38	0,76
				0,87	0,82	0,67	0,87	0,68	0,5	0,33	0,66	0,58
				0,76	0,78	0,63	1,24	0,80				
				0,66	0,66	0,60	1,07	0,95				
				0,57	0,55	0,57	0,93	1,14				

Untuk bantalan baris tunggal, bila $F_a / VF_r \leq e$, $X = 1$, $Y = 0$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 135 (tabel. 4.9)

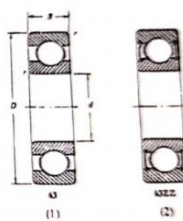
4.4.4 Menentukan faktor syarat aman konstanta (e)

$$e = \frac{C_0}{F_a} = \frac{\Sigma F_a}{v \cdot \Sigma F_r} > 0,35 = \frac{14,7}{1 \cdot 41,06} = 0,35 > 0,35$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 143

Tabel 4.4.4 (a) : faktor ekuivalen

C_0 / F_a	5	10	15	20	25
$F_a / VF_r \leq e$	X	1			
	Y	0			
$F_a / VF_r > e$	X	0,56			
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76
e	0,35	0,29	0,27	0,25	0,24



Tabel 4.4.4 (b) : faktor beban umur

Tabel 4.11 Bantalan untuk permesinan serta umurnya.

Umur L_u	2000-4000 (jam)	5000-15000 (jam)	20000-30000 (jam)	40000-60000 (jam)
	Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus-menerus dengan beban tinggi
1-1,5 Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perlekas, press putar, separator senyampang, senyok pemurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting
1,1-1,3 Kerja biasa	Mesin pertanian gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemangas pipem, roda gigi reduksi, kerucut rel	Pompa pengawar, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, pengalihan bola, motor utama kerucut rel listrik
1,3-1,5 Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill.	Penggetar, penghancur	

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 143 (tabel. 4.11)

4.4.5 Menentukan Beban ekuivalen dinamis P_r (kg)

Tabel 4.4.4 : beban ekuivalen

nilai $V = 1$, untuk beban putar cincin dalam dan nilai faktor

Tabel 4.9 Faktor-faktor F , X , Y , dan X_0 , Y_0 .

Jenis bantalan	Beban putar pada cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Beban ganda						Beban tunggal			
			$F_a / F_r \leq \epsilon$		$F_a / F_r > \epsilon$		ϵ	X_0	Y_0			
			X	Y	X	Y						
Bantalan bola alur dalam	$F_a / C_0 = 0,014$ $= 0,028$ $= 0,055$ $= 0,084$ $= 0,11$ $= 0,17$ $= 0,28$ $= 0,42$ $= 0,56$	1	1,2	2,30	1,99	2,30	0,19	0,5	0,5			
				1,71	1,50	1,71	0,22					
				1,55	1,55	1,55	0,28					
				0,56	1,45	0,56	0,30					
				1,31	1,31	1,31	0,34					
				1,15	1,15	1,15	0,38					
1,04	1,04	1,04	0,42									
1,00	1,00	1,00	0,44									
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$ $= 25^\circ$ $= 30^\circ$ $= 35^\circ$ $= 40^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57	0,42	0,84	
				0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68	0,38	0,76	
				0,39	0,76	1,08	0,63	1,24	0,80	0,5	0,33	0,66
				0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95	0,29	0,58	
				0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14	0,26	0,52	

Untuk bantalan beris tunggal, bila $F_a / F_r \leq \epsilon$, $X = 1$, $Y = 0$

$X = 0,56$ sehingga:

$$Pr = X.V.fr + Y.fa$$

$$Pr = 0,63 \times 1 \times 40,33 + 1,24 \times 14,27 = 43,1 \text{ kg}$$

Untuk putaran : 100 rpm

$$Pr1 = 43,1 \times 2000/100 = 862 \text{ kg}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 135 (tabel. 4.9)

4.4.6 Menentukan Faktor Putaran

Diketahui kecepatan $n = 100$ rpm , sehingga :

$$fn = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3}$$

$$fn = \left(\frac{33,3}{100}\right)^{1/3} = 0,69$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 136 (Pers. 4.52)

4.4.7 Menentukan beban rata-rata P_m (kg)

$$P_m = \sqrt{Pr_1 \cdot n \cdot q}$$

$$P_m = \sqrt{862 \times 100 \times 0,77}$$

$$P_m = 40,5 \text{ kg}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 138 (Pers. 4.58)

4.4.8 Menentukan Faktor Umur

Jika C (Kg) sesuai tabel (hal 145), menyatakan beban nominal dinamis spesifikasi dan P (kg) ekuivalen dinamis, maka faktor umur (f_h) adalah :

Tabel 4.4.8 (a) : nomor nominal bantalan

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 145

$$f_h = fn \cdot \frac{C}{P}$$

$$f_h = 0,69 \cdot \frac{5100}{40,5}$$

$$f_h = 86,9$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 136 (Pers. 4.53)

- Menentukan Umur Bantalan

$$L_h = 500 \cdot f_h^3$$

$$L_h = 500 \times 86,9^3 = 318028 \text{ jam}$$

318028 jam > 2500 jam **DAPAT DITERAPKAN**

538 HARI > 208 HARI

- Menentukan Keandalan Umur/Efisiensi

$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

Tabel 4.4.8 (b) : tabel faktor keandalan

Faktor keandalan (%)	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 137 (Tabel. 4.10)

- Dengan menggunakan factor keandalan 95%

$$L_n = 0,62 \times 1 \times 1 \times 318028$$

$$L_n = 197.177,4 \text{ jam}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 136 (Pers. 4.54)

4.5 Perencanaan Roda Gigi

4.5.1 Perencanaan Roda Gigi Kerucut

Direncanakan :

Daya (P)	: 1,49 Kw
Perbandingan reduksi (i_1)	: 2,95
Putaran <i>input</i> pinion (n_1)	: 1500 rpm
Jarak sisi kerucut terhadap titik potong sumbu (R)	: 0 mm
Jarak bagi diameter luar (p)	: 5
Sudut tekan (a_0)	: 20°
Sudut poros (Σ)	: 90°
Sisi kerucut (R)	: 50 mm

- Menggunakan faktor koreksi dengan daya maksimum ($f_c = 1,2$)

$$Pd = f_c \times P$$

$$Pd = 1,2 \times 1,49 \text{ Kw}$$

$$Pd = 1,78 \text{ Kw}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 238 (Pers. 6.56)

- Sudut kerucut jarak bagi sementara roda gigi kerucut pinion (δ_{1s})

$$\delta_{1s} = \tan^{-1} \times \frac{1}{i_1}$$

$$\delta_{1s} = \tan^{-1} \times \frac{1}{3}$$

$$\delta_{1s} = 18,43^\circ$$

- Sudut kerucut jarak bagi sementara roda gigi kerucut besar

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_{1s}$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 18,43^\circ$$

$$\delta_2 = 71,67^\circ$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 269 (Pers. 6.81 - 6.83)

- Diameter lingkaran jarak bagi sementara roda gigi kerucut pinion (d_1)

$$d_1 = 2 \times R \times \sin \delta_1$$

$$d_1 = 2 \times 50 \times \sin 18,43^\circ$$

$$d_1 = 31,61 \text{ mm}$$

- Diameter lingkaran jarak bagi sementara roda gigi kerucut besar (d_2)

$$d_2 = 2 \times R \times \sin \delta_2$$

$$d_2 = 2 \times 50 \times \sin 71,67^\circ$$

$$d_2 = 62,51 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 268 (Pers. 6.79)

- Modul roda gigi (m)

$$m = \frac{25,4}{Dp}$$

$$m = \frac{25,4}{5}$$

$$m = 5,08 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 215 (Pers. 6.4)

- Jumlah gigi pada roda gigi kerucut pinion (Z_1)

$$Z_1 = \frac{d_1}{m}$$

$$Z_1 = \frac{31,61}{5,08}$$

$$Z_1 = 6,2$$

- Jumlah gigi pada roda gigi kerucut besar (Z_2)

$$Z_2 = \frac{d_2}{m}$$
$$Z_2 = \frac{62,51}{5,08}$$
$$Z_2 = 12,30$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 216 (Pers. 6.5 – 6.6)

- Perbandingan jumlah gigi (i_z)

$$i_z = \frac{Z_2}{Z_1}$$
$$i_z = \frac{12,30}{6,2}$$
$$i_z = 1,98$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 268 (Pers. 6.81)

- Sudut kerucut jarak bagi roda gigi kerucut pinion (δ_1)

$$\delta_1 = \tan^{-1} \times \frac{Z_1}{Z_2}$$
$$\delta_1 = \tan^{-1} \times \frac{6,2}{12,30}$$
$$\delta_1 = 26,75^\circ$$

- Sudut kerucut jarak bagi roda gigi kerucut besar (δ_2)

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$
$$\delta_2 = 90^\circ - 26,75^\circ$$
$$\delta_2 = 63,25^\circ$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 268 - 269 (Pers. 6.81 - 683)

- Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi kerucut pinion (d_1)

$$d_1 = 2 \times R \times \sin \delta_1$$
$$d_1 = 2 \times 50 \times \sin 26,75^\circ$$
$$d_1 = 45 \text{ mm}$$

- Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi kerucut besar (d_2)

$$d_2 = 2 \times R \times \sin \delta_2$$
$$d_2 = 2 \times 50 \times \sin 63,25^\circ$$
$$d_2 = 89,29 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 269 (Pers. 6.79)

- Kecepatan keliling (V)

$$V = \frac{\pi \times d_1 \times n}{60 \times 1000}$$
$$V = \frac{\pi \times 45 \times 100}{60 \times 1000}$$
$$V = 0,24 \text{ m/s}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 238 (Pers. 6.54)

- Gaya tangensial (f_t)

$$f_t = \frac{102 \times p d}{v}$$
$$f_t = \frac{102 \times 1,96}{0,24}$$
$$= 833 \text{ kg}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 238 (Pers. 6.58)

- Gaya aksial f_{a1} dan f_{a2}

- Gaya aksial roga gigi kerucut pinion f_{a1}

$$f_{a1} = f_t \times \tan \alpha_o \times \sin \delta_1$$
$$f_{a1} = 85,1 \times \tan 20^\circ \times \sin 26,75^\circ$$
$$= 13,94 \text{ kg}$$

- Gaya aksial roga gigi kerucut besar f_{a2}

$$f_{a2} = f_t \times \tan \alpha_o \times \sin \delta_2$$
$$f_{a2} = 85,1 \times \tan 20^\circ \times \sin 63,25^\circ$$
$$= 27,66 \text{ kg}$$

- Gaya radial f_{r1} dan f_{r2}
 - Gaya radial roda gigi kerucut pinion f_{r1}
$$f_{r1} = f_t \times \tan \alpha_o \times \cos \delta_1$$
$$f_{r1} = 85,1 \times \tan 20^\circ \times \cos 26,75^\circ$$
$$= 27,66 \text{ kg}$$
 - Gaya radial roga gigi kerucut pinion f_{r2}
$$f_{r2} = f_t \times \tan \alpha_o \times \cos \delta_2$$
$$f_{r2} = 857,7 \times \tan 20^\circ \times \cos 63,25^\circ$$
$$= 13,94 \text{ kg}$$

- Kelonggaran puncak (Ck)
$$Ck = 0,188 \times m$$
$$Ck = 0,188 \times 5,08$$
$$= 0,955 \text{ kg}$$

Kelonggaran belakang $C_o = 0$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 269 (Pers. 6.89)

- Faktor perubahan kepala roda gigi kerucut pinion (x_1)
$$x_1 = 0,46 \times \left[1 - \left[\frac{Z_1}{Z_2} \right]^2 \right]$$
$$x_1 = 0,46 \times \left[1 - \left[\frac{6,2}{12,30} \right]^2 \right]$$
$$= 0,343$$
- Faktor perubahan kepala roda gigi kerucut besar (x_2)
$$x_2 = - 0,343$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 236 (Pers. 6.48)

- Tinggi kepala h_{k1} dan h_{k2}
 - Tinggi kepala roda gigi kerucut pinion h_{k1}
$$h_{k1} = (1 + x_1) \times m$$
$$h_{k1} = (1 + 0,343) \times 5,08$$
$$= 6,82$$
 - Tinggi kepala roda gigi kerucut pinion h_{k2}
$$h_{k2} = (1 + x_2) \times m$$
$$h_{k2} = \{1 + (-0,343)\} \times 5,08$$
$$= 3,33$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 269 (Pers. 6.88)

- Tinggi kaki roda gigi h_{f1} dan h_{f2}
 - Tinggi kaki roda gigi kerucut pinion h_{f1}
$$h_{f1} = (1 + x_1) \times m + Ck$$
$$h_{f1} = (1 - 0,343) \times 5,08 + 0,955 \text{ kg}$$
$$= 4,29 \text{ mm}$$
 - Tinggi kaki roda gigi kerucut pinion h_{f2}
$$h_{f2} = (1 + x_2) \times m + Ck$$
$$h_{f2} = [1 + 0,343] \times 5,08 + 0,955 \text{ kg}$$
$$= 7,77 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 269 (Pers. 6.87 – 6.88)

- Tinggi gigi (H)
$$H = 2 \times m \times Ck$$
$$H = 2 \times 5,08 \times 0,955$$
$$H = 11,11 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 269 (Pers. 6.89)

- Sudut kepala roda gigi kerucut Θ_{k1} dan Θ_{k2}
 - Tinggi kaki roda gigi kerucut pinion Θ_{k1}
$$\Theta_{k1} = \tan^{-1} \left[\frac{hk_1}{R} \right]$$
$$\Theta_{k1} = \tan^{-1} \left[\frac{6,82}{50} \right]$$
$$= 7,7^\circ$$
 - Tinggi kaki roda gigi kerucut pinion Θ_{k2}
$$\Theta_{k2} = \tan^{-1} \left[\frac{hk_2}{R} \right]$$
$$\Theta_{k2} = \tan^{-1} \left[\frac{3,33}{50} \right]$$
$$= 3,81^\circ$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 270 (Pers. 6.90 - 691)

- Sudut kaki roda gigi kerucut Θ_{f1} dan Θ_{f2}
 - Sudut kaki roda gigi pinion Θ_{f1}
$$\Theta_{f1} = \tan^{-1} \left[\frac{hf_1}{R} \right]$$
$$\Theta_{f1} = \tan^{-1} \left[\frac{4,29}{50} \right]$$
$$= 4,9^\circ$$
 - Sudut kaki roda gigi pinion Θ_{f2}
$$\Theta_{f2} = \tan^{-1} \left[\frac{hf_2}{R} \right]$$
$$\Theta_{f2} = \tan^{-1} \left[\frac{7,7}{50} \right]$$
$$= 8,7^\circ$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 270 (Pers. 6.90 - 691)

- Sudut kaki roda gigi kerucut δ_{k1} dan δ_{k2}
 - Sudut kaki roda gigi pinion δ_{k1}
$$\delta_{k1} = \delta_1 + \Theta_{k1}$$
$$= 26,75^\circ + 7,7^\circ$$
$$= 34,45^\circ$$

- Sudut kaki roda gigi pinion δk_2
$$\delta k_2 = \delta_2 + \Theta k_2$$
$$= 63,25^\circ + 3,81^\circ$$
$$= 67,1^\circ$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 270 (Pers. 692)

- Sudut kerucut kaki δf_1 dan δf_2
 - Sudut kaki roda gigi pinion δf_1
$$\delta f_1 = \delta_1 - \Theta f_1$$
$$= 26,75^\circ - 4,8^\circ$$
$$= 21,95^\circ$$
 - Sudut kaki roda gigi pinion δf_2
$$\delta f_2 = \delta_2 - \Theta f_2$$
$$= 63,25^\circ - 8,7^\circ$$
$$= 54,55^\circ$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 270 (Pers. 6.93)

- Diameter lingkaran kepala roda gigi kerucut d_{k1} dan d_{k2}
 - Diameter lingkaran kepala roda gigi kerucut d_{k1}
$$d_{k1} = d_1 + 2 \times h_{k1} \times \cos \delta f_1$$
$$d_{k1} = 45 \text{ mm} + 2 \times 6,82 \times \cos 18,1^\circ$$
$$= 55,7 \text{ mm}$$
 - Diameter lingkaran kepala roda gigi kerucut d_{k2}
$$d_{k2} = d_2 + 2 \times h_{k2} \times \cos \delta f_2$$
$$d_{k2} = 89,29 \text{ mm} + 2 \times 3,33 \times \cos 58,35^\circ$$
$$= 92,78 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 270 (Pers. 6.94)

- Jarak puncak kerucut sampai puncak luar gigi roda gigi kerucut pinion X_1 dan X_2

- Jarak puncak kerucut sampai puncak luar gigi roda gigi kerucut pinion X_1

$$X_1 = \left[\frac{d_2}{2} \right] - h_{k1} \times \sin \delta_1$$

$$X_1 = \left[\frac{89,29 \text{ mm}}{2} \right] - 6,82 \times \sin 26,75^\circ$$
$$= 41,57 \text{ mm}$$

- Jarak puncak kerucut sampai puncak luar gigi roda gigi kerucut pinion X_2

$$X_2 = \left[\frac{d_1}{2} \right] - h_{k2} \times \sin \delta_2$$

$$X_2 = \left[\frac{45 \text{ mm}}{2} \right] - 3,33 \times \sin 63,25^\circ$$
$$= 17,11 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 270 (Pers. 6.95)

- Tebal gigi pinion S_1 dan S_2

- Tebal lingkaran gigi roda gigi kerucut pinion S_1

$$S_1 = (0,5 \times \pi + 2 \times x_1 \times \tan \alpha^\circ) \times m$$

$$S_1 = (0,5 \times \pi + 2 \times 0,343 \times \tan 20^\circ) \times 5,08$$

$$S_1 = 12,24 \text{ mm}$$

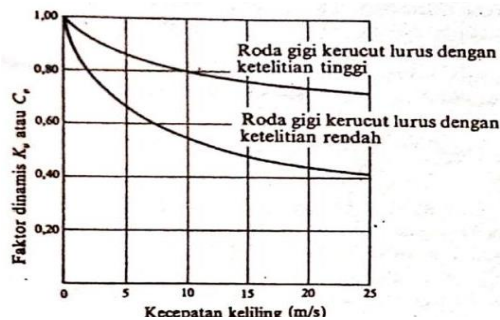
- Tebal lingkaran gigi roda gigi kerucut pinion S_2

$$S_2 = (0,5 \times \pi - 2 \times x_1 \times \tan \alpha^\circ) \times m$$

$$S_2 = (0,5 \times \pi - 2 \times 0,343 \times \tan 20^\circ) \times 5,08$$

$$S_2 = 6,1 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 270 (Pers. 6.96)



Gambar 1.1 Grafik faktor dinamis roda gigi kerucut

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 271

- Untuk roda gigi pinion

Bahan	: S15 CK
Kekuatan Tarik σ_B (kg/mm ²)	: 50 kg/mm ²
Tegangan lentur σ_a (kg/mm ²)	: 30 kg/mm ²
Perlakuan panas dingin sementasi	: Celup
HRC	: 60
HB	: (60 + 3) x 10 = 630
Tegangan lentur yang diijinkan σ_a (kg/mm ²)	: 30 kg/mm ²

- Untuk roda gigi besar

Bahan	: S45 C
Kekuatan Tarik σ_B (kg/mm ²)	: 58 kg/mm ²
Tegangan lentur σ_a (kg/mm ²)	: 30 kg/mm ²
Perlakuan panas dengan frekuensi tinggi	: Celup
HRC	: 50
HB	: (50 + 3) x 10 = 530
Tegangan lentur yang diijinkan σ_a (kg/mm ²)	: 30 kg/mm ²

Tabel 4.5.1 (a) : tegangan lentur material

Tabel 6.7 Tegangan lentur yang diizinkan σ_s pada bahan roda glg.

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_s (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diizinkan σ_s (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	52	149-207	26
	S 45 C	58	167-229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dipelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21 SNC 22	80 100	600 (dipelup dingin dalam air)	35-40 40-55
Baja khrom nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60
Perunggu Lemam delta Perunggu fosfor (coran) Perunggu nikel (coran)		18 35-60 19-30 64-90	85 - 80-100 180-260	5 10-20 5-7 20-30
	Damar phenol, dll.			3-5

8

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 241

Tabel 4.5.1 (b) : faktor beban

Tabel 6.17 Faktor beban lebih K_v, C_v .

Sisi penggerak	Sisi yang digerakkan		
	Tanpa tumbukan	Tumbukan sedang	Tumbukan berat
Tanpa tumbukan	1,00	1,25	1,75
Tumbukan sedang	1,25	1,50	2,00
Tumbukan berat	1,50	1,75	2,25

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 272

- Faktor dinamis (K_v)
Besarnya tabel faktor dinamis untuk roda gigi kerucut dengan kecepatan keliling $V = 0,235$ m/s adalah $K_v = 0,70$

- Kofisien geometri (J_1 dan J_2)
Berdasarkan jumlah gigi masing masing pada roda gigi kerucut pada grafik koefisien geometri, maka besar koefisien geometri roda gigi dan kerucut pinion : $J_1 = 0,2$ dan $J_2 = 0,22$
- Faktor beban lebih (K_o)
Berdasarkan table maka besaran faktor beban lebih untuk sisi yang digerakkan dan sisi penggerak dari roda gigi kerucut adalah sebesar $K_o = 1,50$
- Faktor distribusi beban (K_m)
Berdasarkan table $K_m = 1,50$
- Faktor ukuran (K_s)
$$K_s = \frac{\sqrt[4]{m}}{2,24}$$
$$K_s = \frac{\sqrt[4]{5,08}}{2,24}$$
$$K_s = 0,670$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 271

- Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar pada penampang rata rata F^1_{b1} dan F^1_{b2}
$$F^1_{b1} = \sigma\alpha_1 \times m \times \frac{Kv \times j1}{K_o K_s K_m}$$
$$F^1_{b1} = 30 \times 5,08 \times \frac{0,70 \times 0,2}{1,50 \cdot 0,670 \cdot 1,25}$$
$$F^1_{b1} = 15,8 \text{ kg/mm}$$
$$F^1_{b2} = \sigma\alpha_2 \times m \times \frac{Kv \times j2}{K_o K_s K_m}$$
$$F^1_{b2} = 30 \times 5,08 \times \frac{0,70 \times 0,22}{1,50 \cdot 0,670 \cdot 1,25}$$
$$F^1_{b2} = 19,4 \text{ kg/mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 270 (Pers. 6.97)

Dimana :

σ_{α_1} : tegangan lentur bahan roda gigi kerucut (kg/mm^2)

F_{bl}^1 : beban lentur yang diijinkan pada penampang (kg/mm^2)

J_1 : faktor geometri roda gigi kerucut

K_v : faktor dinamis

K_o : faktor beban lebih

K_s : faktor ukuran

K_m : faktor distribusi beban

- Harga tegangan kontak yang diijinkan σ_c
Berdasarkan tabel tegangan kontak roda gigi kerucut 102 kg/mm^2
(diambil nominal kecil)
- Koefisien elastisitas C_p
Berdasarkan tabel koefisien elastisitas bahan pinion dan roda gigi yang merupakan baja adalah $C_p = 74,2^2 = 5506 \text{ kg/mm}^2$
- Faktor dinamis C_v
Berdasarkan harga faktor dinamis $C_v = 0,82$
- Faktor geometri I
Berdasarkan jumlah gigi masing-masing roda gigi kerucut pada grafik geometri sebesar $I = 0,085$
- Faktor beban lebih C_o
Berdasarkan tabel maka besarnya faktor beban lebih untuk sisi yang digerakan dan sisi penggerak dari roda gigi kerucut termasuk dalam tumbukan sedang adalah $C_o = 1,50$
- Faktor distribusi beban C_m
Berdasarkan faktor distribusi beban pada tabel adalah $C_m = 1,25$
diambil yang pinion dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan satu ujung dan untuk reduks umum.

- Faktor kondisi permukaan $C_f = 1,0$

$$F'_H = \sigma_c^2 \left[\frac{d_1}{C_p^2} \right] \times \left[\frac{C_v \cdot I}{C_o \cdot C_m \cdot C_f} \right]$$

$$F'_H = 102^2 \left[\frac{45}{5506} \right] \times \left[\frac{0,82 \cdot 0,085}{1,50 \cdot 1,25 \cdot 1,0} \right]$$

$$F'_H = 3,14 \text{ kg/mm} \rightarrow F'_{\min} = 3,14 \text{ kg/mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,
Sularso, hal. 272 (Pers. 6.98)

Dimana :

F'_H = Beban permukaan roda gigi kerucut yang dijadikan (kg/mm^2)

d_1 = Diameter lingkungan jarak bagi kerucut (mm)

C_p = Koefisien elastis (kg/mm^2)

C_v = Faktor dinamis

I = Faktor geometri

C_o = Faktor beban lebih

C_m = Faktor distribusi beban

C_f = Faktor kondisi permukaan

- Lebar sisi gigi (b)

$$b = \frac{F_t}{F'_{\min}}$$

$$b = \frac{85,1}{3,14} = 27,1$$

$\frac{b}{m}$ lebih kecil dari 10, roda gigi aman terhadap deformasi

$$\frac{27,1}{5,08} = 5,335 < 10 \text{ MEMENUHI / AMAN}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen
Mesin, Sularso, hal. 240 (Pers. 6.62)

Kesimpulan :

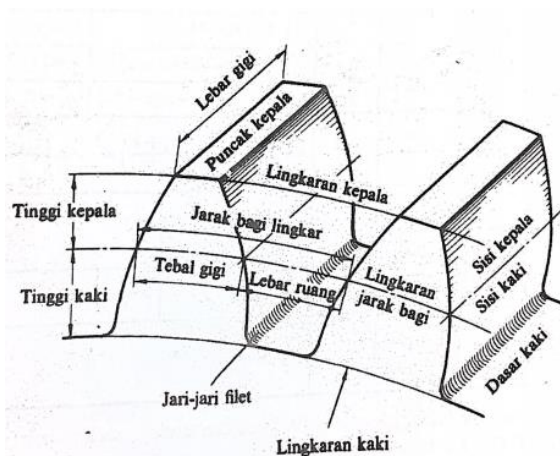
$DP = 5,08 \text{ mm}$	$X_2 = 17,11 \text{ mm}$
$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_{k1} = 34,45^\circ$
$\alpha = 26,75^\circ$	$\alpha_{k2} = 67,1^\circ$
$\alpha_2 = 63,25^\circ$	$\alpha_{f1} = 21,95^\circ$
$b = 27,1$	$\alpha_{f2} = 54,55^\circ$
$d_1 = 31,61 \text{ mm}$	pinion = S 15 CK
$d_2 = 62,51 \text{ mm}$	roda gigi besar = S 45 C
$X_1 = 41,57 \text{ mm}$	

4.5.2 Roda Gigi Maju Mundur

Dikarenakan putaran *output* dari mesin penggerak se-arah jarum jam maka untuk bervariasi putaran menggunakan *gear* maju mundur

Direncanakan :

d_1	: 31,61 mm
d_2	: 62,51 mm
m	: 5,08 mm



➤ Perhitungan jumlah gigi (Z)

- Perhitungan jumlah gigi (Z_1)

$$Z_1 = \frac{d_1}{m}$$

$$Z_1 = \frac{31,61 \text{ mm}}{5,08 \text{ mm}}$$

$$Z_1 = 6$$

- Perhitungan jumlah gigi (Z_2)

$$Z_2 = \frac{d_2}{m}$$

$$Z_2 = \frac{62,51 \text{ mm}}{5,08 \text{ mm}}$$

$$Z_2 = 12,3$$

- Jarak sumbu roda gigi (a)

$$a = m \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)$$

$$a = 5,08 \text{ mm} \left(\frac{6 \text{ mm} + 12,3 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$a = 46,48 \text{ mm}$$

- Perhitungan perbandingan perpindahan

$$i = \frac{d_2}{d_1}$$

$$i = \frac{62,51}{31,61}$$

$$i = 1,9$$

$1,9 \leq 2$ roda gigi penggerak tidak menyangkut pada roda gigi yang digerakan

- Perhitungan diameter lingkaran tusuk roda gigi penggerak (d_1)

$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{1+i}$$

$$d_1 = \frac{2 \times 46,48 \text{ mm}}{1+1,9 \text{ mm}}$$

$$d_1 = 32 \text{ mm}$$

- Perhitungan diameter lingkaran tusuk roda gigi yang digerakan (d_2)

$$d_2 = \frac{2 \cdot a \cdot i}{1+i}$$

$$d_2 = \frac{2 \times 46,48 \text{ mm} \times 1,9 \text{ mm}}{1+1,9 \text{ mm}}$$

$$= 60 \text{ mm}$$

- Perhitungan diameter lingkaran kepala roda gigi penggerak (dk_1)

$$dk_1 = m (Z_1 + 2)$$

$$dk_1 = 5,08 (6 + 2)$$

$$dk_1 = 35,5 \text{ mm}$$

- Perhitungan diameter lingkaran kepala roda gigi penggerak (dk_2)

$$dk_2 = m (Z_2 + 2)$$

$$dk_2 = 5,08 (12,3 + 2)$$

$$dk_2 = 72,6 \text{ mm}$$

- Perhitungan tinggi kaki gigi (hf)

$$hf = 1,25 \cdot m$$

$$hf = 1,25 \cdot 5,08 \text{ mm}$$

$$hf = 6,35 \text{ mm}$$

dikarenakan menggunakan modul yang sama maka tinggi kaki gigi roda gigi penggerak dan roda gigi yang digerakan sama

- **Diameter pada poros**

Tegangan ijin pada bahan

Bahan poros S45C dengan tegangan tarik 58 kg/mm^2 , $Sf_1 = 6,0$ (untuk bahan SC), $Sf_2 = 2,0$ $Kt = 2,0$ (jika dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$\tau_a = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \times 2,0}$$

$$\tau_a = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

Dimana :

σ_B = kekuatan tarik poros

Sf_1 = koreksi untuk baja karbon

Sf_2 = pengaruh kekasaran permukaan

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{4,83} 2,0 \cdot 2,0 \cdot 1432,4 \text{ kg.cm} \right]^{1/3}$$

$$d_s = 18,22 \rightarrow 25 \text{ mm (mengikuti tabel yang tersedia)}$$

Dimana :

d_s = diameter poros

K_t = koreksi tegangan

C_b = faktor lentur

τ_a = tegangan ijin pada bahan

Tabel 4.5.2 : diameter poros

Tabel 1.7 Diameter poros. (Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
5	*12,5	*31,5	48		*315	480
		32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
6	(15)			150	360	
	16	38	60	160	380	600
*6,3	(17)			170		
	18		63	180		630
	19			190		
	20		65	200		
7	22		70	220		
*7,1			71			
			75			
8			80			
9			85			
			90			
			95			

Keterangan: 1. Tanda* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan pelindang.

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 8

4.2.4 Syarat perencanaan

$$\frac{5,1.Mt}{ds^3} \leq \tau_a$$

$$\frac{5,1 \times 1432,4 \text{ kg.cm}}{25^3 \text{ mm}} \leq 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

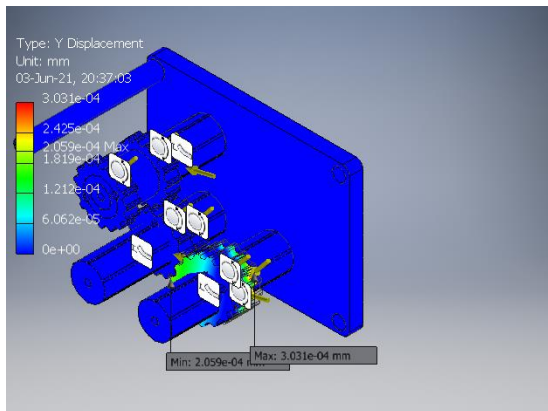
$$= 2,7 \text{ kg/mm}^2$$

berdasarkan syarat perencanaan poros dapat disimpulkan

AMAN/TERPENUHI dan dapat diterapkan

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 8

4.5.2 Hasil simulasi *ansys* pada *reverse gear*



Hasil simulasi *ansys* untuk *gear reverse* dengan gaya yang disimulasikan *ANSYS* pada *software* hasilnya berwarna biru/aman, dan gaya displacement yang berlawanan dengan sumbu “y” sebesar 0,07638 mm

4.6 Perhitungan Daya Motor

4.6.1 Perhitungan Gaya Torsi

$$\begin{aligned}M_{t_{\text{gigi penggerak}}} &= f_t \cdot r \\ &= 833 \text{ N} \cdot 0,0156 \text{ m} \\ &= 12,99 \text{ N.m}\end{aligned}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 59 (pers.3.4)

$$\begin{aligned}M_{t_{\text{gigi digerakan}}} &= f_t \cdot r \\ &= 833 \text{ N} \cdot 0,031 \text{ m} \\ &= 26,03 \text{ N.m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{t_{\text{total}}} &= M_{t_{\text{gigi penggerak}}} + M_{t_{\text{gigi digerakan}}} \\ &= 12,99 \text{ N.m} + 26,03 \text{ N.m} \\ &= 39,02 \text{ N.m}\end{aligned}$$

4.6.2 Perhitungan Kecepatan Sudut

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$
$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1500 \text{ rpm}}{60}$$
$$\omega = 157 \text{ rad/s}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin 1,
Prof. Dr. Ir. Dhamir Dahlan. M.Sc,
hal.17

4.6.3 Perhitungan Daya

$$Mt = \frac{N}{\omega}$$
$$N = Mt \cdot \omega$$
$$= 26,03 \text{ N.m} \times 157 \text{ rad/s}$$
$$= 4086 \text{ watt} = 5,4 \text{ Hp} \rightarrow 6,5 \text{ Hp}$$

(Menggunakan daya tersebut
dikarena dapat ditemukan
dipasaran)

Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, hal. 21 (Pers.22.23)

4.7 Hasil Pengujian Mesin



Proses pengujian mesin perontok padi yang dilakukan di desa ngogri kecamatan megaluh kabupaten jombang.



Pengujian mesin dengan 1500 rpm motor yang di konversikan ke gear box rasio 1 : 30 dengan pulley sehingga menghasilkan 100,6 rpm pada poros gear box untuk menggerakkan perontok dan pulley



Pengujian mesin perontok padi selama 1,23 menit menghasilkan 21,55 kg padi dengan 100 rpm dan sudut kemiringan 70°, Sehingga dalam waktu 1 jam mesin ini dapat menghasilkan 1051 kg karung pupuk ukuran 50 kg.

Dari hasil pengujian yang di dapat mesin ini layak untuk digunakan di lapangan pengujian 70% berhasil, untuk hasil dari gabahnya bersih terpisah dari tangkai/kawul untuk butir padinya sendiri tidak patah