

## **MESIN SEKRAP**

**Tugas Akhir**  
**Untuk memenuhi sebagian prasyarat**  
**Mencapai derajat S-1**  
**Program Studi Teknik Mesin**  
**Jurusan Teknik Mesin**



Diajukan oleh  
**Nama : Danang Suwantara**  
**NIM : 995214150**  
**NIRM : 990511231091120150**

Kepada  
**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS SANATA DHARMA**  
**2006**

## **SHAPING MACHINE**

### **FINAL PROJECT**

**Presented as Partial Fulfillment of the Requirements  
To Obtain the *Sarjana Teknik* Degree  
In Mechanical Engineering**



**By**

**Name : Danang Suwantara  
Student Number : 995214150**

**MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
ENGINEERING FACULTY  
SANATA DHARMA UNIVERSITY  
YOGYAKARTA  
2006**

**TUGAS AKHIR  
MESIN SEKRAP**

**Disusun oleh :**  
**Danang Suwantara**  
**NIM : 995214150**

**Telah disetujui oleh :**

**Pembimbing 1**



**Ir. Rines, M.T.**

**Tanggal, Juli 2006**

**TUGAS AKHIR  
MESIN SEKRAP**

Dipersiapkan dan ditulis oleh  
Nama : Danang Suwantara  
NIM : 995214150

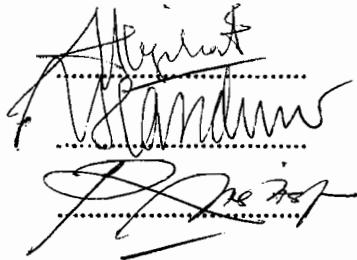
Telah dipertahankan di depan tim penguji  
Pada tanggal 23 September 2006  
Dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

Ketua : Budi Sugiharto, S.T., M.T.

Sekretaris : Budi Setyahandana, S.T., M.T.

Anggota : Ir. Rines, M.T.

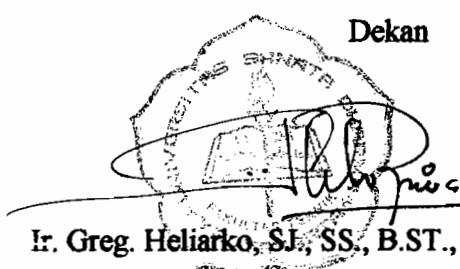


Yogyakarta, 23 September 2006

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MA., M.Sc.

## **KEASLIAN KARYA**

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa Tugas Akhir yang saya tulis ini tidak memuat karya atau sebagian hasil karya orang lain kecuali yang telah disebutkan dalam kutipan daftar pustaka sebagaimana layaknya karya ilmiah.

Yogyakarta, 2006

Danang Suwantara

## **PERSEMBAHAN**

Tugas akhir ini saya persembahkan untuk Tuhan Yesus Kristus yang telah memberikan segala berkat bagi penulis, thanks Yesus. Tugas akhir ini juga saya persembahkan kepada kedua orang tua saya yang telah membimbing penulis dari bayi hingga bisa menyelesaikan karya tulis ini. Karya tugas akhir ini juga saya persembahkan untuk keluarga besar Baros yang telah mendukung penulis secara ikhlas terutama Mbak Lilik serta Romo Heru. Pada kesempatan ini saya juga ingin mempersembahkan karya tulis ini kepada tunanganku tercinta NITA IRAWATI WIBOWO terima kasih ya Ma atas semua dukungannya.

## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur dan terimakasih kepada Tuhan Yesus, karena berkat bimbingan-Nya maka Tugas Akhir perancangan mesin sekrap ini akhirnya dapat terselesaikan dengan baik.

Tugas Akhir ini bertujuan untuk memenuhi prasyarat memperoleh gelar sarjana teknik. Semoga dengan tugas akhir ini dapat menambah pengetahuan dan pengalaman penyusun selaku mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.

Pada kesempatan ini saya juga mengucapkan terima kasih banyak kepada:

1. **Bapak Ir. Greg. Heliarko,SJ., SS., B.S.T.,MA.,M.Sc.,** selaku Dekan Fakultas Teknik.
2. **Bapak Yosef Agung Cahyanto, S.T.,M.T.** selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin USD.
3. **Bapak Ir. Rines, M.T.** selaku dosen pembimbing.
4. **Bapak Budi Sugiharta, S.T., M.T.**
5. **Bapak Budi Setyohandana, S.T., M.T.**
6. **Semua dosen dan staf administrasi Fakultas Teknik Mesin.**
7. **Ibu dan Bapak Tercinta dan keluarga besar Baros yang selalu setia membimbing dan memberi kasih sayang.**
8. **Romo L. Heru Susanto, Pr.** Yang telah membiayai penulis selama kuliah.
9. **Nita Irawati** terima kasih atas kesetiaan dan motifasi, saran, kasih sayang serta cintamu.

10. Mas Iwan, Mbak Selly serta keponakanku, terima kasih atas dukungannya.
11. Mbak Lilik dan ponakanku Dad Safaqat David, Ikka Bella terima kasih untuk perhatian,kasih sayang dan dukungan moral material.
12. Mas Sigit dan Mbak Lita terima kasih atas dukungan kalian.
13. Adikku Efrin ,Thanks atas dukungannya
14. Teman teman angkatan '99 Krisyanto, Budi, Andi , Agus ,Hari, Ardo, Pranowo, Billy, Hari Bali, Andes, Ibnu, Redy, dan yang tidak bisa saya sebut, terimakasih.
15. Ibu dan Bapak Tercinta dan keluarga besar Baros yang selalu setia membimbing dan memberi kasih sayang.

Semoga Tuhan memberikan berkat yang melimpah atas dukungan dan segala bantuannya.

Akhirnya penulis menyadari bahwa dalam perancangan ini masih banyak kekurangannya, oleh sebab itu penulis sangat terbuka untuk menerima kritik dan saran yang membangun.Semoga tugas perancangan ini dapat bermanfaat.

Penulis

DANANG SUWANTARA

995214150

## **INTISARI**

Mesin sekrap adalah salah satu jenis mesin perkakas dengan gerak utama lurus dan dapat digunakan untuk meratakan permukaan benda kerja. Tujuan dari tugas akhir ini adalah untuk merancang transmisi utama mesin sekrap untuk pengeraaan baja keras.

Ketentuan-ketentuan yang diharapkan dalam perancangan mesin sekrap ini diantaranya adalah variasi kecepatan sebanyak enam tingkat kecepatan, panjang langkah maksimal 400 mm, kedalaman pemakanan 2 mm, gerak pengumpenan 0,5 mm/langkah dengan alat iris di asumsikan terbuat dari HSS. Bahan benda kerja adalah baja keras dengan kekuatan tarik sampai 700 – 850 N/mm<sup>2</sup>. Pemindahan kecepatan pada transmisi roda gigi dilakukan secara manual tanpa menggunakan kopling dan mesin dalam kondisi mati.

Dari perhitungan diperoleh kesimpulan bahwa motor listrik yang digunakan adalah motor AC asinkron 3 phase 4 kW dan putaran 960 rpm. Kecepatan yang dihasilkan mesin sekrap ini secara berturut-turut adalah : 25 rpm, 40 rpm, 63 rpm, 100 rpm, 160 rpm, 250 rpm.



## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL.....</b>	i
<b>HALAMAN JUDUL.....</b>	ii
<b>HALAMAN PENGESAHAN.....</b>	iii
<b>HALAMAN PERNYATAAN.....</b>	iv
<b>HALAMAN SOAL.....</b>	v
<b>HALAMAN PERSEMBAHAN.....</b>	vi
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	vii
<b>INTI SARI.....</b>	ix
<b>DAFTAR ISI.....</b>	x
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	xi
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	xii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Dasar Teori.....	1
1.2 Bagian Utama Mesin Perkakas.....	2
1.3 Macam –macam Gerak Utama Mesin Perkakas.....	2
1.4 Tujuan Perancangan.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Sistematika Perancangan.....	3
<b>BAB II MESIN PERKAKAS</b>	
2.1 Gerak Utama.....	5
2.2 Gerak Pemakanan.....	6
2.3 Kedalaman Pemakanan.....	8
2.4 Kecepatan Potong.....	9
2.5 Pahat Sekrap.....	10
2.6 Perhitungan Daya.....	10
2.7 Pengaturan Kecepatan.....	14
<b>BAB III PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI</b>	
3.1 Perancangan Pulley dan Sabuk.....	20

3.2 Perancangan Roda gigi Lurus.....	30
3.3 Perhitungan Poros dan Pasak.....	41
3.3.1 Perhitungan poros I dan pasak I	44
3.3.2 Perhitungan Poros II dan Pasak II.....	60
3.3.3 Perhitungan Poros III dan Pasak III.....	81

#### **BAB IV BANTALAN DAN PELUMASAN**

4.1 Klasifikasi Bantalan.....	100
4.2 Bantalan Gelinding.....	101
4.3 Bantalan Luncur.....	102
4.4 Perhitungan Bantalan	
4.4.1 Perhitungan Bantalan I dan II.....	102
4.4.2 Perhitungan Bantalan III dan IV.....	105
4.4.3 Perhitungan Bantalan V dan VI.....	109
4.5 Pelumasan.....	112
4.5.1 Pelumasan Roda Gigi Lurus.....	113
4.5.2 Pelumasan Bantalan.....	113

#### **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1 Kesimpulan.....	120
5.2 Saran.....	128

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1 Nilai rasio jangkauan

Tabel 3.1 Diameter minimal puli yang diizinkan

Tabel 3.2 Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk  $P_0$

Tabel 3.3 Daerah penyetelan jarak sumbu poros

Tabel 3.4 Faktor dinamis  $f_v$

Tabel 3.5 Hasil perhitungan roda gigi lurus

Tabel 3.6 Perhitungan defleksi puntiran dengan perubahan diameter poros

## **DAFTAR GAMBAR**

- Gambar 2.1 Mesin sekrap
- Gambar 2.2 Gerak utama pemotongan
- Gambar 2.3 Ram
- Gambar 2.4 Gerak Pemakanan
- Gambaaar 2.5 Mekanisme pemakanan otomatis
- Gambar 2.6 Diagram kecepatan dan panjang langkah
- Gambar 2.7 Gambar pahat sekrap
- Gambar 2.8 Gambar struktur formula,  $Z = 2 (1) 3 (2)$
- Gambar 2.9 Gambar struktur formula,  $Z = 2 (3) 3 (1)$
- Gambar 2.10 Gambar diagram larik
- Gambar 2.11 Gambar *speed chart*
- Gambar 3.1 Diagram pemilihan sabuk V
- Gambar 3.2 Nama-nama bagian roda gigi

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

Mesin perkakas adalah mesin yang digunakan untuk membentuk benda kerja sesuai dengan ukuran yang telah ditentukan. Berdasarkan ketelitian dan penggunaannya maka terciptalah bermacam-macam mesin perkakas.

Mesin perkakas pada umumnya dibuat dengan menggabungkan beberapa macam elemen mesin. Elemen mesin perkakas terdiri dari : penggerak, bed, base, rumah tipe kontak, lengan, meja.

#### **1.1 Dasar Teori**

Mesin perkakas merupakan alat untuk mengerjakan logam atau bukan logam yang digunakan untuk membentuk benda kerja sesuai dengan keperluan dan ketelitian yang direncanakan dengan cara menghilangkan sebagian dari bahan benda kerja dalam bentuk tatal. Pengoperasian mesin perkakas ini diperlukan adanya operator yang berfungsi untuk menjalankan dan merawat mesin perkakas ini.

Persyaratan yang penting untuk mesin perkakas termasuk persyaratan fungsional dan kekakuan, bentuk, kemudahan didekati oleh operator, kemudahan elemen mesin/ spare part, dan keselamatan. Untuk persyaratan daya guna dari mesin perkakas, diperlukan kekakuan statis dan dinamis untuk ketepatan dan ketelitian. Kemantapan mesin juga diperlukan untuk mencegah terjadinya getaran.

## 1.2 Bagian Utama Mesin Perkakas

Bagian utama dari mesin perkakas adalah : ram, meja kerja, dan landasan atau dasar. Berdasarkan atas keperluannya, mesin perkakas dibagi menjadi tiga yaitu : mesin perkakas keperluan umum mesin perkakas keperluan tunggal dan mesin perkakas untuk penggerjaan terbatas

Berdasarkan bobotnya mesin perkakas dibagi menjadi : MP tugas ringan sampai 1 ton, MP tugas menengah MP tugas berat.

## 1.3 Macam-macam Gerakan Mesin Perkakas

Gerakan pada mesin perkakas di bagi menjadi dua yaitu gerak penggerjaan dan gerak bantu. Gerak penggerjaan pada pokoknya adalah untuk memberikan ukuran benda kerja yang diinginkan. Gerak penggerjaan ini dibaagi menjadi dua yaitu : gerak jalan (*drive motions*) dan gerak pengumpunan (*feed motions*). Pada mesin perkakas ini gerak penggerjaan ini dapat berupa gerak berputar dan gerak beringsut.

## 1.4 Tujuan Perancangan

Tujuan dari perancangan ini adalah untuk merancang sistem transmisi dari mesin sekrap yang dapat digunakan untuk mengerjakan benda kerja dari bahan baja keras dengan kekuatan tarik 700 – 850 N/mm<sup>2</sup>.

### **1.5 Batasan Masalah**

Perancangan ini diharapkan bisa merencanakan mesin sekrap dengan transmisi roda gigi 6 variasi kecepatan output, untuk bahan baja keras. Perancangan ini dititik beratkan pada sistem transmisi utama dari mesin sekrap. Pemindahan kecepatan pada transmisi roda gigi dilakukan secara manual tanpa menggunakan kopling dan pemindahan transmisi dilakukan saat mesin tidak dihidupkan (mati). Masalah pendukung dan kelengkapan mesin sekrap ini tidak dibahas secara mendetil.

### **1.6 Sistematika Perancangan**

Perencangan ini dilaksanakan melalui beberapa tahap penggerjaan. Tahap-tahap perancangan mesin sekrap ini adalah :

1. Menentukan daya dan putaran
2. Menentukan variasi kecepatan output
3. Perencanaan dimensi pada sistem transmisi

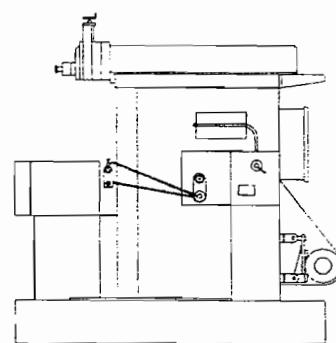
## BAB II

### MESIN SEKRAP

Dalam mesin perkakas banyak dipakai alat untuk mengubah kecepatan dan mengubah arah gerakan. Sistem pengubahan arah gerak dan kecepatan ini dipakai roda gigi atau sabuk, tetapi untuk mesin yang sudah memakai *numerical control* (NC) ditambah dengan servo pada motor untuk perubahan tersebut.

Perubahan kecepatan dan putaran pada sistem transmisi roda gigi dan puli sabuk ini memerlukan beberapa tingkat susunan roda gigi. Dalam perhitungan ada roda gigi penggerak (*driving*)  $n_1$  dan roda gigi tergerak (*driven*)  $n_2$ . Hubungan kecepatan antara  $n_1$  dan  $n_2$  disebut perbandingan transmisi ( $i$ ).

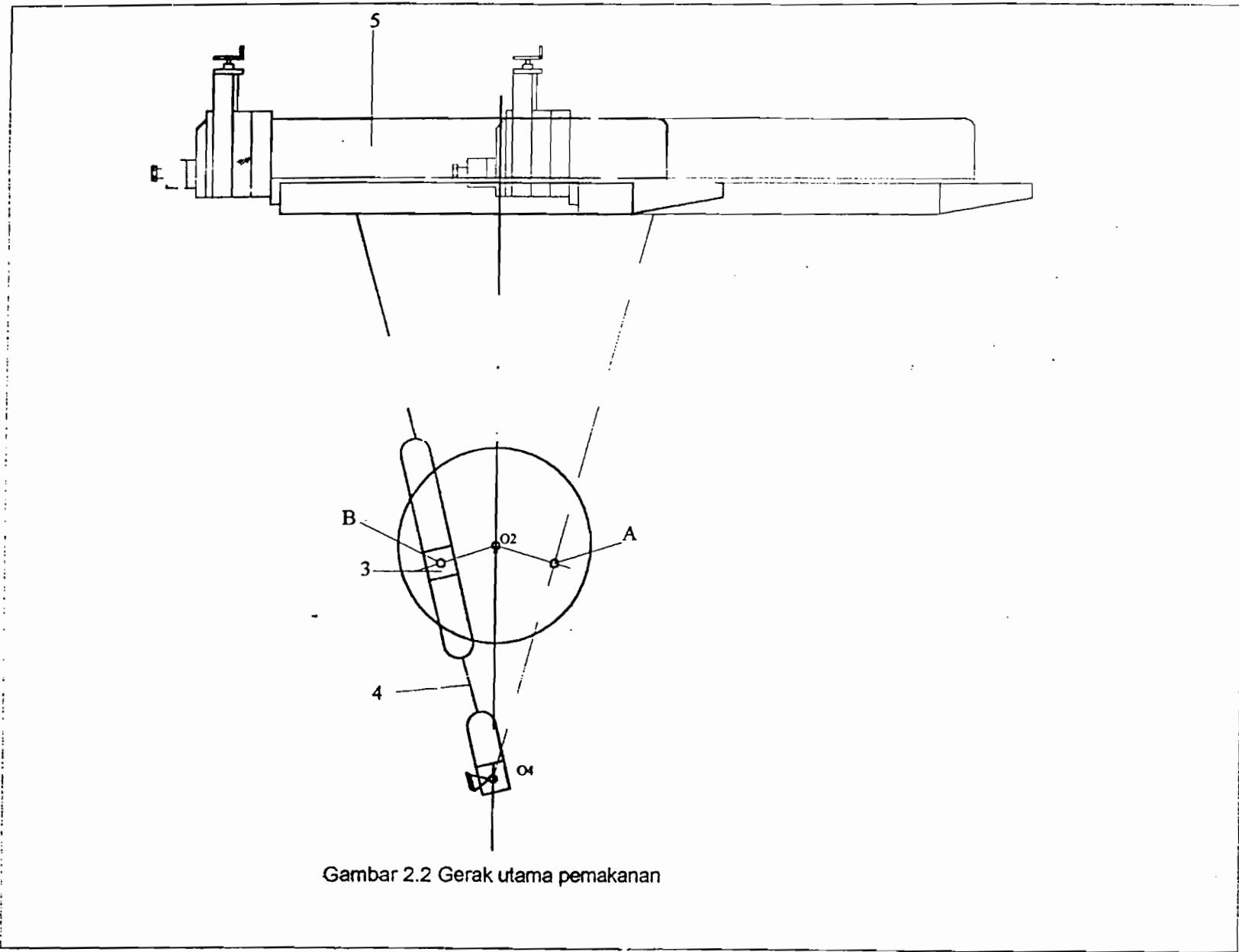
Mesin sekrap adalah suatu alat perkakas dengan gerak utama adalah gerak linier maju-mundur yang didapat dari gerak berputar. Secara garis besar mesin sekrap dapat dilihat pada Gambar 2.1. dari gambar di atas dapat dilihat bahwa gerak maju mundurnya *ram* (lengan) didapat dari gerak berputar roda gigi penggerak.



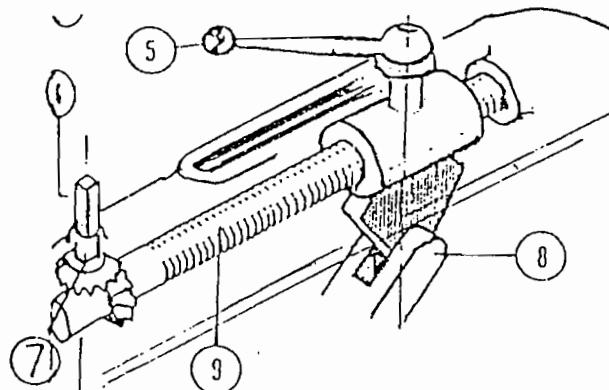
Gb. 2.1 Mesin sekrap

## 2.1 Gerak Utama atau Gerak Pemotongan

Susunan skematis mekanisme gerakan utama mesin sekrap ditunjukkan di dalam gambar 2.2. Lengan (2) berputar terhadap sebuah pusat tetap O<sub>2</sub>. Sebuah balok penghubung (3) terpasang dengan pena pada ujung lengan (2), dan balok dapat berputar terhadap lengan (2). Balok penghubung (3) mempunyai alur sehingga balok ini dapat meluncur sepanjang lengan (4). Penghubung (4) digunakan untuk mengubah panjang langkah pemotongan. Dengan berubahnya penghubung (4) terhadap pusat O<sub>2</sub>, maka paanjang langkah piston (5) yang dihasilkan juga akan berubah. Semakin jauh jarak penghubung (4) dengan pusat O<sub>2</sub>, maka langkah yang dihasilkan semakin panjang, demikian sebaliknya. Mekanisme ini secara keseluruhan digunakan untuk memberikan langkah potong yang pelan dan langkah mundur yang cepat. Gerakan piston (5) adalah gerakan maju-mundurnya *ram* yang membawa pahat. Pada saat gerakan maju, pahat memotong benda kerja dan pada saat gerakan mundur pahat bebas (tidak melakukan pemotongan). Waktu yang diperlukan untuk gerak maju dan gerak mundur tidak sama, gerakan mundur memerlukan waktu yang lebih cepat daripada gerakan maju. Seperti terlihat pada gambar . Pada saat maju, poros melintasi jarak dari A ke B (sudut  $\alpha$ ) sedangkan pada gerak mundur, poros melintasi jarak dari B ke A (sudut  $\beta$ ). Karena jarak A ke B lebih panjang daripada jarak B ke A, maka langkah maju memerlukan waktu yang lebih lama dibandingkan langkah mundur.



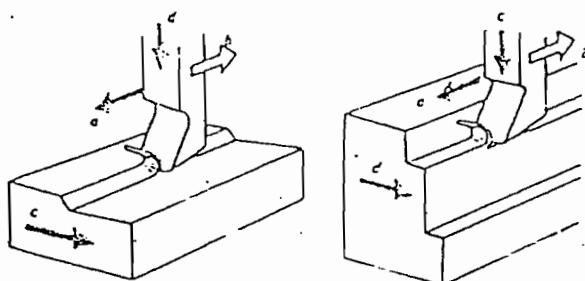
Langkah pemakanan harus berada di atas benda kerja, bukan di depan dan bukan di belakang benda kerja. Untuk meletakkan langkah pemakanan di atas benda kerja, *ram* harus di setel. Cara penyetelannya dengan menggunakan baut spindle yang biasanya berada di atas *ram*, seperti terlihat pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Ram

## 2.2 Gerak Pemakanan (*feed*)

Gerak pemakanan ini adalah bergesernya benda kerja (untuk penggerjaan horisontal) atau bergeraknya pahat turun ke bawah untuk penggerjaan vertikal, sehingga menghasilkan tatal.

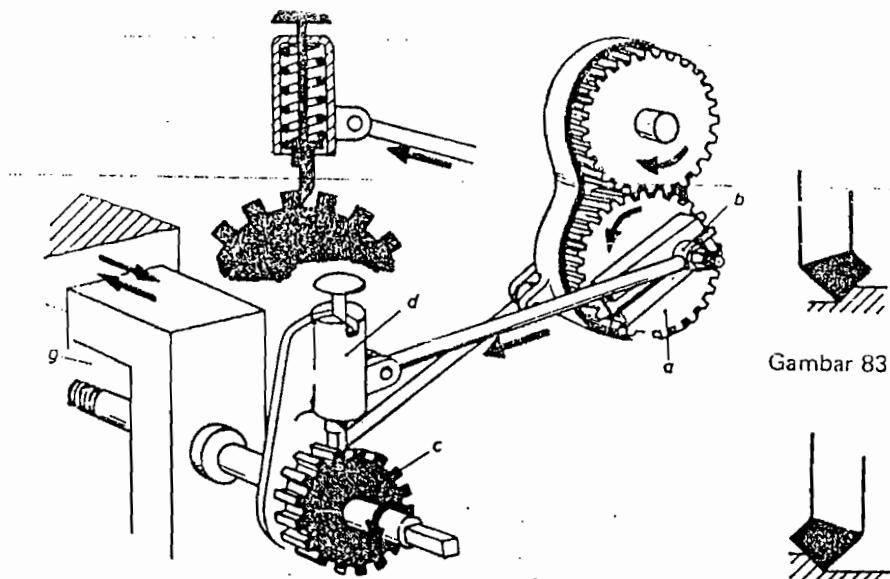


Gb. 2.4 Gerakan Pemakanan

Pergeseran ini biasanya dilakukan pada saat gerakan mundurnya pahat (pada saat pahat bergerak maju, benda kerja diam) supaya alur pemotongan yang terjadi tegak lurus dengan arah pemotongan.

Gerakan ini biasanya dilakukan dengan manual, dengan hasil yang kurang bagus kaena alur yang dihasilkan tidak merata dan tidak konstan. Kerugian ini dapat dihindari dengan cara menggerakkan pemakanan dengan cara otomatis seperti terlihat dalam Gambar 2.5 untuk mesin-mesin sekrap yang sederhana pemakanan secara vertikal masih dilakukan secara manual.

Pada Gambar 2.5 terlihat bahwa roda gigi dengan slot alur (a), digerakkan oleh as mesin. Dalam slot ada baut yang dapat bergeser dan dikunci di sembarang posisi. Untuk dapat bergerak secara otomatis saat pemakanan, baut b harus berada eksentrik terhadap titik pusat roda gigi dengan alur slot (a).



Gambar 2.5 mekanisme Pemakanan Otomatis

Pada spindel penggerak meja (g), dipasang roda gigi ratchet (c) dengan lidah pengikat. Baut (b) dan lidah pengikat (d) dihubungkan dengan batang penggerak (e). Waktu gerakan maju, gerakan putar dari lidah pengikat dipindahkan ke spindel penggerak meja. Pada gerak berikutnya batang penggerak bergerak mundur dan lidah pengikat (d) melewati roda gigi ratchet (c) diantara dua gigi. Dengan memutar lidah pengikat (d) sebanyak  $180^\circ$ , maka arah pemakanan akan terbalik.

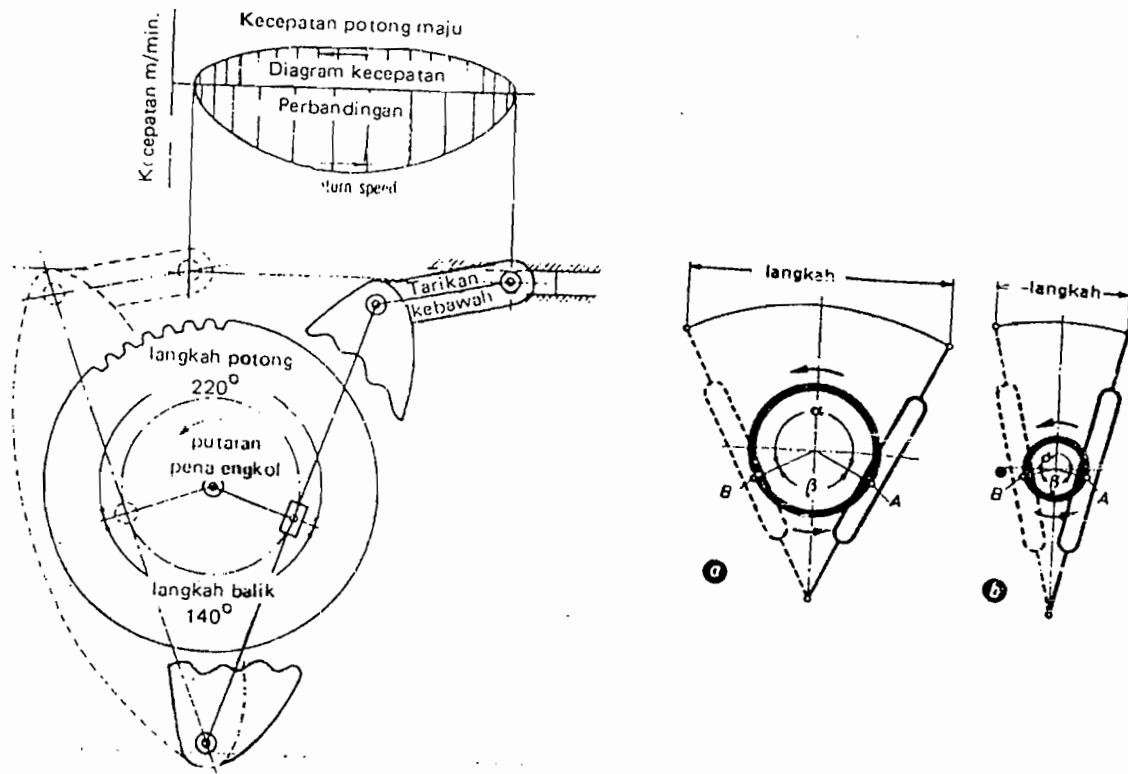
Besarnya gerak pemakanan dapat diatur dengan menggeser baut (b), semakin eksentrik letak baut (b) terhadap roda gigi (a) maka semakin banyak lidah pengungkit melewati gigi, dan permukaan yang dihasilkan akan semakin kasar. Untuk finising biasanya lidah pengungkit melewati gigi demi gigi. Peletakan baut (b) ini harus benar, karena posisi baut (b) terhadap titik pusat roda (a) dapat mempengaruhi gerak saat pemakanan. Bila posisinya salah, maka pergeseran benda kerja akan terjadi pada saat pahat maju.

### **2.3 Kedalaman Pemakanan**

Dalamnya pemakanan dapat diatur dari naik – turunnya pahat, dengan cara memutar spindel ulir yang berada diatas *tool post* (pemegang pahat) maka kedalaman pemakanan dapat diatur. Pengaturan ini berlaku untuk penggeraan horizontal. Untuk penggeraan vertikal, dalamnya pemakanan dapat diatur dengan menggeser benda kerja ke kiri atau ke kanan dengan memutar spindel meja.

## 2.4 Kecepatan Potong

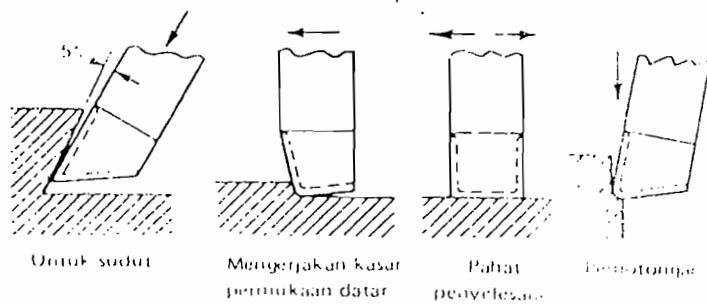
Kecepatan potong dari mesin sekrap adalah jarak yang ditempuh pahat dengan satuan meter per menit selama langkah kerja. Sedangkan kecepatan mundur adalah kecepatan pahat sekrap selama langkah mundur (tanpa gerak pemotongan). Kecepatan potong dan kecepatan mundur tidak sama. Pada permulaan kecepatan potong sama dengan nol dan mencapai maksimal pada pertengahan langkah kemudian akan turun kembali sampai kecepatannya nol lagi. Selama putaran roda gigi tetap, langkah kerja tetap yaitu satu putaran dari roda gigi adalah satu langkah maju dan satu langkah mundur. Kecepatan pahat sekrap akan berubah bila jarak yang ditempuh berbeda.



Gambar 2.6 Diagram kecepatan dan panjang langkah

## 2.5 Pahat Sekrap

Pahat sekrap biasanya terbuat dari HSS, atau sering juga ujungnya dibuat dari *cemented carbide*. Pahat sekrap hampir mirip dengan pahat bubut, hanya tiap pahat sekrap biasanya dibuat lebih tahan aus karena pada pahat sekrap setiap saat terjadi beban kejut.



Gb.2.6 Gambar pahat Sekrap

## 2.6 Perhitungan Daya

Pada perancangan ini akan digunakan motor listrik sebagai peralatan penggeraknya. Untuk mengetahui seberapa besar daya motor listrik yang akan digunakan, maka dalam hal ini akan dihitung besarnya daya yang dibutuhkan oleh mesin sekrap ini.

Data untuk menghitung daya motor listrik ini adalah sebagai berikut.

Panjang langkah maksimal : 400 mm

Bahan yang dikerjakan : Baja karbon dengan  $\sigma_B$ : 700 – 850 N/mm<sup>2</sup>

Tool material : HSS

Kedalaman pemakanan : 2 mm

Aproach angle (x)	: 90°
Feed rate (S)	: 0,5 mm/langkah
Cutting speed (CS)	: 50 ft/min
	: $50 \times 0.3048$ m/min
	: 15,24 m/min

Luas bidang potong A

$$A = 0,2 \times 0,2$$

Gaya potong F :

$$F = F_s \times A \text{ kN} \dots \quad (2.1)$$

Dengan :  $F_s$  = Gaya sayat per luasan

(Sumber : Terheijden C.V, alat – alat perkakas, hal 90)

$$= 236 \text{ kN/cm}^2$$

Sehingga F :

$$F = 236 \times 0,04 = 9,44 \text{ kN}$$

Daya pemotongan yang diperlukan adalah :

$$P_z = \frac{9,44 \times 15,24}{60}$$

= 2,4 kw

Untuk menentukan daya motor maka dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$N_m = \frac{2,4}{0,7} kw$$

= 3,42 kw

Perhitungan putaran terkecil pada *crank and rocker mechanism* :

(Mehta N. K, Machine Tool Design, hal. 4)

$$v = \frac{n \times L(K+1)}{1000K} \dots \quad (2.4)$$

dengan :

$n$  = putaran per menit

$v$  = Cutting speed (25 m/min)

L = panjang langkah (400 mm)

K = rasio perbandingan waktu pemakanan banding waktu bebas (1,5)

sehingga :

$$15,24 \text{ m/min} = \frac{n \times 400(1,5+1)}{1000 \times 1,5}$$

$n = 22,86$  langkah per menit

## Perencanaan kotak transmisi

Perencanaan kotak transmisi pada mesin perkakas menggunakan *geometric progresion*. Nilai dari rasio progresi dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$\phi = \left( \frac{n_z}{n_1} \right)^{\frac{1}{z-1}} \dots \quad (2.5)$$

$$\phi = \left( R_n \right)^{\frac{1}{z-1}} \dots \quad (2.6)$$

Dengan  $R_n$  : Rasio jangkauan

$n_1$  : nilai putaran terendah

$n_z$  : nilai putaran tertinggi

Nilai – nilai tipikal dari rasio jangkauan untuk beberapa mesin perkakas ditunjukkan pada tabel di bawah ini .

Tabel 2.1 Nilai rasio jangkauan  $R_n$

Mesin perkakas	$R_n$	Mesin perkakas	$R_n$
Mesin Bor	40-60	Mesin Sekrap	10
Mesin Bubut	40-60	Mesin Drill	15-30
Mesin Frais	30-50	Mesin Bubut otomatis	8-10
Mesin Semi otomatis	16-24	Mesin Gerinda	1-10

Mesin sekrap ini akan menggunakan enam variasi kecepatan, sehingga nilai geometrik progresi adalah :

$$\phi = (10)^{\frac{1}{6-1}}$$

$$= 1,58$$

Nilai  $\Phi = 1,58$ , sehingga kecepatan spindel terendah yang sesuai dengan perhitungan adalah 25 rpm. Kecepatan spindel pada mesin sekrap secara keseluruhan adalah :

$$N_1 = 25 \text{ rpm}$$

$$N_4 = 100 \text{ rpm}$$

$$N_2 = 40 \text{ rpm}$$

$$N_5 = 160 \text{ Rpm}$$

$$N_3 = 63 \text{ rpm}$$

$$N_6 = 250 \text{ rpm}$$

Dari perhitungan yang telah diperoleh maka dapat disimpulkan bahwa daya motor yang akan digunakan adalah 4 kW dan putaran 960 rpm. Putaran 960 rpm ini akan diubah menjadi 6 tingkat kecepatan output dengan  $n_{\min} = 25 \text{ rpm}$ .

Mesin Perkakas	$\Phi$
Mesin perkakas tugas berat dan otomatis	1,12
Mesin perkakas general purpose ukuran besar sampai menengah dan otomatis	1,26
Mesin perkakas general purpose ukuran sedang	1,41
Mesin perkakas ukuran sedang sampai kecil	1,58

## 2.7 Pengaturan kecepatan

Pengaturan kecepatan dimaksudkan untuk mendapatkan proses pemotongan yang tepat dan efisien dan mempunyai nilai ekonomis yang baik. Gerak penggeraan pada mesin perkakas secara numeris dapat ditentukan dari kecepatannya yaitu kecepatan gerak pemotongan primer dan gerak pengumpunan.

Untuk mendapatkan umur pahat yang optimal dengan dasar patah dan bahan benda kerja, maka perencanaan mesin ini ditentukan pada batasan nilai-nilai sebagai berikut :

1. kecepatan potong optimai
2. kecepatan pengumpunan optimai
3. kedalaman pemotongan optimai.

### 2.7.1 Pengaturan kecepatan bertingkat

Pada mesin sekrap ini direncanakan mempunyai  $Z= 6$  tingkat kecepatan dengan dasar kecepatan minimum, maka putaran maksimumnya dapat ditentukan.

Pengaturan kecepatan pada perancangan ini akan menggunakan aturan rasio progresi (*geometric progression*), karena mempunyai keuntungan-keuntungan diantaranya:

1. Rugi-rugi kecepatan potong ekonomis, yaitu selisih antara kecepatan potong optimum dengan kecepatan potong actual yang konstan dalam keseluruhan tingkat kecepatan.
2. Rugi-rugi produktivitas konstan dalam keseluruhan tingkat kecepatan, produktivitas adalah luasan permukaan benda kerja yang dihilangkan per satuan waktu.
3. Susunan dan bentuk rancangan lebih baik.

### 2.7.2 Rumus struktur kotak kecepatan

Kecepatan terendah yang diperoleh adalah  $n_{\min} = 25 \text{ rpm}$ , dengan menggunakan rasio progresi  $\Phi = 1,58$  maka kecepatan maksimal  $n_{\max} = 250 \text{ rpm}$ . Sehingga dapat dimulai perancangan sistem transmisi bertingkat dengan langkah pertama adalah membuat persamaan struktur kotak kecepatan (*structural formula of the speed box*).

$$Z = 2 \times 3$$

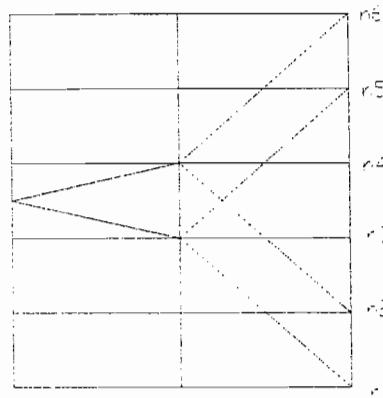
Dengan  $P_1 = 2$ ; dan  $P_2 = 3$

Untuk susunan seperti ini dapat ditulis menjadi dua struktur formula yaitu :

$$\text{a. } Z = P_1 (X_1) P_2 (X_2) \dots \quad (2.7)$$

Dengan  $X_1 = 1$ ;  $X_2 = P_1 = 2$

Sehingga struktur formula yang dibentuk adalah  $Z = 2 (1) 3 (2)$

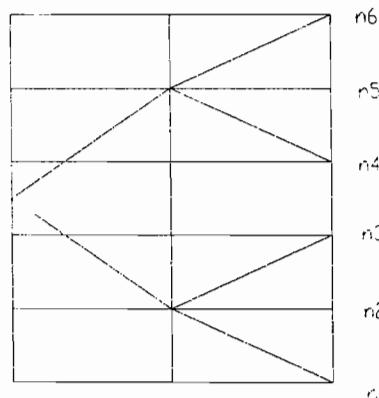


Gambar 2.8 Gambar struktur formula dengan  $Z = 2 (1) 3 (2)$

$$\text{b. } Z = P_1(X_2) P_2(X_1) \dots \quad (2.8)$$

Dengan  $X_1=1$  ;  $X_2=3$

Sehingga struktur yang terbentuk adalah  $Z = 2 (3) 3(1)$



Gambar 2.9 Gambar struktur formula dengan  $Z = 2 (3) 3 (1)$

Pemilihan versi terbaik dari diagram struktur di atas dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut:

### A. Batas rasio transmisi

Untuk transmisi roda gigi, nilai maksimum untuk jangkauan transmisi sebuah group transmisi adalah  $i_g$  :

$$i_g \leq 8 \quad \dots \dots \dots \quad (2.9)$$

### B. Ukuran total poros minimum

$$\sum_{i=1}^{u+1} d = \min \quad \dots \dots \dots \quad (2.10)$$

kondisi ini dipenuhi oleh suatu diagram struktur bila:

$$X_1 < X_2 \quad \dots \dots \dots \quad (2.11)$$

Pada kondisi ini semua diagram struktur memenuhi syarat.

#### Analisis diagram a

Diantara poros I dan II

$$\begin{aligned} \frac{i_{\max}}{i_{\min}} &= \Phi^{(P_1-1)X_1} \quad \dots \dots \dots \quad (2.12) \\ &= \Phi^{(2-1)1} \\ &= \Phi \end{aligned}$$

Dintara poros II dan III

$$\begin{aligned} \frac{i_{\max}}{i_{\min}} &= \Phi^{(P_2-1)X_2} \\ &= \Phi^{(3-1)2} \\ &= \Phi^4 \end{aligned}$$

Jangkauan transmisi kotak kecepatan maksimum yang dihasilkan setiap tingkat jangkauan adalah  $\Phi^{X_{\max}} = \Phi^4$ .

Analisa diagram b

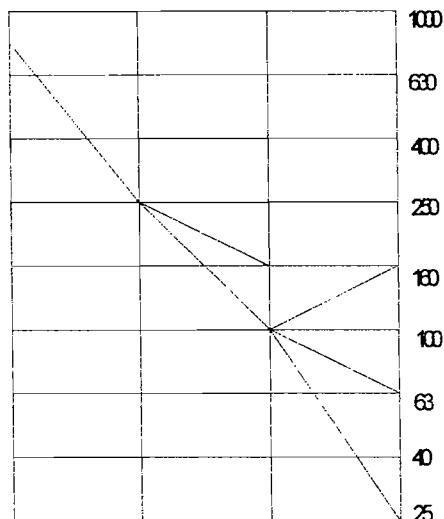
Diantara poros I dan II

$$\begin{aligned}\frac{i_{\max}}{i_{\min}} &= \Phi^{(P_1-1)X_1} \\ &= \Phi^{(2-1)1} \\ &= \Phi\end{aligned}$$

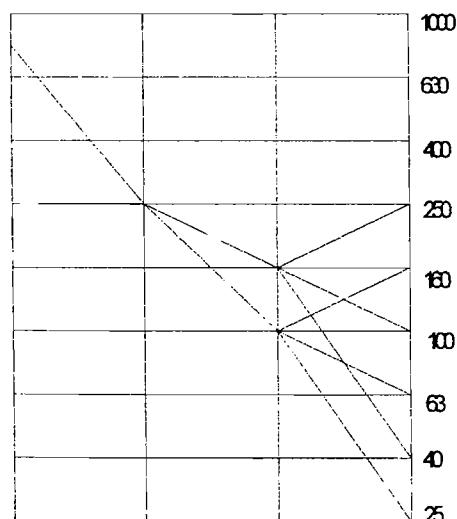
Diantara poros II dan III

$$\begin{aligned}\frac{i_{\max}}{i_{\min}} &= \Phi^{(P_2-1)X_2} \\ &= \Phi^{(3-1)3} \\ &= \Phi^6\end{aligned}$$

Jangkauan transmisi kotak kecepatan maksimum yang dihasilkan setiap tingkat jangkauan adalah  $\Phi^{X_{\max}} = \Phi^6$ . Sehingga diagram struktur ini tidak memenuhi syarat karena nilai  $\Phi^6 > 8$ .



Gambar 2.10 Gambar Diagram larik (*ray diagram*)



Gambar 2.11 Gambar *Speed chart*

## BAB III

### PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI

#### 3.1 Perancangan Puli dan Sabuk

Transmisi sabuk merupakan salah satu jenis transmisi dengan elemen mesin yang luwes. Transmisi sabuk ini dapat mereduksi putaran dengan perbandingan sampai 1 : 7. Pada perancangan ini dipilih sabuk V, karena mudah dalam penanganan dan harganya pun murah. Kecepatan sabuk direncanakan untuk 10 sampai 25 m/s dan daya yang diteruskan dapat mencapai 500 KW.

Kelebihan dari transmisi sabuk adalah dapat bekerja lebih halus dan tak bersuara. Namun transmisi ini juga mempunyai kekurangan yaitu terjadi slip antara puli dan sabuk sehingga tidak dapat meneruskan putaran dengan tepat. Transmisi sabuk-V hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama.

Untuk menghindari terjadinya slip, maka sudut lilit atau sudut kontak  $\theta$  dari sabuk pada alur puli penggerak harus diusahakan swebesar mungkin untuk memperbesar panjang kontak antara sabuk dengan puli.

Data-data yang diketahui dalam perancangan sabuk dan puli adalah :

Daya yang ditramisikan       $P$       : 4    KW

Putaran input                   $n_1$       : 960 rpm

Faktor koreksi                 $f_c$       : 1

Perbandingan putaran         $i$       : 3,84

Putaran output                 $n_2$       : 250 rpm

## 1. Perhitungan torsi

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{4}{960}$$

$$= 4058,33 \text{ Kgmm}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{4}{250}$$

$$= 15584 \text{ Kgmm}$$

## Bahan Poros S55C – D

Kekuatan tarik = 72 kg/mm<sup>2</sup>

$$Sf_1 = 6; Sf_2 = 2$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \dots \quad (3.2)$$

$$= \frac{72 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 2}$$

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

$$K_t = 2; C_b = 2$$

$$ds_1 = \left\{ \frac{5,1}{\tau_a} \times Kt \times Cb \times T \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3)$$

$$ds_1 = \left\{ \frac{5,1}{6} \times 2 \times 2 \times 4058,33 \right\}^{\frac{1}{3}}$$

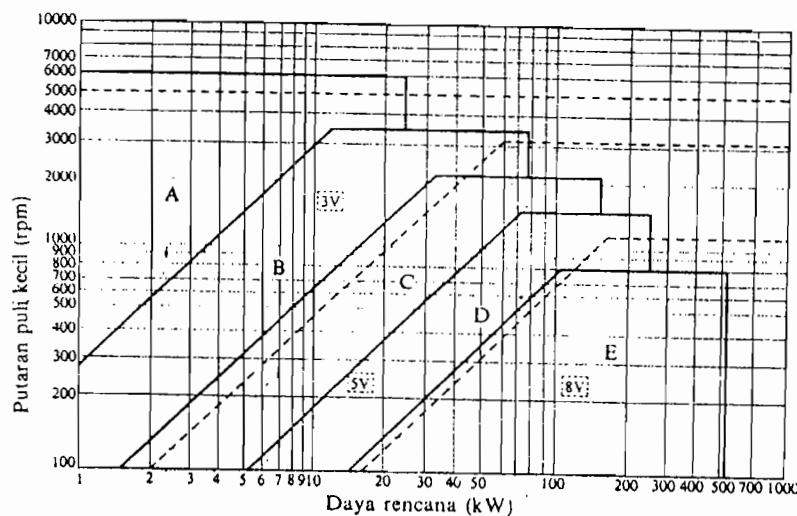
= 23,5 mm. Diameter poros diambil 35 mm.

Dengan perhitungan yang sama

$ds_2 = 41$  mm diambil 48 mm

### Pemilihan penampang sabuk V

(Dasar : Sularso,1991,Dasar Perancangan Dan Pemilihan Elemen Mesin , hal 164)



Gambar 3.1 Diagram pemilihan sabuk V

Tabel 3.1 Diameter minimum puli yang diizinkan

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

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

## Sabuk V tipe B

$d_{min} = 145 \text{ mm}$

$$= 145 \times 3,84$$

$$= 556,8 \text{ min}$$

$$= 145 + 2 \times 5,5$$

= 156 mm

$$Dk = Dp + 2 \times 5,5 \quad \dots \dots \dots \quad (3.6)$$

$$= 557 + 2 \times 5,5$$

= 568 mm

Diameter naf

$$D_B = 5/3 \times d_s + 10 \quad \dots \dots \dots \quad (3.7)$$

$$= 5/3 \times 48 + 10$$

= 90mm

Kecepatan keliling sabuk  $v$  (m/s)

$$v = \frac{\pi \times d_n \times n}{60000} \dots \dots \dots \quad (3.8)$$

$$v = \frac{3,14 \times 145 \times 960}{60000} \text{ m/s}$$

$$= 7,28 \text{ m/s}$$

Kecepatan keliling sabuk harus kurang dari 30 m/s, dari perhitungan di atas nilai  $v$  kurang dari 30 m/s sehingga sabuk ini aman.

Dari perhitungan diatas dipilih sabuk V standar

Kapasitas daya yang ditransmisikan Po

Tabel 3.2 kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk,  $P_0$

(Sumber : Sularso, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen mesin, 1991, hal 72)

Putaran puli kecil (rpm)	Penampang-A								Penampang-B							
	Merek merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran				Merek merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67mm	100mm	67mm	100mm	1,25-1,34	1,35-1,51	1,52-1,99	2,00	118mm	150mm	118mm	150mm	1,25-1,34	1,35-1,51	1,52-1,99	2,00
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02	0,51	0,77	0,43	0,67	0,04	0,05	0,06	0,07
400	0,26	0,55	0,21	0,48	0,04	0,04	0,04	0,05	0,90	1,38	0,74	1,18	0,09	0,10	0,12	0,13
600	0,35	0,77	0,27	0,67	0,05	0,06	0,07	0,07	1,24	1,93	1,00	1,64	0,13	0,15	0,18	0,20
800	0,44	0,98	0,33	0,84	0,07	0,08	0,09	0,10	1,56	2,43	1,25	2,07	0,18	0,20	0,23	0,26
1000	0,52	1,18	0,39	1,00	0,08	0,10	0,11	0,12	1,85	2,91	1,46	2,46	0,22	0,26	0,30	0,33
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,10	0,12	0,13	0,15	2,11	3,35	1,65	2,82	0,26	0,31	0,35	0,40
1400	0,66	1,54	0,48	1,31	0,12	0,13	0,15	0,18	2,35	3,75	1,83	3,14	0,31	0,36	0,41	0,46
1600	0,72	1,71	0,51	1,43	0,13	0,15	0,18	0,20	2,67	4,12	1,98	3,42	0,35	0,41	0,47	0,53

$$P_0 = 1,25 + (1,46 - 1,25) \frac{160}{200} + 0,26 + (0,33 - 0,26) \frac{160}{200} \dots \quad (3.9)$$

$$= 1,754 \text{ KW}$$

### Panjang keliling sabuk (L)

$$= 2 \times 450 + \frac{3,14}{2} (145 + 557) + \frac{1}{4 \times 450} (557 - 145)^2$$

=2096,44 min

### Pemilihan nomor nominal sabuk

(Sumber : Sularso, Dasar perancangan dan pemilihan Elemen Mesin,1991, Tabel 53(b), hal : 168)

Sabuk V standar No = 83 ;

Panjang keliling sabuk L = 2108 mm

$$= 2 \times 2108 - 3,14(557 + 145)$$

$$= 1988,6 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros sebenarnya C

$$= \frac{1988,6 + \sqrt{(1988,6)^2 - 8(557 - 145)}}{8}$$

= 450 mm

Sudut kontak sabuk dengan puli  $\theta$



$$\theta = 180^\circ - \frac{57(557 - 145)}{450}$$

$$= 127,813^\circ$$

$$\frac{D_p - d_p}{C} = 0,915$$

$$\Theta = 127^\circ$$

$$K_\theta = 0.85$$

Perhitungan jumlah sabuk N

$$= \frac{4}{1754 \times 0.85} = 2,03 \text{ Buah. Diambil 2 buah sabuk.}$$

Tabel 3.3 Daerah penyetelan jarak sumbu poros

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Ke sebelah dalam dari letak standar $\Delta C_i$					Ke sebelah luar dari letak standar $\Delta C_i$ (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	E	
11 – 38	280 – 970	20	25				25
38 – 60	970 – 1500	20	25	40			40
60 – 90	1500 – 2200	20	35	40			50
90 – 120	2200 – 3000	25	35	40			65
120 - 158	3000 – 4000	25	35	40	50		75

Daerah penyetelan jarak sumbu poros :

$$\Delta C_I = 35 \text{ mm} : \Delta C_d = 50 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas maka spesifikasi sabuk V yang digunakan adalah :

Sabuk – V : Tipe B

No. 83 : 2 buah

Panjang keliling L ( mm ) = 2108 mm

Diameter lingkaran jarak bagi puli besar (Dp) = 557 mm

Diameter lingkaran jarak bagi puli kecil (dp) = 145 mm

Diameter luar puli besar (Dk) = 568 mm

Diameter luar puli kecil(dk) = 156 mm

Lubang poros  $\varnothing$  35 mm dan  $\varnothing$  48 mm

Jarak sumbu poros  $450^{+50(mm)}_{-35(mm)}$

### **Gaya-gaya yang bekerja pada sabuk**

Data dari perhitungan sebelumnya :

$$P_0 = 2,698 \text{ KW}$$

$$V_{\text{sabuk}} = 5,78 \text{ m/s}$$

$$= \frac{2,698 \times 102}{7,28}$$

= 37,8 Kg

dengan :

$$\theta = 127,813 \times 0.0174533$$

$$\mu = 0,35 + 0,012 \times 7,28$$

Gaya tarik pada sisi kencang  $F_1$  dan gaya tarik pada sisi kendor  $F_2$

$$F_1 = \frac{37,8 \times 2,65}{2,65 - 1}$$

$$= 60.7 \text{Kg}$$

$$= 60.7 - 37.8$$

$$= 22.9 \text{ Kg}$$

Gaya tangensial sabuk pada sisi kencang ( $F_{tt1}$ )

Gaya tangensial pada sisi kendor ( $F_{tt2}$ )

Gaya tarik tangensial sabuk (F<sub>TTS</sub>)

Gaya radial sabuk pada sisi kencang

Gaya tarik radial pada sisi kendor ( $F_{tr2}$ )

Gaya tarik radial sabuk (Ftrs)

### **3.2. PERHITUNGAN RODA GIGI LURUS**

Dalam suatu perancangan roda gigi lurus dikenal dengan istilah angka transmisi (i) atau juga sering disebut sebagai perbandingan putaran. Angka transmisi adalah perbandingan antara jumlah gigi yaitu perbandingan antara jumlah gigi pinyon dengan gigi roda gigi besar. Besarnya perbandingan putaran pada roda gigi lurus adalah  $i < 6$ . Dalam perancangan ini putaran poros input yang direncanakan adalah 960 rpm dan akan direduksi dan di inkripsi pada perbandingan putaran yang berlaku persamaan :

$$U = \frac{n1}{n2} = \frac{n3}{n2} = \frac{m.z1}{m.z2} = \frac{z1}{z2} = \frac{1}{i} \dots \dots \dots \quad (3.24)$$

Pada perancangan ini perbandingan putaran pada pasangan roda gigi pertama  $I = 1,5625$

maka putaran poros ke dua :

$$2 = \frac{250}{n_2} \dots \Leftrightarrow n_2 = \frac{250}{21,5625} = 160(rpm)$$

1. Pasangan pertama.

- Daya yang ditransmisikan  $P$  (kW) = 4
  - Putaran poros input  $n$  (rpm) = 250
  - Modul  $m$  = 4
  - Sudut tekan pahat  $\alpha_o$  = 20
  - Faktor koreksi  $f_c$  = 1
  - Perbandingan rasio  $i$  = 1,5625

Menentukan jumlah gigi.

Jumlah gigi dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$z_1 = 49 \text{ gigi}$$

Z<sub>2</sub>=76 gigi

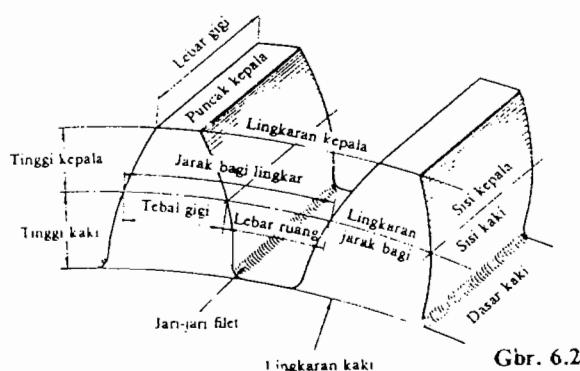
Menentukan perbandingan gigi

Perbandingan antara jumlah gigi pinyon dan roda gigi besar tidak boleh bilangan bulat.

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{49}{76} = \frac{1}{0.6447}$$

Menentukan proporsi bagian roda gigi

Proporsi bagian dari roda gigi dapat dilihat dalam gambar berikut:



**Gambar 3.2 Nama-nama bagian roda gigi**

Menentukan diameter lingkaran jarak bagi roda gigi standar ( Do )

$D_{\text{eff}} = 19 \times 4$

= 196 min

dengan perhitungan yang sama  $do_2 = 304 \text{ mm}$

Jarak sumbu poros a :

$$a = \frac{D_{01} + d_{02}}{2} \dots \dots \dots \quad (3.26)$$

Menentukan diameter lingkar kepala (Dk)

dengan perhitungan yang sama  $Dk_2 = 312$  (mm)

Menentukan kelonggaran puncak (Ck)

Pinyon

$$Ck_1 = 0,25 \times 4$$

$$= 1,0$$

roda gigi besar

$$Ck_2 = 0,25 \times 4$$

$$= 1,0$$

Diameter lingkar kaki (di)

dengan perhitungan yang sama  $df_2 = 294$  (mm)

#### Kedalaman pemotongan (H)

$$H_1 = 2 \times 4 + 1,0 = 9 \text{ (mm)}$$

$$H_2 = 2 \times 4 + 1,0 = 9 \text{ (mm)}$$

### Kapasitas beban gigi

Kecepatan keliling roda gigi (v)

$$v = \frac{\pi \times d_{01} \times n_2}{60 \times 1000} \dots \quad (3.31)$$

$$= \frac{\pi \times 196 \times 250}{60 \times 1000}$$

$$= 2,5643 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial roda gigi (ft)

$$f_l = \frac{102 \times Pd}{v} \quad \dots \dots \dots \quad (3.32)$$

$$= \frac{102 \times 4}{2,5643}$$

= 159,11

#### **Pemilihan bahan roda gigi**

Pemilihan bahan dan perlakuan panasnya harus dilakukan dengan hati-hati karena bahan harus mempunyai kekuatan dan kekerasan permukaan yang cukup. Hal ini dimaksudkan supaya tidak mudah terjadinya aus pada gigi dan kerusakan akibat adanya pembebanan. Bahan gigi dan perlakuan panasnya mempunyai hubungan erat dengan lebar gigi dan modul, besarnya harga b/m haruslah memenuhi persyaratan yaitu antara  $6 < b/m < 10$ , jika roda gigi tidak memenuhi persyaratan tersebut maka harus di cek apakah perlu dilakukan penggantian

modul atau bahan yang digunakan kurang baik. Selain itu bahan yang dipilih dari segi ekonomis bahan perlu diperhatikan sebaiknya dipilih bahan yang murah dan mudah didapat tapi mempunyai kekuatan yang cukup untuk menampung pembebanan akibat gaya yang diakibatkan oleh roda gigi

Pemilihan bahan gigi biasanya digunakan tabel yang sudah distandarisasi berdasarkan jenis bahan serta penggunaannya. Pada perancangan ini dipilih bahan untuk Pinyon :

Bahan S45C

Kekuatan tarik  $\sigma_B = 58 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

Tegangan lentur ijin  $\sigma_A = 30 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

Kekerasan permukaan gigi HB = 200

Sedangkan untuk bahan roda gigi besar adalah :

Bahan SC49

Kekuatan tarik  $\sigma_B = 52 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

Tegangan lentur ijin  $\sigma_A = 26 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

Kekerasan permukaan gigi HB = 150 (rata-rata)

Kekerasan (200 HB) dan (150 HB) maka :

$$Kh = 0,039 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Menentukan lebar gigi

Faktor bentuk gigi ( Y )

Berdasarkan dari Tabel (Sumber : Sularso, 1991, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 240) dalam buku Sularso didapatkan faktor dinamis  $Y_1 = 0,4078$  ;  $Y_2 = 0,433$

Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar

Persamaan yang digunakan adalah

dengan ;

$\sigma A = \text{Tegangan lentur ijin (kg/mm}^2\text{)}$

m = Modul pahat

$Y =$  Faktor bentuk gigi

**fv** = Faktor dinamis

Persamaan faktor dinamis dapat dicari berdasarkan

$$= \frac{3}{3 + 2,5643}$$

= 0,5391

Maka beban lentur yang diijinkan persatuan lebar adalah

$$fb_1 = 30 \times 4 \times 0,4078 \times 0,5391$$

$$= 26,384 \text{ (kg/mm)}$$

dengan perhitungan yang sama didapat  $f_b = 24,2796 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

### Beban permukaan ijin

Dengan :

$f_v$  = Faktor dinamis dari (0,5391)

$K_h$  = Faktor tegangan kontak didapat 0,039

Do1 = Diameter lingkar jarak bagi (196 mm)

Z1 = Jumlah gigi pinyon (49 gigi)

Z2 = Jumlah roda gigi besar (76 gigi)

Tabel 3.4 Faktor dinamis  $f_v$

(Sumber : Sularso, Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin,1991)

Kecepatan rendah V = 0,5 – 10 m/s	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan sedang V = 5 – 20 m/s	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan tinggi V = 20 – 50 m/s	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

Maka beban permukaan ijin persatuan lebar adalah:

$$Fh = 0,75 \times 196 \times 0,039 \times \frac{2 \times 76}{(49 + 76)} \\ = 5\,0259 \text{ (kg/mm)}$$

Harga Fh merupakan harga Fmin = 5,0259 (kg/mm)

Lebar roda gigi

Lebar roda gig

### Koreksi terhadap lebar gigi

Besarnya lebar gigi dibagi modul pahat harus ada di antara 6 -10

$$\frac{b}{m} = 7,9143$$

Jadi roda gigi ini telah aman karena nilai b/m telah memenuhi syarat.

**Tabel 3.5 Hasil perhitungan roda gigi lurus**

Keterangan	Roda gigi pasangan I		Pasangan roda gigi II	
	Roda gigi I	Roda gigi III	Roda gigi II	Roda gigi IV
Daya transmisi (KW)	4	4	4	4
Putaran poros n, rpm	250	160	250	100
Faktorkoreksi $f_c$		1		
Perbandingan putaran i	1,5625		2,5	
Modul pahat m, (mm)	4		3	
Jumlah gigi Z	49	76	47	120
Diameter lingkaran jarak bagi $d_{01}, d_{02}$ (mm)	196	304	140	360
Jarak sumbu poros a, (mm)	250		250	
Kelonggaran puncak Ck, (mm)	1		0,75	
Diameter kepala Dk, (mm)	204	312	147	366
Diameter kaki Df, (mm)	186	294	133,5	352,5
Kedalaman pemotongan H (mm)	9		6,75	
Faktor bentuk gigi $Y_1, Y_2$ (mm)	0,4078	0,433	0,9823	0,468
Kecepatan putaran v (m/s)	2,5643		1,845	
Gaya tangensial $F_t$ (Kg)	159,11		221,168	
Faktor dinamis $F_v$	0,5391		0,6192	
Bahan roda gigi	S45C	SC49	SNC2	S45C
Kekerasan permukaan bahan HB	200	150	300	200
Tegangan lentur izin ( $\text{Kg/mm}^2$ )	30	26	50	26
Tegangan tarik ( $\text{Kg/mm}^2$ )	58	52	85	58
Faktor tegangan kontak Kh ( $\text{Kg/mm}^2$ )	0,039		0,085	
Beban lentur izin $F_b$ ( $\text{Kg/mm}$ )	26,384	24,279	91,24	22,6
Beban permukaan izin $F_H$ ( $\text{kg/mm}$ )	5,0259		10,79	
Gaya minimum $F_{min}$ ( $\text{kg/mm}$ )	5,0259		10,79	
Lebar roda gigi b (mm)	32		21	
Lebar gigi/modul	7,914		6,831	

**Tabel 3.5 Hasil perhitungan pasangan roda (lanjutan)**

Keterangan	Roda gigi pasangan III		Pasangan roda gigi IV	
	Roda gigi V	Rd gigi VIII	Roda gigi VI	Roda gigi IX
Daya transmisi (KW)	4	4	4	4
Putaran poros n, rpm	100	25	100	160
Faktor koreksi $f_c$	1			
Perbandingan putaran i	3,99		0,625	
Modul pahat m, (mm)	3		4	
Jumlah gigi Z	34	133	77	48
Diameter lingkaran jarak bagi $d_{01}, d_{02}$ (mm)	102	398	308	192
Jarak sumbu poros a, (mm)	250		250	
Kelonggaran puncak Ck, (mm)	0,75		1	
Diameter kepala Dk, (mm)	108	412	316	200
Diameter kaki Df, (mm)	94,5	391,5	298	182
Kedalaman pemotongan H (mm)	6,75		9	
Faktor bentuk gigi $Y_1, Y_2$ (mm)	0,44	0,433	0,435	0,4035
Kecepatan putaran v (m/s)	0,5338		1,612	
Gaya tangensial $F_t$ (Kg)	764,33		253,12	
Faktor dinamis $F_v$	0,85		0,65	
Bahan roda gigi	S15CK	S15CK	S25C	SC49
Kekerasan permukaan bahan HB	400	400	200	200 rata-rata
Tegangan lentur izin ( $\text{Kg/mm}^2$ )	30	30	21	19
Tegangan tarik ( $\text{Kg/mm}^2$ )	50	50	45	49
Faktor tegangan kontak Kh ( $\text{Kg/mm}^2$ )	0,21		0,053	
Beban lentur izin $F_b$ ( $\text{Kg/mm}$ )	26,28	33,08	23,77	19,99
Beban permukaan izin $F_H$ ( $\text{kg/mm}$ )	29		8,168	
Gaya minimum $F_{min}$ ( $\text{kg/mm}$ )	26,28		8,168	
Lebar roda gigi b (mm)	27		31	
Lebar gigi/modul	8,76		7,75	

**Tabel 3.5 Hasil perhitungan pasangan roda gigi (lanjutan)**

Keterangan	Roda gigi pasangan V	
	Roda gigi VII	Rd gigi X
Daya transmisi (KW)	4	4
Putaran poros n, rpm	100	63
Faktor koreksi $f_c$		1
Perbandingan putaran i		1,587
Modul pahat m, (mm)		4
Jumlah gigi Z	48	77
Diameter lingkaran jarak bagi $d_{01}, d_{02}$ (mm)	192	308
Jarak sumbu poros a, (mm)		250
Kelonggaran puncak Ck, (mm)		1
Diameter kepala Dk, (mm)	200	316
Diameter kaki Df, (mm)	182	298
Kedalaman pemotongan H (mm)		9
Faktor bentuk gigi $Y_1, Y_2$ (mm)	0,4045	0,435
Kecepatan putaran v (m/s)		1,0048
Gaya tangensial $F_t$ (Kg)		406,05
Faktor dinamis $F_v$		0,75
Bahan roda gigi	SNC2	SNC1
Kekerasan permukaan bahan HB	300	250 rata-rata
Tegangan lentur izin ( $\text{Kg/mm}^2$ )	50	37,5
Tegangan tarik ( $\text{Kg/mm}^2$ )	70	70
Faktor tegangan kontak $K_h$ ( $\text{Kg/mm}^2$ )		0,086
Beban lentur izin $F_b$ ( $\text{Kg/mm}$ )	60,602	48,88
Beban permukaan izin $F_H$ ( $\text{kg/mm}$ )		15,17
Gaya minimum $F_{min}$ ( $\text{kg/mm}$ )		15,17
Lebar roda gigi b (mm)		27
Lebar gigi /modul		6,69

### 3.3 Perhitungan Poros

Poros merupakan bagian terpenting dari sebuah mesin, hampir pada setiap mesin menggunakan poros. Peran utama dari poros pada suatu sistem trasmisi meneruskan daya ke rangkaian – rangkaian gigi. Macam - macam poros menurut pembebanannya dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

#### 1 Poros Transmisi

Poros ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk atau sproket rantai, dan lain-lain.

#### 2 Spindel

Poros ini relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran. Syarat utama poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

#### 3 Gandar

Poros ini seperiti yang dipasang pada roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

Menurut bentuknya, poros dapat digolongkan atas poros lurus umum. poros engkol sebagai poros utama, poros luwes.

### **Hal – hal yang Perlu Diperhatikan dalam Perancangan Poros**

(Sumber : Sularso,1991,Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 1)

Dalam perancangan suatu poros kita harus memperhatikan hal – hal yang berhubungan dengan poros, yaitu :

#### **1. Kekuatan Poros**

Kekuatan poros harus ditinjau terlebih dahulu perencanaannya, karena poros transmisi mengalami berbagai beban yang berbeda – beda antara lain : beban puntir, beban lentur, ataupun gabungan antara beban puntir dan beban lentur. Ada juga poros yang mengalami beban tarik atau tekan seperti pada poros baling-baling pesawat terbang, kapal, atau pada turbin. Jadi sebuah poros harus direncanakan dahulu kekuatannya apakah poros yang akan kita gunakan mampu menahan beban yang direncanakan.

#### **2. Kekakuan Poros**

Meskipun suatu poros mempunyai kekuatan yang cukup, tetapi jika lenturan yang terjadi terlalu besar maka akan mengakibatkan ketidak telitian atau mengakibatkan getaran dan suara yang berisik. Jadi disamping meninjau kekuatan poros, kita juga meninjau kekakuan poros. Peninjauan tersebut harus disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani oleh poros tersebut.

#### **3. Putaran Kritis**

Bila putaran mesin dinaikkan maka pada suatu harga tertentu akan terjadi getaran yang luar biasa besarnya, hal ini dinamakan putaran

kritis. Putaran kritis dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Untuk mengantisipasinya poros dirancang sedemikian rupa sehingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

#### 4. Korosi

Bahan suatu poros harus disesuaikan dengan penggunaannya, bila poros digunakan untuk tahan korosi maka poros tersebut harus dapat menahan terjadinya korosi. Jika tidak mampu menahan proses korosi maka poros akan mengalami korosi dan bagian-bagian lainnya akan mengalami kerusakan.

#### 5. Bahan Poros

Bahan poros juga harus kita rancang, apakah poros ini sesuai dengan kontruksi atau sesuai dengan kebutuhannya. Dalam hal ini kita perlu merencanakan bahan yang cocok dipakai oleh poros tersebut agar dapat menjalankan tugasnya dengan baik. Untuk menentukan bahan poros, yang akan kita tinjau terlebih dahulu adalah kelenturan, kekuatan tarik, kekakuan, kekuatan tekan dan momen puntir dari poros tersebut.

### Perhitungan poros I

Poros I menerima gaya dari puli dan sabuk serta roda gigi,dari perhitungan sebelumnya diperoleh data sebagai berikut :

$$\text{Gaya pada sabuk } F_t = 75,1 \text{ kg} ; \quad F_r = 16,3 \text{ kg}$$

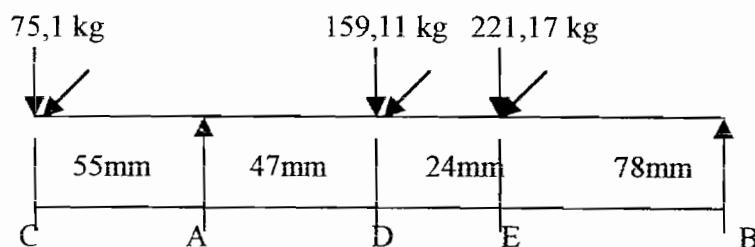
$$\text{Gaya tangensial roda gigi I } F_{t1} = 159,11 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya radial roda gigi I } F_{r1} = 57,9 \text{ kg}$$

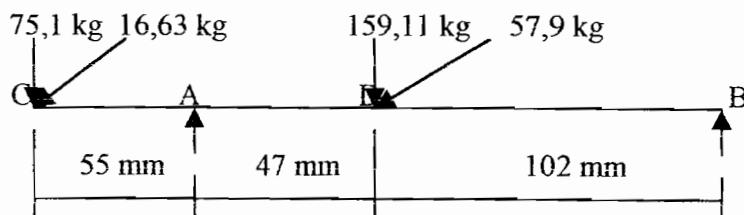
$$\text{Gaya tangensial Roda gigi II } F_{t2} = 221,17 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya radial roda gigi II } F_{r2} = 80,5 \text{ kg}$$

$$\text{Panjang poros } L_1 = 204 \text{ mm}$$



Analisis poros saat roda gigi 1 dan 3 dihubungkan



Perhitungan reaksi akibat gaya searah sumbu X ( $F_t$ )

$$\sum M_A = 0$$

$$75,1 \times 55 + 159,11 \times 47 - R_B \times 149 = 0$$

$$R_{BX} = 22,47 \text{ kg} \quad \uparrow$$

$$\Sigma M_{Bx} = 0$$

$$-75,1 \times 204 + R_{Ax} \times 149 - 159,11 \times 102 = 0$$

$$R_{Ax} = 211,74 \text{ kg} \uparrow$$

Momen lengkung akibat gaya searah sumbu X

$$M_{Cx} = 0$$

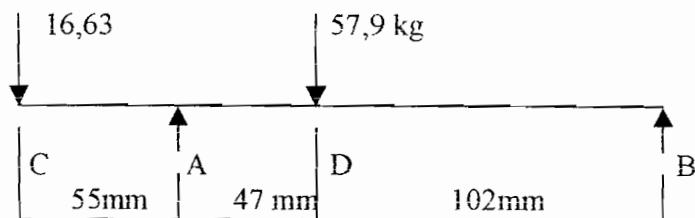
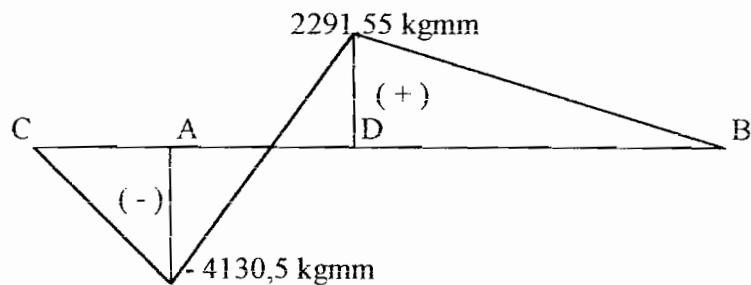
$$M_{Ax} = -4130,5 \text{ kgmm}$$

$$M_{Bx} = 0$$

$$M_{Dx} = -F_x \times 102 + R_{Ax} \times 47$$

$$= -75,1 \times 102 + 211,74 \times 47$$

$$= 2291,55 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya searah sumbu Y (Fr)

$$\Sigma M_{Ay} = 0$$

$$16,63 \times 55 + 57,9 \times 47 - R_{By} \times 149 = 0$$

$$R_{By} = 12,125 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_{BY} = 0$$

$$16,63 \times 204 + R_{AY} \times 149 - 57,9 \times 102 = 0$$

$$R_{YA} = 62,4 \text{ kg}$$

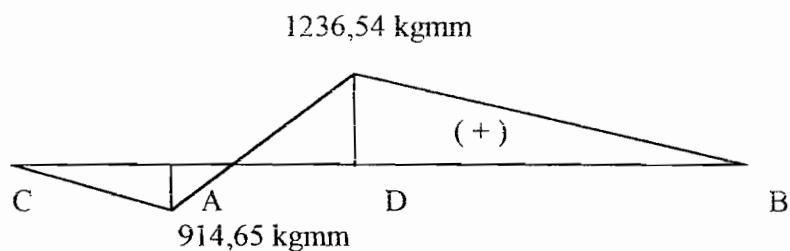
Momen lengkung akibat gaya radial ( searah sumbu Y )

$$M_{AY} = -914,65 \text{ kgmm}$$

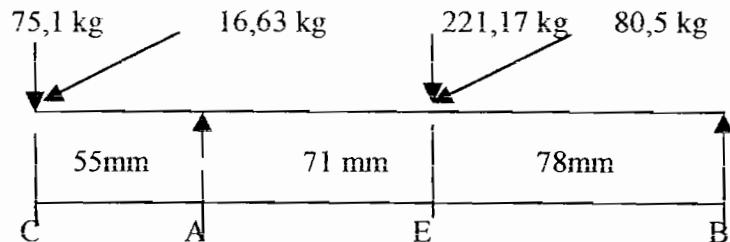
$$M_{BY} = 0$$

$$M_{CY} = 0$$

$$M_{DY} = 1236,54 \text{ kg mm}$$



Analisis poros saat roda gigi 2 dan 4 dihubungkan



Perhitungan reaksi akibat gaya searah sumbu X (Ft)

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-75,1 \times 55 + 221,17 \times 71 - R_{BX} \times 149 = 0$$

$$R_{BX} = 77,67 \text{ kg}$$

$$\sum P_Y = 0$$

$$- 75,1 - 221,17 + 77,67 - R_{AX} = 0$$

$$R_{AX} = 218,6 \text{ kg}$$

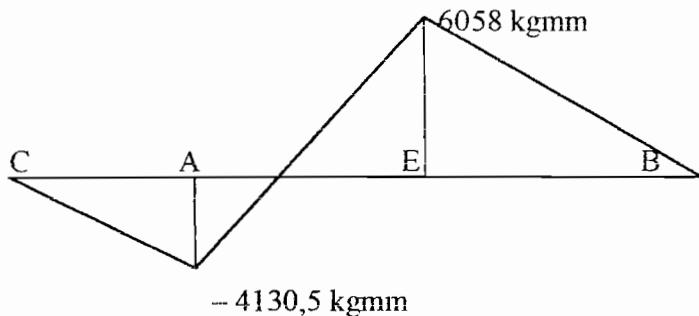
Momen lengkung yang terjadi akibat gaya searah sumbu X :

$$M_{AX} = -4130,5 \text{ kgmm}$$

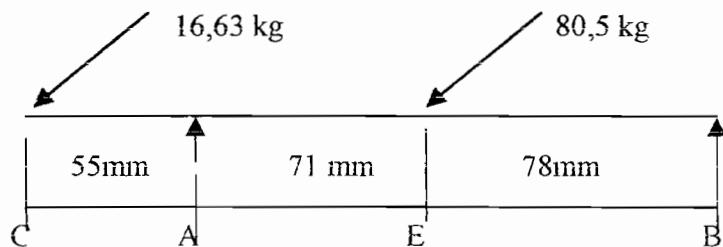
$$M_{BX} = 0$$

$$M_{CX} = 0$$

$$M_{EX} = 6058 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya searah sumbu Y (gaya radial)



$$\sum M_A = 0$$

$$- Fr_1 \times 55 + Fr_2 \times 71 - R_{BY} \times 149 = 0$$

$$- 16,63 \times 55 + 80,5 \times 71 - R_{BY} \times 149 = 0$$

$$R_{BY} = 32,22 \text{ kg}$$

$$\sum PH = 0$$

$$16,63 - 80,5 + 38,36 + R_{AY} = 0$$

$$R_{AY} = 64,91 \text{ kg}$$

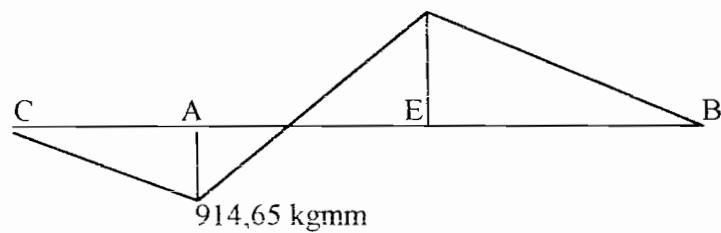
Momen yang terjadi akibat gaya searah sumbu Y

$$M_{AY} = -914,65$$

$$M_{BY} = 0$$

$$M_{CY} = 0$$

$$M_{EY} = 2513,23 \text{ kgmm} \quad 2991,94 \text{ kgmm}$$



Dari perhitungan reaksi diatas momen terbesar terjadi saat roda gigi 2 dan 4 terhubung dan di titik E, maka momen gabungannya adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Max}} &= \sqrt{M_{AE}^2 + M_{IE}^2} \quad \dots\dots\dots (3.3.1) \\
 &= \sqrt{(6058)^2 + (2513,23)^2} \\
 &= 6558,64 \text{ kgmm}
 \end{aligned}$$

Torsi yang terjadi pada poros I

*Sesuai persamaan 3.1*

$$\begin{aligned}
 T &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \\
 &= 9,74 \times 10 \frac{4}{250} \\
 &= 15584 \text{ kgmm}
 \end{aligned}$$

### Perhitungan diameter poros I

Bahan poros : SNC 1

Kekuatan tarik : 85 kg/mm<sup>2</sup>

Km : 1,5

Kt : 1,2

Sf<sub>1</sub> : 6

Sf<sub>2</sub> : 2

*Sesuai persamaan 3.2*

$$\tau_a = \frac{85}{6 \times 2}$$

$$= 7,083 \text{ kg/mm}^2$$

*Sesuai persamaan 3.3*

$$\begin{aligned} d_s &= \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(Kt \times T)^2 + (Km \times M)^2} \right]^{1/3} \\ &= \left[ \frac{5,1}{6} \sqrt{(1,2 \times 15584)^2 + (1,5 \times 6558,64)} \right]^{1/3} \\ &= 26,188 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros dipilih 50 mm untuk mengantisipasi terhadap defleksi puntiran, defleksi lenturan dan besarnya lubang pada bantalan.

Perhitungan defleksi puntiran  $\theta$

$$G = 8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$$

$$\theta = 584 \times \frac{TJ}{G \cdot ds^4} \dots \dots \dots \quad (3.3.2)$$

$$= 584 \times \frac{15584 \times 126}{8,3 \times 10^3 \times 50^4}$$

$$= 0,026^\circ$$

Koreksi terhadap syarat batas



Untuk panjang poros 126 mm  $\theta$  dibatasi  $0,25 \times 0,126 = 0,0315^\circ$

$\theta$  untuk poros I kurang dari  $0,0315^\circ$ , maka poros I aman terhadap defleksi puntiran.

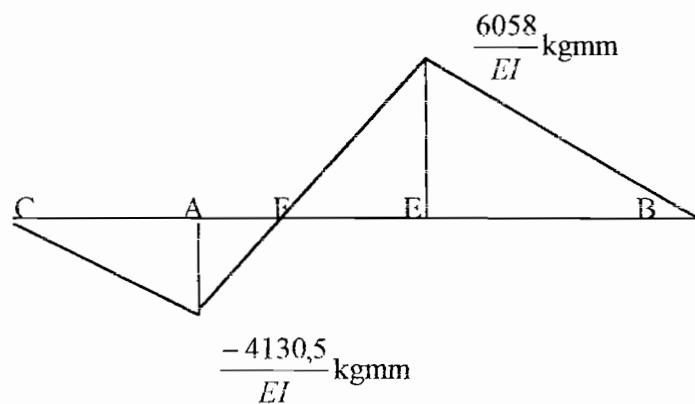
### Perhitungan slope dan defleksi

Gaya yang akan digunakan dalam perhitungan lenturan ini dipilih gaya yang terbesar dalam pembebanan karena dianggap mewakili beban lain yang lebih kecil. Teorema yang akan digunakan dalam perhitungan lenturan poros ini adalah :

Teorema I : Besar slope pada sebuah titik sama dengan besar gaya lintang atau gaya geser pada titik tersebut apabila beban berupa luasan bidang.

Teorema II : Besar defleksi pada sebuah titik sama dengan besar momen lengkung pada titik tersebut bila beban berupa luasan bidang.

Asumsi pada perhitungan ini adalah slope sebagai gaya geser, defleksi sebagai momen lengkung dan beban yang diterima berupa luasan bidang  $M/EI$ .

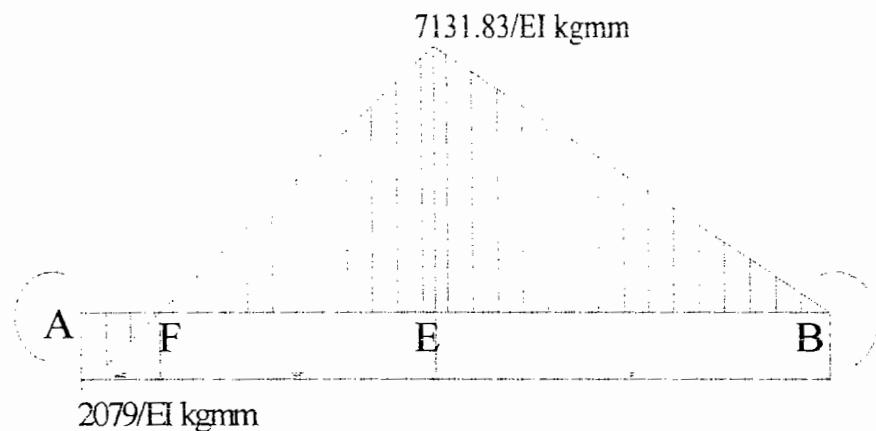


Menghitung jarak AF; jarak AE = 71 mm

$$\frac{4130,5}{6058} = \frac{AF}{71 - AF} \dots\dots\dots (3.3.3)$$

$$293265,5 = 4130,5 AF + 6058 AF$$

$$AF = 28,78 \text{ mm}$$



$$\Sigma M_B = 0$$

$$y_A + \theta_A \times 149 -$$

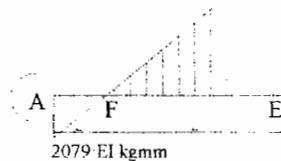
$$\left( \frac{-4130,5}{EI} \times \frac{28,78}{2} \right) (120,88) - \left( \frac{6058}{EI} \times \frac{42,22}{2} \right) (92,07) - \left( \frac{6058}{EI} \times \frac{78}{2} \right) (52,03) - y_B = 0$$

$$149 \theta_A - 16882173,9 / EI = 0$$

$$\theta_A = \frac{113303,18^\circ}{EI}$$

menghitung slope dan defleksi di titik E

$$7131,83 \text{ EI kgmm}$$



$$\Sigma M_E = 0$$

$$y_A + \theta_A \times 71 - \left( \frac{-4130,5}{EI} \times \frac{28,78}{2} \right) (61,41) - \left( \frac{6058}{EI} \times \frac{42,22}{2} \right) (14,07) - y_E = 0$$

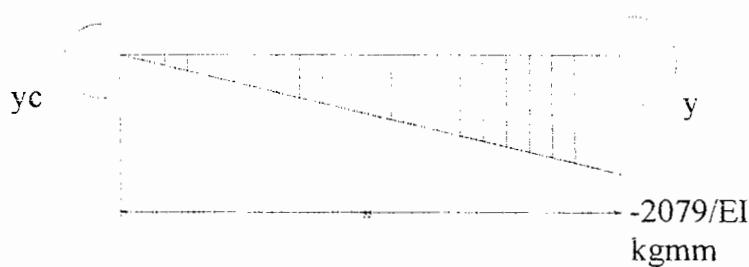
$$y_E = \frac{9895273,75}{EI} \text{ mm}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$y_A + \left( \frac{-4130,5}{EI} \times \frac{28,78}{2} \right) (9,59) + \left( \frac{6058}{EI} \times \frac{42,22}{2} \right) (56,94) - y_E - \theta_E \times 71 = 0$$

$$\theta_E = -\frac{44838,68^\circ}{EI}$$

Slope dan defleksi di titik C



$$\Sigma M_C = 0$$

$$y_C + \left( \frac{-4130,5}{EI} \times \frac{55}{2} \right) \left( \frac{2}{3} \times 55 \right) - \left( \frac{113303,18}{EI} \times 55 \right) - y_A = 0$$

$$y_C = \frac{10396633,6}{EI} \text{ mm}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$y_C + \theta_C \times 55 - \left( \frac{-4130,5}{EI} \times \frac{55}{2} \right) \left( \frac{55}{3} \right) - y_A = 0$$

$$\theta_C = \frac{167817,7}{EI}$$

Dari perhitungan di atas didapat :

$$y_C = \frac{10396633,6}{EI} \text{ mm}$$

$$y_E = \frac{9895273,75}{EI} \text{ mm}$$

Dengan modulus elastisitas  $E = 2,1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$  dan  $I = \frac{\pi d^4}{64} = 260444,16 \text{ maka}$

didapat :  $y_C = 1,615 \times 10^{-3} \text{ mm}$  dan  $y_E = 1,54 \times 10^{-3} \text{ mm}$ .

Koreksi terhadap syarat batas

Lenturan dibatasi sampai  $0,3 - 0,35 \text{ mm}$

$$y_C = 1,615 \times 10^{-3} \text{ mm} \leq (0,3 - 0,35) \text{ mm}$$

$$y_E = 1,54 \times 10^{-3} \text{ mm} \leq (0,3 - 0,35) \text{ mm}$$

Sehingga poros ini aman terhadap defleksi lenturan karena lenturan yang terjadi memenuhi syarat batas yaitu kurang dari  $0,3 - 0,35$ .

### Perhitungan angka putaran kritis Nc poros I

$$N_c = 52700 \frac{(ds)^2}{I_1 I_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.4)$$

Dengan :

$D_s$  = Diameter poros (mm)

$L$  = Panjang poros (mm)

$L_1$  = Jarak beban ke bantalan I (mm)

$L_2$  = Jarak beban ke bantalan II (mm)

$W$  = Berat dari benda yang berputar (kg)

$$= (\pi/4) \cdot d^2 \cdot b \cdot \rho \dots \dots \dots \quad (3.3.5)$$

dengan Berat jenis baja  $7,86 \times 10^{-3}$  kg/cm<sup>3</sup>

Perhitungan berat pulu

$$W_{pl} = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 55,7^2 \times 4,4 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 84,3 \text{ kg}$$

Pengurangan berat akibat lubang poros dan 6 lubang dengan diameter 39 mm

$$W_{prs} = \frac{3,14}{4} \times 4,8^2 \times 4,4 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 0,6255 \text{ kg}$$

$$W_{Lb} = 6 \left( \frac{3,14}{4} \times 3,9^2 \times 4,4 \times 7,86 \times 10^{-3} \right)$$

$$= 2,477 \text{ kg}$$

Berat netto pulu

$$W_{net} = 84,3 - 3,1 = 81,2 \text{ kg}$$

Berat roda gigi I

$$W_1 = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 19,6^2 \times 3,2 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 7,584 \text{ kg}$$

Pengurangan berat akibat lubang poros

$$W_{\text{prs}} = \frac{3,14}{4} \times 4,8^2 \times 3,2 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$W_{\text{net}} = 0,455 \text{ kg}$$

Berat netto roda gigi I

$$W_{\text{net I}} = 7,584 - 0,455$$

$$= 7,129 \text{ kg}$$

Berat roda gigi II

$$W_1 = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 14,1^2 \times 2,1 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 2,576 \text{ kg}$$

Pengurangan berat akibat lubang poros

$$W_{\text{prs}} = \frac{3,14}{4} \times 4,8^2 \times 2,1 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 0,298 \text{ kg}$$

Berat netto roda gigi II

$$W_{\text{net II}} = 2,576 - 0,298 = 2,278 \text{ kg}$$

Putaran kritis pully Nc<sub>1</sub>

$$Nc_1 = 52700 \frac{48^2}{55 \times 204} \sqrt{\frac{204}{81,2}}$$

$$= 17\ 152,58 \text{ rpm}$$

Putaran kritis roda gigi I

$$Nc_2 = 52700 \frac{48^2}{47 \times 102} \sqrt{\frac{204}{7,129}}$$

$$= 135\ 502,98 \text{ rpm}$$

Putaran kritis roda gigi II

$$Nc_3 = 52700 \frac{48^2}{71 \times 78} \sqrt{\frac{204}{2,278}}$$

$$= 207\ 410,75 \text{ rpm}$$

Putaran kritis total  $Nc_0$

$$\frac{1}{Nc_0^2} = \frac{1}{Nc_1^2} + \frac{1}{Nc_2^2} + \frac{1}{Nc_3^2} \dots \dots \dots \quad (3.3.6)$$

$$= \frac{1}{17152,58^2} + \frac{1}{135502,98^2} + \frac{1}{207410,75^2}$$

$$= 3,399 \times 10^{-9} + 5,44631 \times 10^{-11} + 2,32453 \times 10^{-11}$$

$$Nc_0 = \sqrt{3476708400}$$

$$= 58963,62 \text{ rpm}$$

### Perhitungan pasak dan spline pada poros 1

Pasak pada umumnya dapat digolongkan dalam beberapa macam.

Menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara lain : pasak banam, pasak rata, pasak pelana, dan pasak singgung yang umumnya berpenampang segi empat.

Dalam arah memanjang berbentuk prismatis atau tirus. Pasak benam prismatis ada yang secara khusus di pakai sebagai pasak luncur. Selain pasak-pasak di atas ada pula pasak tembereng dan pasak jarum.

Pasak benam mempunyai penampang segi empat dimana terdapat bentuk prismatis dan tirus yang kadang-kadang di beri kepala untuk memudahkan dalam pencabutannya. Pasak rata sisi sampingnya harus tepat pada alur pasak agar tidak goyah dan rusak. Bahan pasak di pilih dari bahan yang lebih lemah dari pada bahan poros, hal ini dimaksudkan karena harga bahan pasak jauh lebih murah dari pada harga poros dan pasak benam mampu meneruskan momen yang besar.

Momen rencana dari poros adalah  $T$  (kg.mm), diameter poros adalah  $d_s$  (mm), maka gaya tangensial  $F$  (kg) pada permukaan poros adalah :

$$F = \frac{T}{(d_s / 2)} \text{ kg} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.7)$$

dengan  $T = 15584 \text{ kg.mm}$

$$d_s = 48 \text{ mm}$$

$$\text{maka;} \quad F = \frac{15584}{(48/2)}$$

$$F = 649,33 \text{ kg}$$

Bahan pasak S30C-D dengan  $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

*Sesuai persamaan 3.2*

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

Ukuran pasak diperoleh dari Tabel dalam lampiran L 3.7 :

Lebar pasak : 14 mm

Tinggi pasak : 9 mm

Kedalaman alur pasak pada poros,  $t_i$  : 5,5 mm

- Kedalaman alur pasak pada naf,  $t_2$  : 2,9 mm  
 Jari – jari filet,  $r$  : 0,3 mm  
 Tekanan pasak izin,  $P_a$  : 8 kg/mm<sup>2</sup>

Panjang pasak  $l_1$ ,

$$\tau_a \geq \frac{F}{b \times l_1}, \dots \quad (3.3.8)$$

$$4,83 \geq \frac{649,33}{14 \times l_1},$$

$$\text{maka } l_1 = 9,6 \text{ mm}$$

Panjang pasak  $l_2$

$$P_a \geq \frac{F}{t_1 \times l_2} \dots \quad (3.3.9)$$

$$8 \geq \frac{649,33}{5,5 \times l_2}$$

$$\text{maka } l_2 = 14,75 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas maka dipilih ukuran lebar pasak = 14 mm dan panjang pasak = 45 mm.

Koreksi terhadap lebar pasak

$b/d_s$  di batasi antara 0,25 – 0,35.

$14 / 18 = 0,29$ , besarnya  $b/d_s$  kurang dari 0,35 sehingga pasak ini aman.

Koreksi terhadap tekanan pasak

$$P_{\text{pasak}} \leq P_{\text{izin}} \dots \quad (3.3.10)$$

$$P_{\text{pasak}} = \frac{2 \times F t}{h \times L_k} = \frac{2 \times 649,33}{9 \times 45} = 3,2 \text{ kg/ mm}^2$$

Tekanan pasak lebih kecil dari tekanan pasak izin sehingga pasak ini aman.

### Spline poros 1

Diameter poros : 50 mm

Panjang poros baji : 149 mm

Bahan poros : SNC I dengan  $\sigma_b = 85 \text{ kg/mm}^2$

Ukuran poros baji : 50 X 58 X 14

$Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

Gaya tangensial : 649,33 kg

$$\text{Tegangan geser } \tau_k = \frac{F}{b \times l} = \frac{649,33}{14 \times 149}$$

$$= 0,311 \text{ kg/mm}$$

$$\tau_{izin} = \frac{85}{6 \times 2} = 7,08 \text{ kg/mm}^2$$

$$P_a = \frac{149,33}{2 \times 149}$$

$$= 2,179 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan permukaan < Tekanan permukaan izin,

Tekanan permukaan  $P_a < 8 \text{ kg/mm}^2$ , sehingga spline ini aman.

## Perhitungan poros II

Gaya-gaya yang telah didapat dari perhitungan sebelumnya adalah :

$$F_{t_3} = 159,11 \text{ kg}$$

$$F_{t_5} = 764,33 \text{ kg}$$

$$F_{t_7} = 253,12 \text{ kg}$$

$$F_{r_3} = 57,9 \text{ kg}$$

$$F_{r_5} = 278,2 \text{ kg}$$

$$F_{r_7} = 92,128 \text{ kg}$$

$$F_{t_4} = 221,17 \text{ kg}$$

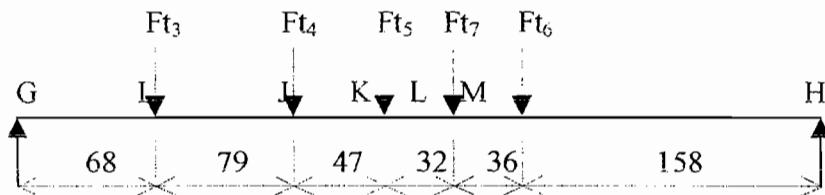
$$F_{t_6} = 406,05 \text{ kg}$$

$$F_{r_4} = 80,5 \text{ kg}$$

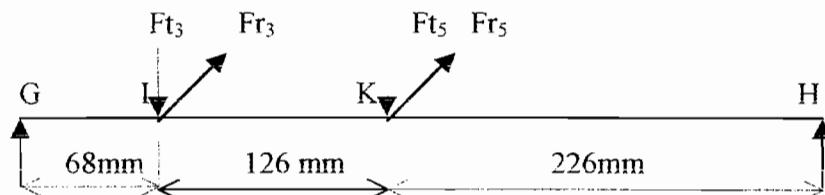
$$F_{r_6} = 147,79 \text{ kg}$$

Panjang poros direncanakan 420 mm

Pembebatan poros akibat gaya searah sumbu X (akibat gaya  $F_t$ )



Perhitungan reaksi saat roda gigi 1 dan 3, 5 dan 8 dihubungkan.



$$\Sigma MG_V = 0$$

$$F_{t_3} \times 68 + F_{t_5} \times 194 - R_{HV} \times 420 = 0$$

$$R_{HV} = 378,8 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_V = 0$$

$$R_{GV} + R_{HV} - F_{t_3} - F_{t_5} = 0$$

$$R_{GV} = 544,64 \text{ kg}$$

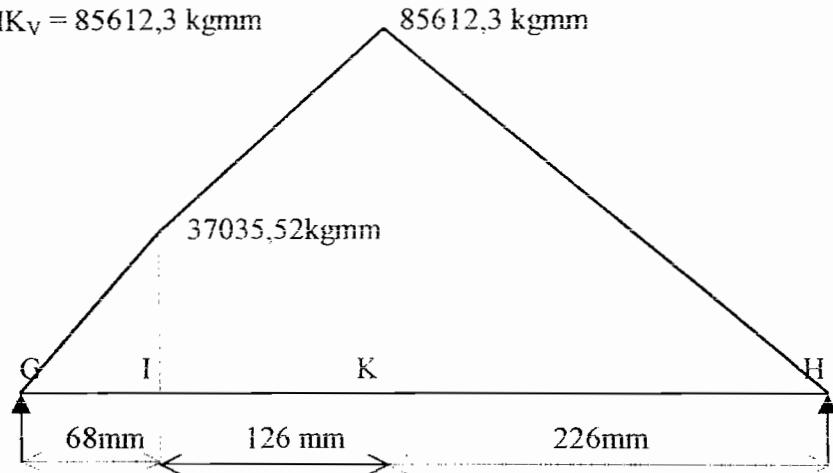
Momen yang terjadi akibat gaya tangensial

$$MG_V = 0$$

$$MH_V = 0$$

$$MI_V = 37035,52 \text{ kgmm}$$

$$MK_V = 85612,3 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya radial

$$\Sigma MG_H = 0$$

$$57,9 \times 68 + 278,88 \times 194 - RH_H \times 420 = 0$$

$$RH_H = 137,88$$

$$\Sigma F_H = 0$$

$$- 57,9 - 278,2 + 137,88 + RG_H = 0$$

$$RG_H = 198,22 \text{ Kg}$$

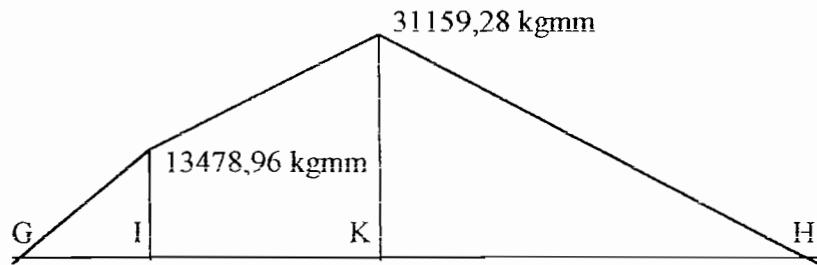
Momen akibat gaya radial

$$Mg = 0$$

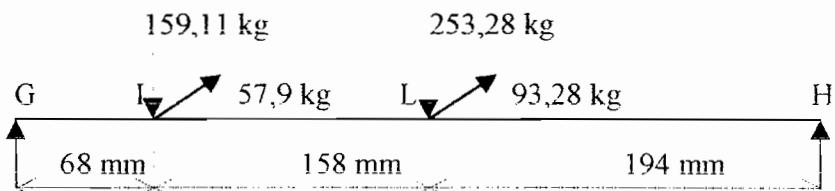
$$MH = 0$$

$$MI = 13478,96 \text{ Kg mm}$$

$$MK = 31,159,28 \text{ Kg mm}$$



Analisis poros saat roda gigi 1 dan 3 , 6 dan 9 dihubungkan



Perhitungan reaksi akibat gaya tangensial (Ft)

$$\Sigma MG_V = 0$$

$$159,11 \times 68 + 253,12 \times 226 - RH_V \times 420 = 0$$

$$RH_V = 162 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_V = 0$$

$$RG_V + 162 - 159,11 - 253,12 = 0$$

$$RG_V = 250,23 \text{ kg}$$

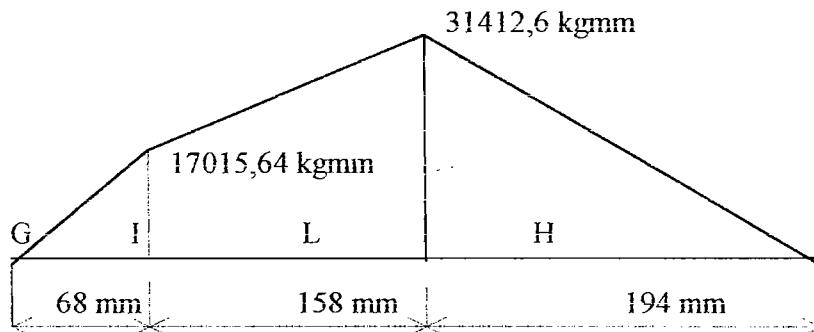
Momen yang terjadi akibat gaya tangensial

$$MG = 0$$

$$MH = 0$$

$$MI = 17015,64 \text{ kgmm}$$

$$ML = 31412,6 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya radial

$$\sum M_G = 0$$

$$57,9 \times 68 + 92,128 \times 226 - R_H \times 420 = 0$$

$$R_H = 58,94 \text{ kgmm}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$R_G + R_H - F_I - F_L = 0$$

$$R_G + 58,94 - 57,9 - 93,28 = 0$$

$$R_G = 91,088 \text{ kg}$$

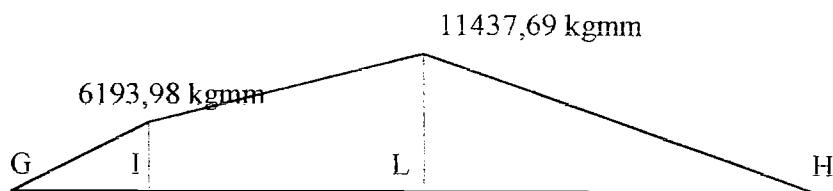
Momen di setiap titik akibat gaya radial

$$M_G = 0$$

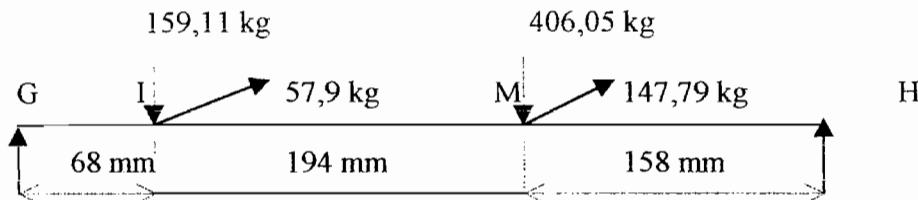
$$M_H = 0$$

$$M_L = 11437,69 \text{ kgmm}$$

$$M_I = 6193,98 \text{ kgmm}$$



Analisis poros saat roda gigi 1 dan 3 , 7 dan 10 dihubungkan



Perhitungan reaksi akibat gaya tangensial  $F_t$

$$\Sigma MG_V = 0$$

$$159,11 \times 68 + 406,05 \times 262 - RH_V \times 420 = 0$$

$$RH_V = 279,06 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_V = 0$$

$$RG_V + 279,06 - 159,11 - 406,05 = 0$$

$$RG_V = 286,1 \text{ kg}$$

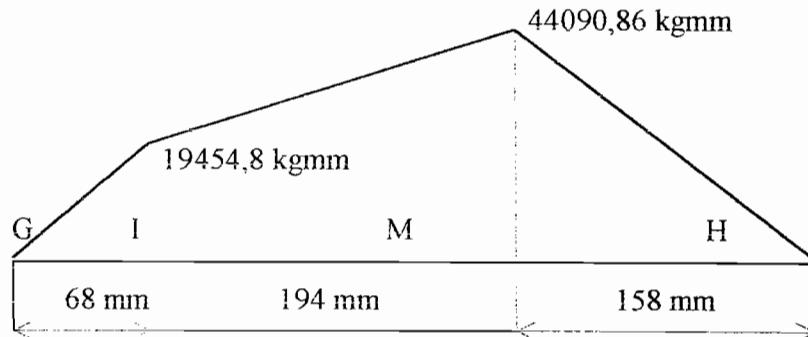
Momen yang terjadi akibat gaya tangensial

$$MG = 0$$

$$MH = 0$$

$$MI = 19454,8 \text{ kgmm}$$

$$MM = 44090,86 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya radial

$$\sum MG_H = 0$$

$$57,9 \times 68 + 147,79 \times 626 - RH_H \times 420 = 0$$

$$RH_H = 101,57 \text{ kgmm}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$RG_H + RH_H - Fr_3 - Fr_7 = 0$$

$$RG_H + 101,57 - 57,9 - 147,79 = 0$$

$$RG_H = 104,12 \text{ kg}$$

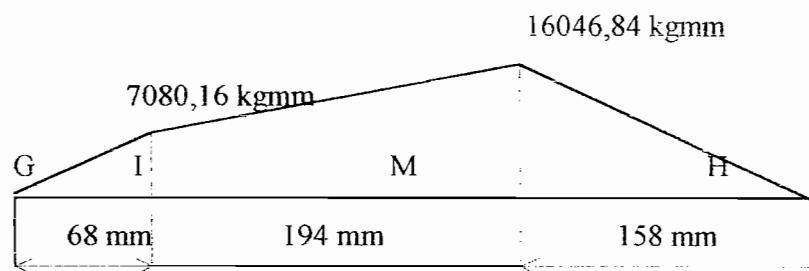
Momen di setiap titik akibat gaya radial

$$MG = 0$$

$$MH = 0$$

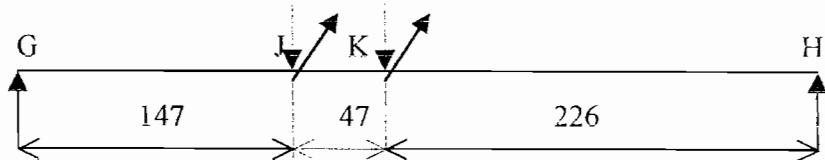
$$ML = 16046,84 \text{ kgmm}$$

$$MI = 7080,16 \text{ kgmm}$$



Analisis poros saat roda gigi 2 dan 4, 5 dan 8 dihubungkan

$$221,17 \text{ kg} \quad 764,33 \text{ kg}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya tangensial  $F_t$

$$\sum M_G = 0$$

$$221,17 \times 147 + 764,33 \times 194 - R_{H_V} \times 420 = 0$$

$$R_{H_V} = 430,46 \text{ kg}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_G + 430,46 - 221,17 - 764,33 = 0$$

$$R_G = 555,043 \text{ kg}$$

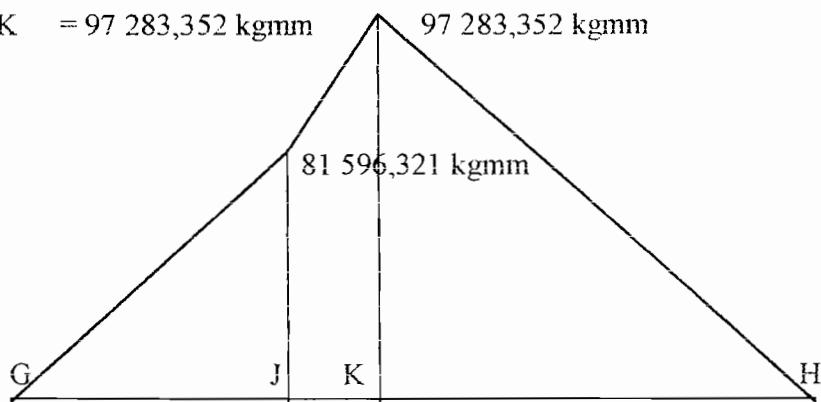
Momen yang terjadi akibat gaya tangensial

$$M_G = 0$$

$$M_H = 0$$

$$M_J = 81\,591,321 \text{ kgmm}$$

$$M_K = 97\,283,352 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya radial

$$\sum M_H = 0$$

$$80,5 \times 147 + 278,2 \times 194 - R_{H_H} \times 420 = 0$$

$$R_{H_H} = 156,67 \text{ kgmm}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$RG_H + RH_H - Fr_3 - Fr_7 = 0$$

$$RG_H + 156,67 - 80,5 - 278,2 = 0$$

$$RG_H = 202,02 \text{ kg}$$

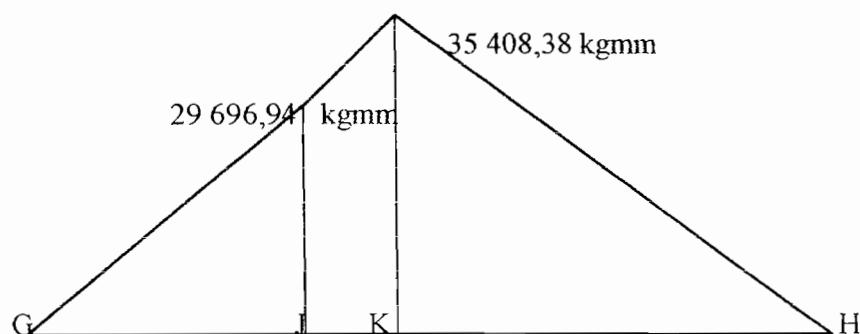
Momen di setiap titik akibat gaya radial

$$MG = 0$$

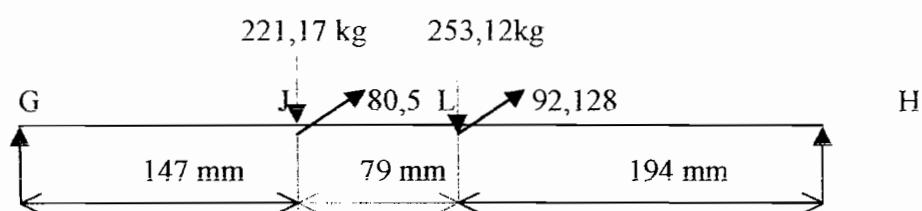
$$MH = 0$$

$$MJ = 29\,696,94 \text{ kgmm}$$

$$MK = 35\,408,38 \text{ kgmm}$$



Analisis poros saat roda gigi 2 dan 4, 6 dan 9 dihubungkan



Perhitungan reaksi akibat gaya tangensial Ft

$$\sum MG_V = 0$$

$$221,17 \times 147 + 253,12 \times 226 - RH_V \times 420 = 0$$

$$RH_V = 213,61 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_V = 0$$

$$RG_V + 213,61 - 221,17 - 253,12 = 0$$

$$RG_V = 260,68 \text{ kg}$$

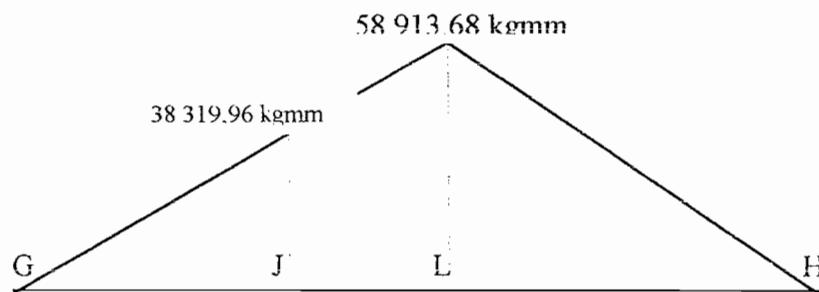
Momen yang terjadi akibat gaya tangensial

$$MG = 0$$

$$MH = 0$$

$$MJ = 38\ 319,96 \text{ kgmm}$$

$$MK = 58\ 913,68 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya radial

$$\Sigma MG_H = 0$$

$$80,5 \times 147 + 92,128 \times 226 - RH_H \times 420 = 0$$

$$RH_H = 77,75 \text{ kgmm}$$

$$\Sigma F_H = 0$$

$$RG_H + RH_H - Fr_3 - Fr_7 = 0$$

$$RG_H + 77,75 - 80,5 - 92,128 = 0$$

$$RG_H = 94,88 \text{ kg}$$

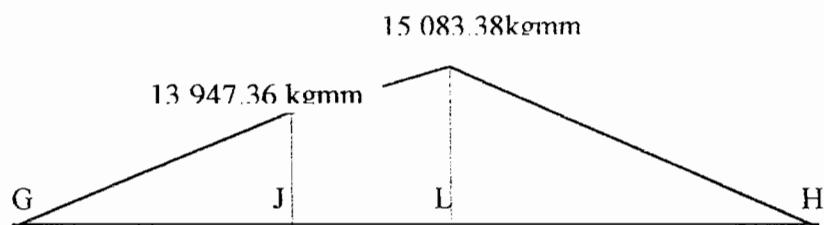
Momen di setiap titik akibat gaya radial

$$MG = 0$$

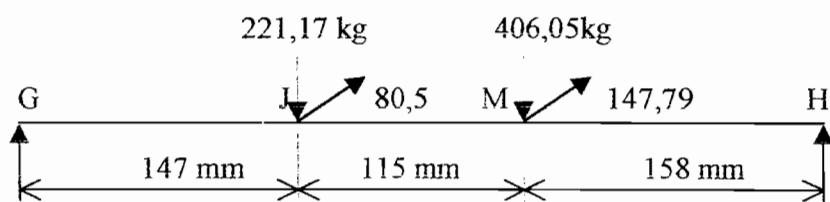
$$MH = 0$$

$$MJ = 13\ 947,36 \text{ kgmm}$$

$$ML = 15\ 083,38 \text{ kgmm}$$



Analisis poros saat roda gigi 2 dan 4 , 7 dan 10 dihubungkan



Perhitungan reaksi akibat gaya tangensial  $F_t$

$$\Sigma MG_V = 0$$

$$221,17 \times 147 + 406,05 \times 262 - RH_V \times 420 = 0$$

$$RH_V = 330,7 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_V = 0$$

$$RG_V + 330,7 - 221,17 - 406,05 = 0$$

$$RG_V = 296,51 \text{ kg}$$

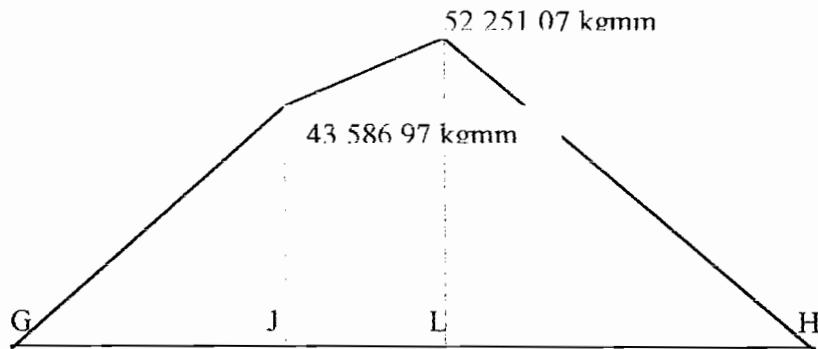
Momen yang terjadi akibat gaya tangensial

$$MG = 0$$

$$MH = 0$$

$$MJ = 43\ 586,97 \text{ kgmm}$$

$$MM = 52\ 251,07 \text{ kgmm}$$



Perhitungan reaksi akibat gaya radial

$$\sum MG_H = 0$$

$$80,5 \times 147 + 147,79 \times 262 - RH_{ii} \times 420 = 0$$

$$RH_H = 120,37 \text{ kgmm}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$RG_H + RH_H - Fr_3 - Fr_7 = 0$$

$$RG_H + 120,37 - 80,5 - 147,79 = 0$$

$$RG_H = 107,92 \text{ kg}$$

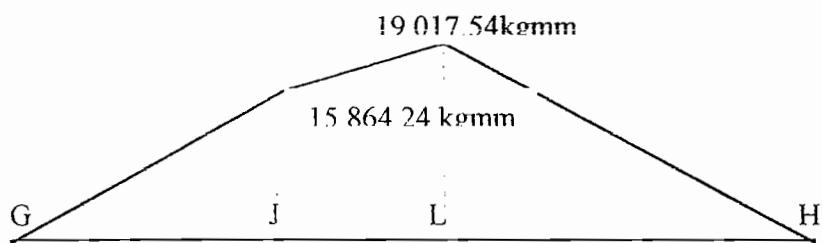
Momen di setiap titik akibat gaya radial

$$MG = 0$$

$$MH = 0$$

$$MJ = 15\ 864,24 \text{ kgmm}$$

$$MM = 19\ 017,54 \text{ kgmm}$$



Dari perhitungan diatas didapat momen terbesar terjadi saat roda gigi 2 dan 4 dihubungkan dan 5 dan 8 terhubung. Maka saat roda gigi tersebut terhubung digunakan sebagai acuan untuk menghitung defleksi puntran dan defleksi lenturan.

Momen gabungan saat roda gigi 2 dan 4, 5 dan 8 terhubung adalah :

*Sesuai persamaan 3.3.1*

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Max}} &= \sqrt{M_{\text{AK}}^2 + M_{\text{IK}}^2} \\
 &= \sqrt{(97283,352)^2 + (35408,38)^2} \\
 &= 103\,526,83 \text{ kgmm}
 \end{aligned}$$

Torsi yang terjadi pada poros II

*Sesuai persamaan 3.1*

$$\begin{aligned}
 T &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \\
 &= 9,74 \times 10^5 \frac{4}{100} \\
 &= 38\,960 \text{ kgmm}
 \end{aligned}$$

Perhitungan diameter poros II

Bahan poros : SNC 2

Kekuatan tarik :  $85 \text{ kg/mm}^2$

$K_m = 1,5$  ;  $K_t = 1,2$

$Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

$\tau_a$  sesuai persamaan 3.2

$$\tau_a = \frac{85}{6 \times 2}$$

$$= 7,083 \text{ kg/mm}^2$$

Sesuai persamaan 3.3

$$\begin{aligned} d_s &= \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(Kt \times T)^2 + (Km \times M)^2} \right]^{1/3} \\ &= \left[ \frac{5,1}{6} \sqrt{(1,2 \times 38960)^2 + (1,5 \times 103526,83)} \right]^{1/3} \\ &= 48,88 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros II dipilih 60 mm untuk mengantisipasi terhadap defleksi puntiran dan defleksi lenturan.

Perhitungan defleksi puntiran  $\theta$

Sesuai persamaan 3.3.2

$$G = 8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$$

$$\theta = 584 \times \frac{Tl}{G.ds^4}$$

$$= 584 \times \frac{38960 \times 194}{8,3 \times 10^3 \times 60^4}$$

$$= 0,041^\circ$$

Koreksi terhadap syarat batas

Untuk panjang poros 194 mm  $\theta$  dibatasi  $0,25 \times 0,126 = 0,0485^\circ$ .

$\theta$  untuk poros II kurang dari  $0,0485^\circ$ , maka poros II aman terhadap defleksi puntiran.

### Analisis poros akibat defleksi lenturan y

$$y = 2,23 \times 10^{-4} \frac{F \times L_1^2 \times L_2^2}{d_s^4 \times L} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.11)$$

dari perhitungan sebelumnya didapat :

$$F = 985,5 \text{ kg}$$

$$L = 420 \text{ mm}$$

$$L_1 = 147 \text{ mm}$$

$$L_2 = 273 \text{ mm}$$

$$d_s = 60 \text{ mm}$$

Lenturan untuk roda gigi 4

$$y_4 = 2,23 \times 10^{-4} \frac{985,5 \times 147^2 \times 273^2}{60^4 \times 420}$$

$$y_4 = 0,065 \text{ mm}$$

Lenturan untuk roda gigi 5

$$y_4 = 2,23 \times 10^{-4} \frac{985,5 \times 194^2 \times 226^2}{60^4 \times 420}$$

$$y_4 = 0,0776 \text{ mm}$$

Koreksi terhadap syarat batas.

Defleksi lenturan diatas sampai  $0,3 - 0,35 \text{ mm/m}$

$$Y_4 = 0,065 / 0,42$$

$$= 0,1547 \text{ mm/m}$$

$$y_5 = 0,0776 / 0,42$$

$$= 0,1847 \text{ mm/m}$$

Besarnya lenturan  $y_4$  dan  $y_5$  kurang dari  $0,3 - 0,35 \text{ mm/m}$  sehingga poros II ini aman terhadap defleksi lenturan.

### **Perhitungan angka putaran kritis Nc**

*W sesuai persamaan 3.3.5*

Berat roda gigi III

$$W_{III} = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 30,4^2 \times 3,2 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 18,25 \text{ kg}$$

Pengurangan berat akibat lubang poros

$$W_{prs} = \frac{3,14}{4} \times 6,0^2 \times 3,2 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 0,71 \text{ kg}$$

Berat netto roda gigi III

$$W_{net,3} = 18,25 - 0,71$$

$$= 17,54 \text{ kg}$$

Berat roda gigi IV

$$W_{IV} = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 36^2 \times 2,1 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 16,8 \text{ kg}$$

Pengurangan berat akibat lubang poros

$$W_{\text{prs}} = \frac{3,14}{4} \times 6,0^2 \times 2,1 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 0,47 \text{ kg}$$

Berat netto roda gigi IV

$$W_{\text{net IV}} = 16,8 - 0,47$$

$$= 16,33 \text{ kg}$$

Berat roda gigi V

$$W_V = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 10,2^2 \times 2,7 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 1,733 \text{ kg}$$

Pengurangan berat akibat lubang poros

$$W_{\text{prs}} = \frac{3,14}{4} \times 6,0^2 \times 2,7 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 0,6 \text{ kg}$$

Berat netto roda gigi V

$$W_{\text{net V}} = 1,733 - 0,6$$

$$= 1,133 \text{ kg}$$

Berat roda gigi VI

$$W_{\text{VI}} = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$



$$= \frac{3,14}{4} \times 19,2^2 \times 2,7 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 6,14 \text{ kg}$$

**Pengurangan berat akibat lubang poros**

$$W_{\text{prs}} = \frac{3,14}{4} \times 6,0^2 \times 2,7 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 0,6 \text{ kg}$$

**Berat netto roda gigi VI**

$$W_{\text{net VI}} = 6,14 - 0,6$$

$$= 5,54 \text{ kg}$$

**Berat roda gigi VII**

$$W_{\text{VII}} = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 30,8^2 \times 3,1 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 18,145 \text{ kg}$$

**Pengurangan berat akibat lubang poros**

$$W_{\text{prs}} = \frac{3,14}{4} \times 6,0^2 \times 3,1 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 0,689 \text{ kg}$$

**Berat netto roda gigi VII**

$$W_{\text{net VII}} = 18,145 - 0,689$$

$$= 17,456 \text{ kg}$$

## Putaran kritis poros II

*Sesuai persamaan 3.3.4*

$$N_{c_3} = 52700 \frac{60^2}{68 \times 352} \sqrt{\frac{420}{17,54}}$$

$$= 38838,06 \text{ rpm}$$

$$N_{c_4} = 52700 \frac{60^2}{147 \times 273} \sqrt{\frac{420}{16,33}}$$

$$= 24110,33 \text{ rpm}$$

$$N_{c_5} = 52700 \frac{60^2}{194 \times 226} \sqrt{\frac{420}{1,133}}$$

$$= 83297,8 \text{ rpm}$$

$$N_{c_6} = 52700 \frac{60^2}{226 \times 194} \sqrt{\frac{420}{5,54}}$$

$$= 37646,29 \text{ rpm}$$

$$N_{c_7} = 52700 \frac{60^2}{262 \times 158} \sqrt{\frac{420}{17,456}}$$

$$= 22456,95 \text{ rpm}$$

## Putaran kritis sistem $N_{C_0}$

*Sesuai persamaan 3.3.6*

$$\frac{1}{N_{c_0}^2} = \frac{1}{38838,06^2} + \frac{1}{24110,33^2} + \frac{1}{83297,8^2} + \frac{1}{37646,29^2} + \frac{1}{22456,95^2}$$

$$N_{c_0}^2 = 191460846,3$$

$$N_{c_0} = 13836,94 \text{ rpm}$$

## Perhitungan pasak dan spline poros II

Momen rencana dari poros adalah  $T$  (kg.mm), diameter poros adalah  $d_s$  (mm), maka gaya tangensial  $F$  (kg) pada permukaan poros adalah :

*Sesuai persamaan 3.3.9*

$$F = \frac{T}{(d_s/2)} \text{ kg}$$

dengan  $T = 38960 \text{ kg.mm}$

$$d_s = 60 \text{ mm}$$

$$\text{maka;} \quad F = \frac{38960}{(60/2)}$$

$$F = 1298,667 \text{ kg}$$

Bahan pasak S30C-D dengan  $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

Ukuran pasak diperoleh dari Tabel dalam lampiran L 3.7 :

Lebar pasak : 18 mm

Tinggi pasak : 11 mm

Kedalaman alur pasak pada poros,  $t_1$  : 7 mm

Kedalaman alur pasak pada naf,  $t_2$  : 4,4 mm

Jari – jari filet,  $r$  : 0,4 mm

Tekanan pasak izin,  $P_a$  : 10 Kg/mm<sup>2</sup>

Panjang pasak  $l_1$

*Sesuai persamaan 3.3.8*

$$\tau_a \geq \frac{F}{b \times l_1},$$

$$4,83 \geq \frac{1298,667}{18 \times l_1}$$

maka  $l_1 = 9,6$  mm

Panjang pasak  $l_2$

*Sesuai persamaan 3.3.9*

$$P_a \geq \frac{F}{t_1 \times l_2}$$

$$8 \geq \frac{1298,667}{7 \times l_2}$$

maka  $l_2 = 23,2$  mm

Dari perhitungan di atas maka dipilih ukuran lebar pasak = 14 mm dan panjang pasak = 27 mm.

Koreksi terhadap lebar pasak

$b/d_s$  di batasi antara  $0,25 - 0,35$ .

$18 / 60 = 0,3$ , besarnya  $b/d_s$  kurang dari 0,35 sehingga pasak ini aman.

Koreksi terhadap tekanan pasak

$$P_{\text{pasak}} \leq P_{\text{izin}}$$

$$P_{\text{pasak}} = \frac{2 \times Ft}{h \times L_k} = \frac{2 \times 1298,667}{11 \times 45}$$

$$= 5,25 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan pasak lebih kecil dari tekanan pasak izin sehingga pasak ini aman.

### Splane poros II

Diameter poros : 60 mm

Panjang poros baji : 226 mm

Bahan poros : SNC I dengan  $\sigma_b = 85 \text{ kg/mm}^2$

Ukuran poros baji : 60 X 68 X 16 dengan 4 baji.

$Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

Gaya tangensial : 649,33 kg

$$\text{Tegangan geser } \tau_k = \frac{F}{b \times l} = \frac{1298,667}{16 \times 226}$$

$$= 0,36 \text{ kg/mm}$$

$$\tau_{izin} = \frac{85}{6 \times 2} = 7,08 \text{ kg/mm}^2$$

$$P_a = \frac{1298,667}{2 \times 226}$$

$$= 2,874 \text{ kg/mm}^2$$

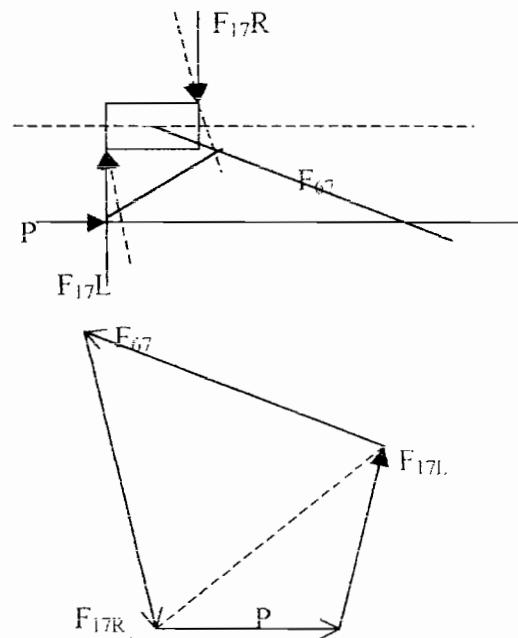
Tekanan permukaan  $P_a < 8 \text{ kg/mm}^2$ , sehingga spline ini aman.

### Perhitungan Poros III

Sebelum merancang poros 3 perlu diketahui gaya yang terjadi pada poros akibat piringan. Terjadi gaya pada poros ini karena adanya pemotongan logam. Panjang langkah mesin sekrap ini berkisar antara 100 mm sampai 400 mm. Gambar untuk analisis gaya pada mesin sekrap adalah sebagai berikut

Arah putaran batang 3 adalah berlawanan dengan arah jarum jam pada saat melakukan pemotongan logam sehingga batang 4 bergerak menjauhi  $O_{51}$ . Gaya pemotongan  $P$  telah dihitung pada bab II dan besarnya adalah  $P = 9,44 \text{ KN}$ . Skala pada perhitungan ini yaitu  $225 \text{ mm} = 9,44 \text{ KN}$ .

Analisis gaya pada batang 7



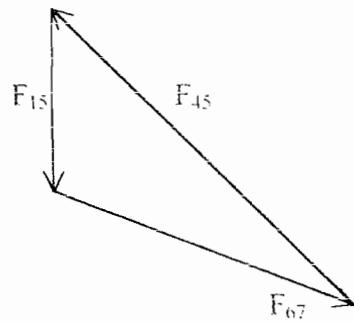
Dengan metode grafis besar  $F_{67}$  didapat :

$$F_{67} = \frac{353,493}{225} \times 9,44 \text{ KN}$$

$$= 14,83 \text{ KN} = 1513,26 \text{ kg}$$

$$|F_{56}| = |F_{67}| = |F_{45}| \approx 1513,26 \text{ kg}$$

Besarnya gaya yang terjadi pada batang 5 .



$$F_{45} = \frac{460,11}{225} \times 9,44 \text{ KN}$$

$$= 19,3 \text{ KN} = 1969,4 \text{ kg}$$

$$F_{15} = \frac{163,93}{225} \times 9,44 \text{ KN}$$

$$= 6,88 \text{ KN} = 702 \text{ kg}$$

$$|F_{45}| = |F_{34}| = |F_{43}| = |F_{54}| = |F_{31}| = 1969,4 \text{ kg}$$

Ukuran piringan adalah  $\text{Ø } 225 \text{ mm}$  pada lintasannya dan diameter luarnya  $265 \text{ mm}$  sedangkan untuk tebalnya  $20\text{mm}$ .

Diameter pin yang terbuat dari bahan baja S50C dengan  $\sigma_b$   $37 \text{ kg/mm}^2$

Pin I

$$A = \frac{F_{15}}{\sigma_a} = \frac{702 \text{ kg}}{37 \text{ kg/mm}^2} \quad \dots \dots \dots \quad (3.3.12)$$

$$= 18,97 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{18,97}{3,14}} = 2,5 \text{ m}, \text{ diameter pin I} = 5 \text{ mm}$$

Diameter pin II

$$A = \frac{F_{24}}{\sigma_a} = \frac{1969,4 \text{ kg}}{37 \text{ kg/mm}^2} = 53,227 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{53,227}{3,14}} = 4,117 \text{ mm}$$

diameter pin II 8,23 mm

Diameter pin III

$$A = \frac{F_{36}}{\sigma_a} = \frac{1513,26 \text{ kg}}{37 \text{ kg/mm}^2} = 40,9 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{40,9}{3,14}} = 3,6 \text{ mm}$$

diameter pin III 7,2 mm

Diameter pin IV

$$A = \frac{F_{67}}{\sigma_a} = \frac{11513,26 \text{ kg}}{37 \text{ kg/mm}^2} = 40,9 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{40,9}{3,14}} = 3,6 \text{ mm}$$

diameter pin IV adalah 7,2 mm.

Dengan pemilihan diameter pin berdasarkan nilai standard sehingga diameter pin  
= 15 mm

Gaya gaya yang bekerja pada poros III ini adalah :

Gaya tangensial roda gigi 8  $F_{t8} = 764,33 \text{ kg}$

Gaya radial roda gigi 8  $F_{r8} = 278,2 \text{ kg}$

Gaya tangensial roda gigi 10  $F_{t10} = 406,05 \text{ kg}$

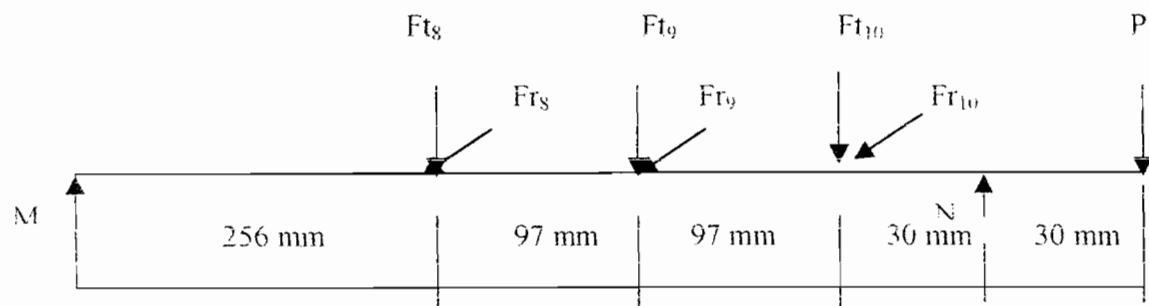
Gaya radial roda gigi 10  $F_{r10} = 147,79 \text{ kg}$

Gaya tangensial roda gigi 9  $F_{t9} = 253,12 \text{ kg}$

Gaya radial roda gigi 9  $F_{r9} = 92,128 \text{ kg}$

Gaya saat terjadi pemakanan  $= 1969,4 \text{ kg}$

Panjang poros  $= 510 \text{ mm}$



Analisis poros saat roda gigi 5 dan 8 dihubungkan.

Reaksi bantalan akibat gaya tangensial

$$\sum M_N = 0$$

$$R_M \times 510 - 764,33 \times 224 + 1969,4 \times 30 = 0$$

$$R_M = \frac{17209,92 - 59082}{510}$$

$$R_M = 219,86 \text{ kg}$$

$$\sum M_M = 0$$

$$764,33 \times 256 - R_N \times 480 + 1969,4 \times 315 = 0$$

$$R_N = 2500,13 \text{ kg}$$

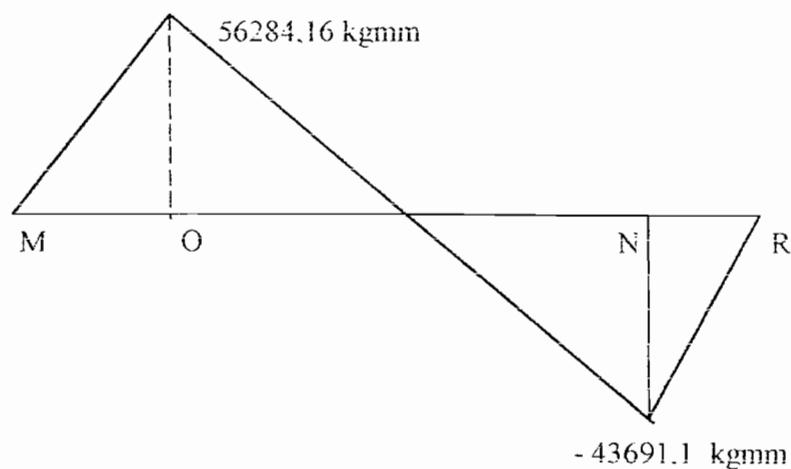
Momen akibat gaya tangensial :

$$M_M = 0$$

$$M_O = 56284,16 \text{ kgmm}$$

$$M_N = -43691,1 \text{ kgmm}$$

$$M_R = 0$$



Reaksi bantalan akibat gaya radial :

$$\sum M_N = 0$$

$$R_M \times 480 - 278,2 \times 224 = 0$$

$$R_M = 129,83 \text{ kg}$$

$$\sum M_M = 0$$

$$278,2 \times 256 - R_N \times 480 = 0$$

$$R_N = 148,37 \text{ kg}$$

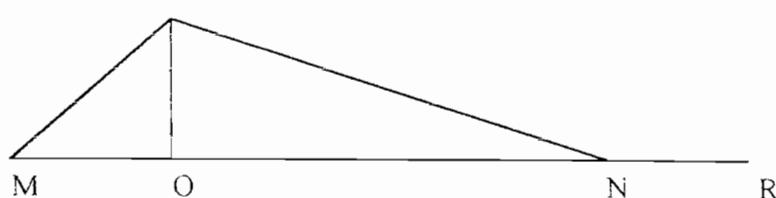
Momen akibat gaya radial :

$$M_M = 0$$

$$M_O = 33\,236,48 \text{ kgmm}$$

$$M_N = 0$$

$$M_R = 0 \quad 33\,236,48 \text{ kgmm}$$



Analisis poros saat roda gigi 6 dan 9 dihubungkan.

Reaksi bantalan akibat gaya tangensial.

$$\Sigma M_N = 0$$

$$R_M \times 480 - 253,12 \times 127 + 1969,4 \times 30 = 0$$

$$R_M = \frac{32146 - 59082}{480}$$

$$R_M = -57,99 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_M = 0$$

$$253,12 \times 158 - R_N \times 480 + 1969,4 \times 510 = 0$$

$$R_N = \frac{39992,96 + 620361}{480}$$

$$R_N = 2401,72 \text{ kg}$$

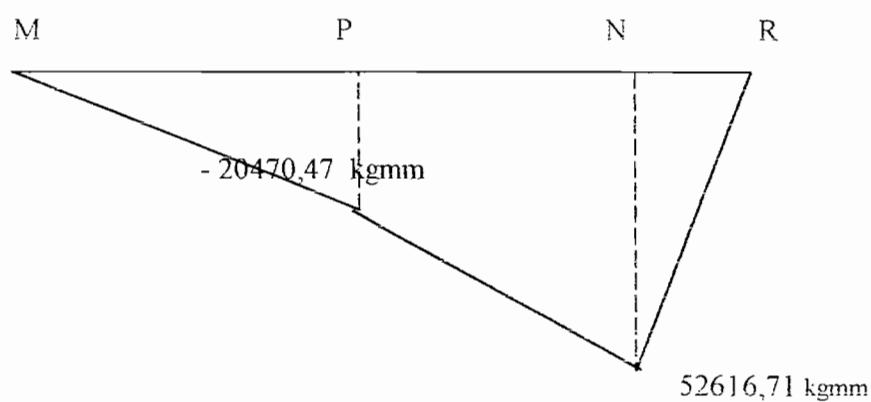
Momen akibat gaya tangensial :

$$M_M = 0$$

$$M_P = -20470,47 \text{ kgmm}$$

$$M_N = -52616,71 \text{ kgmm}$$

$$M_R = 0$$



Reaksi bantalan akibat gaya radial :

$$\Sigma M_N = 0$$

$$R_M \times 480 - 92,128 \times 127 = 0$$

$$R_M = 24,375 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_M = 0$$

$$92,128 \times 353 - R_N \times 480 = 0$$

$$R_N = 67,75 \text{ kg}$$

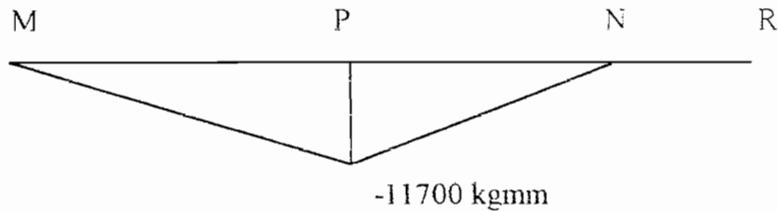
Momen akibat gaya radial :

$$M_M = 0$$

$$M_P = -11700 \text{ kgmm}$$

$$M_N = 0 \text{ kgmm}$$

$$M_R = 0$$



Saat roda gigi 7 dan 10 dihubungkan

Reaksi bantalan akibat gaya tangensial

$$\Sigma M_N = 0$$

$$R_M \times 480 - 406,05 \times 30 + 1969,4 \times 30 = 0$$

$$R_M = \frac{12181,5 - 59082}{480}$$

$$R_M = -97,7 \text{ kg}$$

$$\sum M_M = 0$$

$$406,05 \times 450 - R_N \times 480 + 1969,4 \times 510 = 0$$

$$R_N = \frac{103542,75 + 620361}{480}$$

$$R_N = 2\ 473,16 \text{ kg}$$

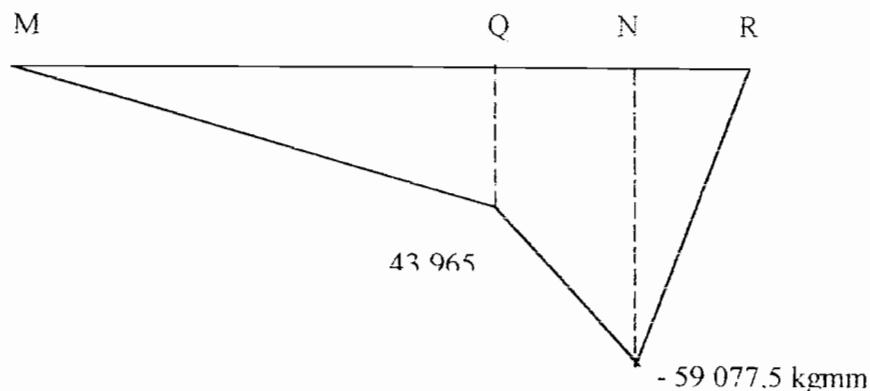
Momen akibat gaya tangensial :

$$M_M = 0$$

$$M_Q = - 43\ 965 \text{ kgmm}$$

$$M_N = - 59\ 077,5 \text{ kgmm}$$

$$M_R = 0$$



Reaksi bantalan akibat gaya radial :

$$\sum M_N = 0$$

$$R_M \times 480 - 147,79 \times 30 = 0$$

$$R_M = 9,23 \text{ kg}$$

$$\sum M_M = 0$$

$$147,79 \times 450 - R_N \times 480 = 0$$

$$R_N = 138,55 \text{ kg}$$

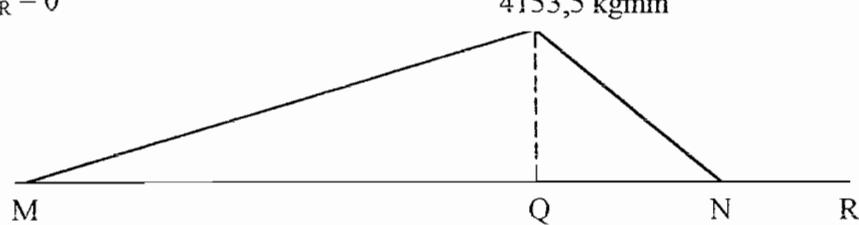
Momen akibat gaya radial :

$$M_M = 0$$

$$M_Q = 4153,5 \text{ kgmm}$$

$$M_N = 0$$

$$M_R = 0$$



Dari perhitungan diatas didapat momen terbesar terjadi saat roda gigi 7 dan 10 dihubungkan. Maka saat roda gigi tersebut dihubungkan digunakan sebagai acuan untuk menghitung defleksi puntiran dan defleksi lenturan.

Momen gabungan saat roda gigi 5 dan 8 dihubungkan adalah :

*Sesuai persamaan 3.3.1*

$$\begin{aligned} M_{\text{Max}} &= \sqrt{M_{XK}^2 + M_{YK}^2} \\ &= \sqrt{(-59077,5)^2 + (4153,5)^2} \\ &= 59223,33 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

Torsi yang terjadi pada poros I

*Sesuai persamaan 3.1*

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \\ &= 9,74 \times 10^5 \frac{4}{25} \\ &= 155840 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

### Perhitungan diameter poros III

Bahan poros : SNC 2

Kekuatan tarik : 85 kg/mm<sup>2</sup>

Km : 1,5 ; Kt : 1,2

Sf<sub>1</sub> : 6 ; Sf<sub>2</sub> : 2

$\tau_a$  sesuai persamaan 3.2

$$\tau_a = \frac{85}{6 \times 2}$$

$$= 7,083 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros sesuai persamaan 3.3

$$\begin{aligned} d_s &= \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(Kt \times T)^2 + (Km \times M)^2} \right]^{1/3} \\ &= \left[ \frac{5,1}{7,083} \sqrt{(1,2 \times 155840)^2 + (1,5 \times 59223,33)^2} \right]^{1/3} \\ &= 53,023 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros dipilih 75 mm untuk mengantisipasi terhadap defleksi puntiran dan defleksi lenturan.

Perhitungan defleksi puntiran  $\theta$

$$G = 8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$$

*Sesuai persamaan 3.3.2*

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \times \frac{Tl}{G.ds^4} \\ &= 584 \times \frac{155840 \times 254}{8,3 \times 10^3 \times 75^4} \\ &= 0,088^\circ\end{aligned}$$

Koreksi terhadap syarat batas

Untuk panjang poros 254 mm  $\theta$  dibatasi  $0,25 \times 0,254 = 0,0635^\circ$ , sehingga diameter poros diatas tidak aman terhadap defleksi puntiran ( $\theta$ ).

Karena diameter poros sebesar 75 mm tidak aman terhadap defleksi puntiran maka langkah selanjutnya adalah memperbesar diameter poros sampai memenuhi persyaratan defleksi puntiran.

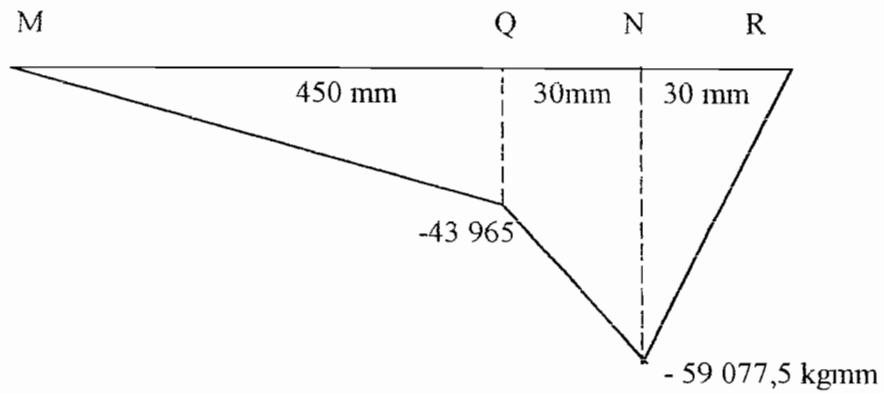
**Tabel 3.6 Perhitungan defleksi puntiran dengan perubahan diameter poros**

No	1	2	3
Diameter poros	75	80	85
Defleksi puntiran $\theta$ (°)	0,088	0,068	0,0533

Dari perhitungan defleksi puntiran dengan perubahan diameter poros diatas diperoleh diameter poros yang memenuhi syarat batas defleksi puntiran adalah diameter 85 mm.

### Perhitungan slope dan defleksi maksimum

Gaya yang akan digunakan dalam perhitungan lenturan ini dipilih gaya yang terbesar dalam pembebanan karena dianggap mewakili beban lain yang lebih kecil dan pada poros 3 ini terjadi saat roda gigi 7 dan 10 dihubungkan.



Slope di titik N

$$\sum M_M = 0$$

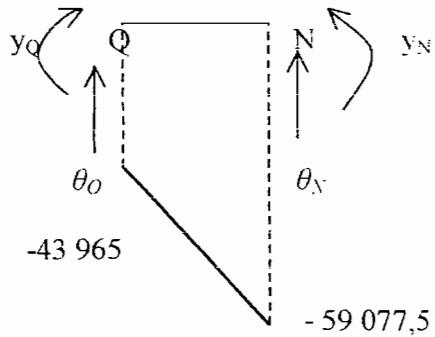
$$y_M +$$

$$\left( \frac{43965}{EI} \times \frac{450}{2} \right)(300) + \left( \frac{43965}{EI} \times 30 \right)(465) + \left( \frac{15112,5}{EI} \times \frac{30}{2} \right)(470) - y_N - \theta_N \times 480 = 0$$

$$480 \theta_N = \frac{3687492375}{EI}$$

$$\theta_N = \frac{7682275,78^\circ}{EI} = 0,00015^\circ$$

Slope dan defleksi di titik Q



$$\sum M_Q = 0$$

$$-y_N - \theta_N \times 30 + \left( \frac{43965}{EI} \times 30 \right) (15) + \left( \frac{15112,5}{EI} \times \frac{30}{2} \right) (20) + y_Q = 0$$

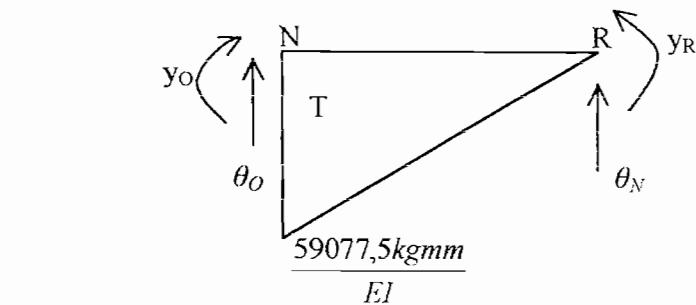
$$y_Q = \frac{206150273,4}{EI} = 0,004 \text{ mm}$$

$$\sum M_N = 0$$

$$-y_Q + \theta_Q \times 30 - \left( \frac{43965}{EI} \times 30 \right) (15) - \left( \frac{15112,3}{EI} \times \frac{30}{2} \right) (10) = 0$$

$$\theta_Q = \frac{2282013984}{EI} = 0,0045^\circ$$

Slope dan defleksi di titik R



$$\sum M_R = 0$$

$$-y_N + \theta_N \times 30 - \left( \frac{59077,5}{EI} \times \frac{30}{2} \right) (20) - y_R = 0$$

$$y_R = \frac{212745023,4}{EI} = 0,00415 \text{ mm}$$

$$\sum M_N = 0$$

$$-y_N + \left( \frac{59077,5}{EI} \times \frac{30}{2} \right) (10) - y_R - \theta_R \times 30 = 0$$

$$\theta_R = \frac{-203883398,4}{EI} = -0,004^\circ$$

Dari perhitungan slope dan defleksi di atas maka diperoleh defleksi :

Defleksi di titik Q  $y_Q = 0,0326 \text{ mm}$

Defleksi di titik R  $y_R = 2,1 \times 10^{-3} \text{ mm}$

Koreksi terhadap syarat batas.

Defleksi maksimum dibatasi sampai dengan  $0,3 - 0,35 \text{ mm/m}$ . Untuk panjang poros 315 mm maka dibatasi dari  $0,0945 - 0,11 \text{ mm}$ , sehingga poros ini aman terhadap defleksi lenturan.

Perhitungan Angka Putaran Kritis  $N_C$

Sebelum menghitung angka putaran kritis terlebih dahulu dihitung berat benda yang berputar pada poros.

*W sesuai persamaan 3.3.5*

Berat roda gigi 8

$$W_g = \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho$$

$$= \frac{3,14}{4} \times 39,8^2 \times 3,7 \times 7,86 \times 10^{-3}$$

$$= 26,39 \text{ kg}$$

Pengurangan akibat lubang poros

$$\begin{aligned} W_{LprS} &= \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho \\ &= \frac{3,14}{4} \times 8,5^2 \times 2,7 \times 7,86 \times 10^{-3} \\ &= 1,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat netto roda gigi 8

$$\begin{aligned} &= 26,39 - 1,2 \\ &= 25,19 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat roda gigi 9

$$\begin{aligned} W_9 &= \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho \\ &= \frac{3,14}{4} \times 19,2^2 \times 3,1 \times 7,86 \times 10^{-3} \\ &= 7,05 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pengurangan akibat lubang poros

$$\begin{aligned} W_{LprS} &= \frac{3,14}{4} \times 8,5^2 \times 3,1 \times 7,86 \times 10^{-3} \\ &= 1,38 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat netto roda gigi 9

$$\begin{aligned} &= 7,05 - 1,38 \\ &= 5,67 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat roda gigi 10

$$\begin{aligned} W_{10} &= \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho \\ &= \frac{3,14}{4} \times 30,8^2 \times 3,1 \times 7,86 \times 10^{-3} \\ &= 15,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pengurangan akibat libang poros

$$\begin{aligned} W_{L,prs} &= \pi/4 \times D^2 \times b \times \rho \\ &= \frac{3,14}{4} \times 8,5^2 \times 2,7 \times 7,86 \times 10^{-3} \\ &= 1,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat netto roda gigi 10 = 15,8 - 1,2

$$= 14,6 \text{ kg}$$

Perhitungan putaran kritis  $N_{C1}$

*Sesuai persamaan 3.3.4*

$$N_{C8} = 52700 \frac{85^2}{61 \times 224} \sqrt{\frac{315}{25,9}}$$

$$= 98533,26 \text{ rpm}$$

$$N_{C9} = 52700 \frac{85^2}{158 \times 127} \sqrt{\frac{315}{5,67}}$$

$$= 141365,66 \text{ rpm}$$

$$N_{C10} = 52700 \frac{85^2}{255 \times 30} \sqrt{\frac{315}{14,6}}$$

$$= 141365,97 \text{ rpm}$$

Putaran kritis system :

*Sesuai persamaan 3.3.6*

$$\frac{1}{N_{C_0}^2} = \frac{1}{98533,26^2} + \frac{1}{141365,66^2} + \frac{1}{23119197^2}$$

$$\frac{1}{N_{C_0}^2} = 1,7171 \times 10^{-10}$$

$$N_{C0} = 76313,65 \text{ rpm}$$

Koreksi terhadap syarat batas putaran kritis.

Syarat batas putaran kritis adalah putaran poros bekerja 20 persen di bawah putaran kritis atau 20 persen diatas putaran kritis tetapi putaran kritis harus dilewati dengan cepat. Dari perhitungan diatas di dapat putaran kritis poros sebesar 76313,65 rpm sehingga putaran poros ini aman terhadap putaran kritis karena putaran poros ini sebesar 25 rpm.

### **Perhitungan pasak pada poros III**

Momen rencana dari poros adalah  $T$  (kg.mm), diameter poros adalah  $d_s$  (mm), maka gaya tangensial  $F$  (kg) pada permukaan poros adalah :

*Sesuai persamaan 3.3.9*

$$F = \frac{T}{(d_s/2)} \text{ kg}$$

dengan  $T = 97400 \text{ kg.mm}$

$$d_s = 85 \text{ mm}$$

$$\text{maka;} \quad F = \frac{97400}{(85/2)}$$

$$F = 2291,76 \text{ kg}$$

Bahan pasak S50C dengan  $\sigma_b = 62 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

*ta sesuai persamaan 3.2*

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} = 5,17 \text{ kg/mm}^2$$

Ukuran pasak diperoleh dari Tabel dalam lampiran L 3.7 :

Lebar pasak	: 24 mm
Tinggi pasak	: 16 mm
Kedalaman alur pasak pada poros, $t_1$	: 8 mm
Kedalaman alur pasak pada naf, $t_2$	: 8 mm
Jari – jari filet, $r$	: 0,5 mm
Tekanan pasak izin, $P_a$	: 10 Kg/mm <sup>2</sup>

Panjang pasak  $l_1$ ,

Sesuai persamaan 3.3.9

$$\tau_a \geq \frac{F}{b \times l_1},$$

$$5,17 \geq \frac{2291,76}{24 \times l_1}$$

$$\text{maka } l_1 = 18,47 \text{ mm}$$

Panjang pasak  $l_2$

Sesuai persamaan 3.3.9

$$P_a \geq \frac{F}{t_1 \times l_2}$$

$$10 \geq \frac{2291,76}{8 \times l_2}$$

$$\text{maka } l_2 = 28,65 \text{ mm}$$

Dari perhitungan di atas maka dipilih ukuran lebar pasak = 14 mm dan panjang pasak = 31 mm.

Koreksi terhadap lebar pasak

$b \cdot d_s$  di batasi antara 0,25 – 0,35.

$$24 / 85 = 0,28$$

besarnya  $b \cdot d_s$  kurang dari 0,35 sehingga pasak ini aman.

Koreksi terhadap tekanan pasak

Sesuai persamaan 3.3.10

$$P_{\text{pasak}} \leq P_{\text{izin}}$$

$$P_{\text{pasak}} = \frac{2 \times F_t}{h \times L_k} = \frac{2 \times 2291,76}{16 \times 31}$$

$$= 9,24 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan pasak lebih kecil dari tekanan pasak izin sehingga pasak ini aman.



## **BAB IV**

### **BANTALAN DAN PELUMASAN**

Bantalan merupakan suatu elemen yang menumpu poros berbeban sehingga putara atau gerakan bolak baliknya harus dapat berlangsung secara halus, aman, dan tahan lama. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya. Dalam perancangan bantalan perlu diperhatikan kekuatan dari bantalan tersebut. Dalam perancangan ini akan digunakan bantalan gelinding.

#### **4.1 Klasifikasi Bantalan**

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

2. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros

- a. Bantalan Luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

- b. Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar demngan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat.

3. Atas dasar arah beban terhadap poros

- a. Bantalan Radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

b. Bantalan Aksial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros

c. Bantalan Gelinding

Bantalan ini dapat menampung beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

#### **4.2 Bantalan Gelinding**

1. Bahan bantalan gelinding.

Cincin dan elemen gelinding pada bantalan umumnya dibuat dari baja bantalan krom karbon tinggi. Baja bantalan dapat memberikan efek stabil pada pelakuan panas. Baja ini dapat memberikan umur panjang dengan keausan sangat kecil. Untuk bantalan yang memerlukan ketahanan khusus terhadap kejutan dipakai baja paduan karbon rendah yang diberi perlakuan panas dengan sementasi. Baja semen yang kedalaman sementasinya dan kekerasannya dari inti dan permukaannya adalah sedang, dapat menahan tumbukan yang besarnya beberapa kali kemampuan baja bantalan.

Untuk bantalan yang tahan panas dan tahan karat terdapat baja kecepatan tinggi atau deretan martensit dari baja tahan karat. Bahan untuk sangkar yang akan mengalami kontak gesekan dengan elemen gelinding, harus tahan aus dan tidak mudah patah.

2. Kelebihan bantalan gelinding

Bantalan gelinding mempunyai beberapa kelebihan dibanding yang lainnya, Adapun kelebihan dari bantalan gelinding adalah :

a. Momen awal dan momen kerja hampir sama besar.

- b. Kebutuhan pelumasan sedikit.
- c. Mudah dalam pemeliharaannya.
- d. Apabila rusak, mudah untuk mencari gantinya karena ada standarisasi bantalan.

#### **4.3 Bantalan Luncur**

Bantalan luncur dapat diklasifikasikan menurut beberapa cara yaitu :

1. Menurut bentuk dan letak bagian poros yang ditumpu bantalan
  - Bantalan Radial poros
  - Bantalan Radial berkerah
  - Bantalan Aksial
  - Bantalan Aksial berkerah
  - Bnatalan radial ujung
  - Bantalan Radial tengah.
2. Menurut pemakaianya, terdapat bantalan umum, bantalan poros engkol, bantalan utama mesin perkakas bantalan roda kereta api.

#### **4.4 Perhitungan Bantalan**

##### **Bantalan I dan Bantalan II**

Data – data dari perhitungan sebelumnya :

$$D_s = 50 \text{ mm}$$

$$R_{Ax} = 221,74 \text{ kg}$$

$$R_{Ay} = 62,4 \text{ kg}$$

$$R_{Bx} = 22,47 \text{ kg}$$

$$R_{By} = 12.125 \text{ kg}$$

$$Fr = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad \dots \dots \dots (4.1)$$

$$F_{n1} = \sqrt{22147^2 + 624^2}$$

= 230,35 kg

$$F_{r_2} = \sqrt{22,47^2 + 12,125^2}$$

$$= 25,53 \text{ kg}$$

Dari data di atas maka diperoleh ukuran bantalan I dan bantalan II :

Nomor bantalan : Koyo 6010Z

Diameter lubang poros d : 50 mm

Diameter luar bantalan : 80 mm

Kapasitas statik spesifik  $C_0$  : 1430 kg

Kapasitas dinamik spesifik C : 1710 kg

Lebar bantaalan B : 16 mm

Jari-jari filet r : 1,5 mm

## Faktor radial X : 1

### Faktor aksial Y

en radial ekivalen ( $P_r$ )

$$P_{\tau^1} = (X \times F_{\tau^1}) \pm (Y \times F_{\tau^2}) \quad \dots \quad (4.2)$$

$$= (1 \times 230.35) + (0 \times 0)$$

$$= 230.35 \text{ kg}$$

$$P_{r2} = (X \times F_{r2}) + (Y \times F_{s2}) \dots \quad (4.3)$$

$$= (1 \times 25.53) + (0 \times 0)$$

$$= 25.53 \text{ kg}$$

Faktor kecepatan  $f_n$ :

$$F_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \quad \dots \dots \dots \quad (4.4)$$

$$= \left( \frac{33,3}{250} \right)^{1/3} = 0,51$$

Faktor umur bantalan  $F_h$

$$F_h = f_n \frac{C}{P_r} \quad \dots \dots \dots \quad (4.5)$$

$$F_{h1} = 0,51 \frac{1710}{230,35}$$

$$= 7,42$$

$$F_{h2} = 0,51 \frac{1710}{25,53}$$

$$= 66,98$$

Umur bantalan  $L_h$

$$L_h = 500 F_h^3 \quad \dots \dots \dots \quad (4.6)$$

$$L_{h1} = 500 \times 7,42^3$$

$$= 204\,259,25 \text{ jam}$$

$$L_{h2} = 500 \times 66,98^3$$

$$= 150\,246\,870,2 \text{ jam}$$

Faktor keandalan bantalan = 99 %

$$a_1 = 0,21$$

$$a_2 = 1, \text{ baya bantalan}$$

$$a_3 = 1, \text{ kerja normal}$$

$$L_{nI} = 0,21 \times 1 \times 1 \times 204\,529,25$$

= 42 894,45 jam

$$L_{n2} = 0,21 \times 1 \times 1 \times 150\,246\,870,2$$

= 31 551 844,63 jam

Batas angka putaran kritis  $n_g$

$$A_{\text{bantalan}} = 500\,000$$

$$D_{\text{bantalan}} = 80 \text{ mm}$$

$$f_{ch} = 0,5$$

$$n_g = \frac{3 \times A_{bantalan}}{D_{bantalan}} \times f_{ch} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7)$$

$$n_g = \frac{3 \times 500000}{80} \times 0,5$$

$$= 9375 \text{ rpm}$$

Bantalan ini aman terhadap putaran poros karena mempunyai angka putaran yang lebih tinggi dari 250 rpm.

## Pelumasan bantalan 1 dan 2

#### **Bantalan III dan Bantalan IV**

Data – data dari perhitungan sebelumnya :

D<sub>s</sub> = 60 mm

$$R_{Gx} = 555,043 \text{ kg}$$

$$R_{GV} = 202,02 \text{ kg},$$

$$R_{\text{Ix}} = 430,46 \text{ kg}$$

$$R_{\text{HK}} = 156,67 \text{ kg}$$

Gaya resultan  $F_r$  :

*Sesuai persamaan 4.1*

$$Fr = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2}$$

$$F_{r1} = \sqrt{555,043^2 + 202,02^2}$$

$$= 590,66 \text{ kg}$$

$$F_{r2} = \sqrt{430,46^2 + 156,67^2}$$

$$= 458,08 \text{ kg}$$

Dari data di atas maka diperoleh ukuran bantalan III dan bantalan IV :

Nomor bantalan : Koyo 6212Z

Diameter lubang poros d : 60 mm

Diameter luar bantalan : 110 mm

Kapasitas statik spesifik  $C_s$  : 3280 kg

Kapasitas dinamik spesifik  $C$  : 4110 kg

Lebar bantalan B : 22 mm

Jari – jari filet r : 2,5 mm

Faktor radial X : 1

Beban radial ekivalen ( $P_r$ )

*Sesuai persamaan 4.2*

$$P_{r1} = (X \times F_{r1}) + (Y \times F_a)$$

$$= (1 \times 590,66) + (0 \times 0)$$

$$= 590,66 \text{ kg}$$

Pr<sub>2</sub> Sesuai persamaan 4.3

$$\begin{aligned} P_{t2} &= (X \times F_{t2}) + (Y \times F_a) \\ &= (1 \times 458,08) + (0 \times 0) \\ &= 458,08 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan  $f_h$ :

Sesuai persamaan 4.4

$$\begin{aligned} F_h &= \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \\ &= \left( \frac{33,3}{100} \right)^{1/3} = 0,69 \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan  $F_h$

Sesuai persamaan 4.5

$$\begin{aligned} F_h &= f_n \frac{C}{P_r} \\ F_{h1} &= 0,69 \frac{4110}{590,66} \\ &= 4,8 \\ F_{h2} &= 0,59 \frac{4110}{458,08} \\ &= 5,02 \end{aligned}$$

Umur bantalan  $L_h$

Sesuai persamaan 4.6

$$\begin{aligned} L_h &= 500 F_h^3 \\ L_{h1} &= 500 \times 4,8^3 \end{aligned}$$

$\approx 55296$  jam

$$L_{n2} = 500 \times 5,02^3$$

$\approx 63253$  jam

Faktor keandalan bantalan = 97 %

$$a_1 = 0,44$$

$a_2 = 2$ , baja bantalan

$a_3 = 1$ , kerja normal

$$L_{nj} = 0,44 \times 2 \times 1 \times 55296$$

$\approx 48\,660,48$  jam

$$L_{n2} = 0,44 \times 2 \times 1 \times 63253$$

$\approx 55\,662,64$  jam

Batas angka putaran kritis  $n_g$

Sesuai persamaan 4.7

$$A_{bantalan} = 500\,000$$

$$D_{bantalan} = 110 \text{ mm}$$

$$f_{ch} = 0,5$$

$$n_g = \frac{3 \times A_{bantalan}}{D_{bantalan}} \times f_{ch}$$

$$n_g = \frac{3 \times 500000}{110} \times 0,5$$

$$= 6818,18 \text{ rpm}$$

Bantalan ini aman terhadap putaran poros karena mempunyai angka putaran yang lebih tinggi dari 160 rpm.

### Bantalan V dan Bantalan VI

Data – data dari perhitungan sebelumnya :

$$D_s = 85 \text{ mm}$$

$$R_{Mx} = 97,7 \text{ kg}$$

$$R_{My} = 9,23 \text{ kg}$$

$$R_{Nx} = 2473,16 \text{ kg}$$

$$R_{Ny} = 138,55 \text{ kg}$$

Gaya resultan  $F_r$  :

*Sesuai persamaan 4.1*

$$F_{r1} = \sqrt{-97,7^2 + 9,23^2}$$

$$= 98,135 \text{ kg}$$

$$F_{r2} = \sqrt{2473,16^2 + 138,55^2}$$

$$= 2477,038 \text{ kg}$$

Dari data di atas maka diperoleh ukuran bantalan V dan bantalan VI :

Nomor bantalan : IS 85 BC 03

Diameter lubang poros d : 85 mm

Diameter luar bantalan : 180 mm

Kapasitas statik spesifik  $C_0$  : 9150 kg

Kapasitas dinamik spesifik C : 10400 kg

Lebar bantalan B : 41 mm

Jari – jari filet r : 4 mm

Faktor radial X : 1

Beban radial ekivalen ( $P_r$ )

*Sesuai persamaan 4.2*

$$\begin{aligned} P_{r1} &= (X \times F_{r1}) + (Y \times F_a) \\ &= (1 \times 98,135) + (0 \times 0) \\ &= 98,135 \text{ kg} \end{aligned}$$

*Pr2 Sesuai persamaan 4.3*

$$\begin{aligned} P_{r2} &= (X \times F_{r2}) + (Y \times F_a) \\ &= (1 \times 2477,038) + (0 \times 0) \\ &= 2477,038 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan  $f_n$ :

*Sesuai persamaan 4.4*

$$\begin{aligned} F_n &= \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \\ &= \left( \frac{33,3}{25} \right)^{1/3} = 1,1 \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan  $F_h$

*Sesuai persamaan 4.5*

$$\begin{aligned} F_h &= f_n \frac{C}{P_r} \\ F_{h1} &= 1,1 \frac{10400}{98,135} \\ &= 116,57 \end{aligned}$$

$$F_{h2} = 1,1 \frac{10400}{2477,038}$$

$$= 4,62$$

Umur bantalan  $L_h$

Sesuai persamaan 4.6

$$L_h = 500 F_h^3$$

$$L_{h1} = 500 \times 116,57^3$$

$$= 792009505,2 \text{ jam}$$

$$L_{h2} = 500 \times 4,62^3$$

$$= 49305,56 \text{ jam}$$

Faktor keandalan bantalan = 97 %

$$a_1 = 0,44$$

$a_2 = 2$ , baja bantalan

$a_3 = 1$ , kerja normal

$$L_{n1} = 0,44 \times 2 \times 1 \times 792009505,2$$

$$= 696968364,6 \text{ jam}$$

$$L_{n2} = 0,44 \times 2 \times 1 \times 49305,56$$

$$= 43388,9 \text{ jam}$$

Batas angka putaran kritis  $n_g$

Sesuai persamaan 4.7

$$A_{\text{bantalan}} = 500 \text{ 000}$$

$$D_{\text{bantalan}} = 180 \text{ mm}$$

$$f_{ch} = 0,5$$

$$n_p = \frac{3 \times A_{bantalan}}{D_{bantalan}} \times f_{ch}$$

$$\mu_c = \frac{3 \times 500000}{180} \times 0,5$$

$$= 4166,67 \text{ rpm}$$

Bantalan ini aman terhadap putaran poros karena mempunyai angka putaran yang lebih tinggi dari 250 rpm.

#### 4.5 Pelumasan

Pelumasan bertujuan untuk mengurangi gesekan, keausan antara elemen-elemen mesin dan mencegah terjadinya karat. Besarnya gesekan perlu dibatasi agar daya mesin tidak banyak yang hilang. Pengurangan besar gesekan elemen mesin ini dapat dilakukan dengan cara pemilihan sistem pelumasan yang baik dan tepat. Pelumasan juga mempunyai tujuan antara lain :

- a. Sebagai pendingin
- b. Untuk melarutkan kotoran yang masuk ke mesin
- c. Memperpanjang umur elemen mesin yang ber gesekan .

Bahan pelumas yang digunakan harus memenuhi beberapa persyaratan, untuk pelumas cair viskositas mempunyai arti yang sangat penting. Syarat-syarat yang harus dipenuhi oleh bahan pelumas adalah :

- 1. Kekentalan bahan pelumas tidak mudah berubah karena perubahan temperatur.
- 2. Sifat kimia dari bahan pelumas stabil
- 3. Mengandung detergen

4. Tidak mudah terbakar
5. tidak mudah menguap
6. Tidak beracun dan tidak menimbulkan karat.

#### **4.5.1 Pelumasan Roda Gigi Lurus**

Pada perhitungan roda gigi lurus didapatkan kecepatan kelilinga tertinggi sebesar 2,564 m/s. Kecepatan keliling roda gigi lurus kurang dari 4 m/s, maka pelumasan yang dipilih adalah pelumasan menggunakan minyak pelumas cair SAE 20W30. Pelumasan dikenakan dengan megalirkan minyak pelumas dengan selang dan menggunakan pompa.

#### **4.5.2 Pelumasan Bantalan**

Cara pelumasan dan jenis pelumas untuk bantalan ditentukan oleh besar kecilnya beban, tinggi rendahnya putaran dan temperatur bantalan. Pelumasan gemuk lebih diutamakan pada pemakaian bantalan secara normal, karena diperlukan sedikit pengawasan dan perawatan. Gemuk juga berfungsi sebagai perlindungan dari kotoran.

Pemilihan jenis gemuk untuk bantalan I dan II

Pada perhitungan bantalan poros I sebelumnya didapat data sebagai berikut :

Bantalan I dan II

Beban ekivalen dinamik  $Pr_1 = 230,35 \text{ kg}$

Beban ekivalen dinamik  $Pr_2 = 25,53 \text{ kg}$

Beban normal dinamik C =  $1710 \text{ kg}$

Angka petaran n =  $250 \text{ rpm}$



Sesuai persamaan 4.8

$$\frac{P_{bantalan}}{C_{bantalan}} < 0,15$$

$$\frac{590,66}{4110} = 0,145$$

Sesuai persamaan 4.9

$$n_{poros} < n_g$$

$$160 < 6818,18 \text{ rpm}$$

$$n / n_g = 0,0235$$

$$n / n_g < 0,2$$

Berdasarkan Tabel pemilihan gemuk dan batas pengisian ( Tabel L 3.9) pada lampiran, maka jenis gemuk yang dipilih adalah calcium base grase atau sodium base grase dan diisi penuh. Kegunaan jenis khusus ini adalah untuk perlindungan terhadap air garam.

Pemilihan jenis gemuk untuk bantalan V dan VI

Pada perhitungan bantalan poros III sebelumnya didapat data sebagai berikut :

Bantalan V dan VI

Beban ekivalen dinamik  $P_{f1} = 417,68 \text{ kg}$

~~Beban ekivalen dinamik~~  $P_{f2} = 2543,45 \text{ kg}$

Beban normal dinamik  $C = 10400 \text{ kg}$

~~Angka putaran~~  $\approx 250 \text{ rpm}$

Batas angka putaran  $n_g = 4166,67$

Pemakaian gemuk sesuai kebutuhan dapat dihitung :

*Sesuai persamaan 4.8*

$$\frac{P_{\text{diamana}}}{C_{\text{bantalan}}} > 0,15$$

$$\frac{2543,45}{10400} = 0,245$$

*Sesuai persamaan 4.9*

$$n_{\text{poros}} < n_g$$

$$250 < 4166,67 \text{ rpm}$$

$$n / n_g = 0,06$$

$$n / n_g < 0,2$$

Berdasarkan Tabel pemilihan gemuk dan batas pengisian ( Tabel L3.9 )

pada lampiran, maka jenis gemuk yang dipilih adalah calcium base grase dan diisi penuh. Kegunaan jenis khusus ini adalah untuk perlindungan terhadap air garam.

### Faktor pendukung

Roda gigi Kerucut

Hasil perhitungan roda gigi kerucut :

Daya yang ditransmisikan : 0,19 KW

Putaran ( n ) : 30 rpm

Perbandingan rasio : 2

Sudut poros : 90 °

Sisi kerucut : 67, 11 mm

Factor koreksi ( fc ) : 1

$$P_d = f_c \times P$$

$$= 1 \times 0,19$$

$$= 0,19 \text{ KW}$$

$$\text{Jumlah gigi } Z_1 : 30$$

$$\text{Jumlah gigi } Z_2 : 60$$

$$\text{Sudut jarak bagi 1} : 26,56^\circ$$

$$\text{Sudut jarak bagi 2} : 63,43^\circ$$

$$\text{Diameter jarak bagi 1} : 60 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter jarak bagi 2} : 120 \text{ mm}$$

$$\text{Modul gigi} : 2$$

$$\text{Sudut tekan} : 20^\circ$$

$$\text{Kecepatan putar } v = \frac{\pi \times d \times n}{60000}$$

$$= 0,094 \text{ m/s}$$

$$\text{Gaya tangensial } F_t = \frac{102 \times P_d}{v}$$

$$= 205,73 \text{ kg}$$

$$C_k = 0,376 \text{ mm}$$

$$X_1 = 0,345 \text{ mm}$$

$$X_2 = 0,345 \text{ mm}$$

$$Hk_1 = 2,69 \text{ mm}$$

$$Hk_2 = 2,69 \text{ mm}$$

$$Hf_1 = 1,686 \text{ mm}$$

Hf <sub>2</sub>	= 3,066 mm
Tinggi gigi H	= 4,37 mm
Sudut kepala pion	= 1,53°
Sudut kepala roda gigi	= 1,53°
Sudut kaki piyon	= 0,95°
Sudut kaki roda gigi	= 2,27°
Diameter lingkar kepala dk <sub>1</sub>	= 71,1 mm
Diameter link. Kepala Dk <sub>2</sub>	= 136,6 mm
X <sub>1</sub>	= 66,6
X <sub>2</sub>	= 65,7
S <sub>1</sub>	= 3,855
S <sub>2</sub>	= 0,855
Bahan roda gigi 1	= S45C , dengan kekuatan tarik 58 kg/mm <sup>2</sup>
Bahan roda gigi 2	= S35C , dengan kekuatan tarik 52 kg/mm <sup>2</sup>
Kekuatan tarik <sub>1</sub>	= 58 kg/mm <sup>2</sup>
Kekuatan tarik <sub>2</sub>	= 52 kg/kg/mm <sup>2</sup>
Teg lentur <sub>1</sub>	= 30 kg
Teg lentur <sub>2</sub>	= 26 kg
Kekerasan <sub>1</sub>	= 198
Kekerasan <sub>2</sub>	= 178
Faktor dinamis	= 0,75
Faktor geometri <sub>1</sub>	= 0,25
Faktor geometri <sub>2</sub>	= 0,33

Faktor beban lebih	= 1
Faktor distribusi beban	= 1,1
Faktor ukuran	= 0,878
Beban lentur izin $F_{b_1}$	= 11,64 kg
$F_{b_2}$	= 13,32 kg
Teg kontak izin	= 92 kg
Koef. Elastir	= 5506
Koef.Dinamis	= 0,9
Fak. Geometri	= 0,11
Faktor beban lebih	= 1
Faktor distribusi beban	= 1,1
Faktor kondisi permukaan	= 1
Beban permukaan izin	= 8,3 kg
Beban terkecil	= 11,65 kg
Lebar gigi 1	= 17,66 mm
Lebar gigi 2	= 18 mm
B/m	= 9

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari perencanaan mesin ini adalah terciptanya sebuah mesin sekrap dengan enam variasi tingkat kecepatan untuk mengerjakan logam keras - ( $\sigma_b = 75 - 100 \text{ kg/mm}^2$ ) dengan bahan pahat terbuat dari HSS.

Mesin ini mempunyai enam tingkat variasi kecepatan yang dihasilkan dari sistem transmisi utama roda gigi lurus dan memperoleh daya dari motor listrik melalui transmisi sabuk. Transmisi roda gigi ini berfungsi untuk menghasilkan putaran pada piringan. Putaran output yang dihasilkan adalah 25 , 40,63, 100, 160, 250 rpm. Motor listrik yang digunakan adalah MEZ dengan daya 4 KW dan kecepatan putaran 960 rpm.

Sabuk yang digunakan adalah:

Jenis sabuk tipe B

Jumlah Sabuk	: 2 buah
panjang keliling	: 2108 mm
Diameter jarak bagi puli kecil	: 145 mm
Diameter jarak bagi puli besar	: 557 mm
Diameter luar puli kecil	: 156 mm
Diameter puli besar	: 568 mm

#### Roda gigi

Roda gigi lurus yang digunakan berjumlah sepuluh buah.

Bahan Roda gigi lurus 1 : S45C dengan dicelup dingin dan ditemper

jumlah gigi Z : 49  
 Lebar gigi : 32 mm  
 Diameter lingkar jarak bagi : 196 mm  
 Diameter kepala : 204 mm  
 Diameter kaki : 186 mm.

Bahan Roda gigi lurus 2 : SNC2 dengan dicelup dingin dan ditemper  
 jumlah gigi Z : 47  
 Lebar gigi : 21 mm  
 Diameter lingkar jarak bagi : 141 mm  
 Diameter kepala : 147 mm  
 Diameter kaki : 133,3 mm.

Bahan Roda gigi lurus 3 : SC49 dengan dicelup dingin dan ditemper  
 jumlah gigi Z : 76  
 Lebar gigi : 32 mm  
 Diameter lingkar jarak bagi : 304 mm  
 Diameter kepala : 312 mm  
 Diameter kaki : 294 mm.

Bahan Roda gigi lurus 4 : S45C dengan dicelup dingin dan ditemper  
 jumlah gigi Z : 120  
 Lebar gigi : 21 mm

Diameter lingkar jarak bagi : 360 mm  
 Diameter kepala : 366 mm  
 Diameter kaki : 352,5 mm.

Bahan Roda gigi lurus 5 : S15CK dengan dicelup dingin dan ditemper  
 jumlah gigi Z : 34  
 Lebar gigi : 27 mm  
 Diameter lingkar jarak bagi : 102 mm  
 Diameter kepala : 108 mm  
 Diameter kaki : 94,5 mm.

Bahan Roda gigi lurus 6 : SNC2 dengan dicelup dingin dan ditemper  
 jumlah gigi Z : 48  
 Lebar gigi : 27 mm  
 Diameter lingkar jarak bagi : 192 mm  
 Diameter kepala : 200 mm  
 Diameter kaki : 182 mm.

Bahan Roda gigi lurus 7 : S25C dengan dicelup dingin dan ditemper  
 jumlah gigi Z : 77  
 Lebar gigi : 31 mm  
 Diameter lingkar jarak bagi : 308 mm  
 Diameter kepala : 316 mm

Diameter kaki	: 298 mm
Bahan Roda gigi lurus 8	: S15CK dengan dicelup dingin dan ditemper
Jumlah gigi Z	: 133
Lebar gigi	: 27 mm
Diameter lingkar jarak bagi	: 398 mm
Diameter kepala	: 412 mm
Diameter kaki	: 390 mm
 Bahan Roda gigi lurus 9	: SNC1 dengan dicelup dingin dan ditemper
Jumlah gigi Z	: 76
Lebar gigi	: 27 mm
Diameter lingkar jarak bagi	: 308 mm
Diameter kepala	: 312 mm
Diameter kaki	: 1294 mm
 Bahan Roda gigi lurus 10	: SC49 dengan dicelup dingin dan ditemper
Jumlah gigi Z <sub>1</sub>	: 48
Lebar gigi	: 31 mm
Diameter lingkar jarak bagi	: 192 mm
Diameter kepala	: 200 mm
Diameter kaki	: 182 mm.

### **Poros**

Bahan Poros I	: SNC 1
Diameter poros I	: 50 mm

Panjang Poros I	: 204 mm
Defleksi puntiran $\theta$	: 0,026 °
Defleksi lenturan Y	: $1,615 \times 10^{-3}$ mm
Putaran kritis $N_c$	: 58963,62 rpm

### Splane 1

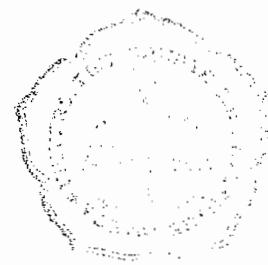
Panjang splane	: 149 mm
Bahan poros	: SNC1
Ukuran poros baj	: 50 x 58 x 14 mm

### Pasak 1

Lebar pasak	: 14 mm
Tinggi pasak	: 9 mm
Kedalamam alur pada poros	: 5,5 mm
Kedalaman pada alur naf	: 2,9 mm
Panjang pasak	: 45 mm

### Poros II

Bahan Poros II	: SNC 2
Diameter poros II	: 60 mm
Panjang Poros II	: 420 mm
Defleksi puntiran $\theta$	: 0,041 °
Defleksi lenturan Y	: 0,0776 mm
Putaran kritis $N_c$	: 13836,94 rpm



### **Splane II**

Panjang splane	: 226 mm
Bahan poros	: SNC1
Ukuran poros baji	: 60 x 68 x 16 mm

### **Pasak II**

Lebar pasak	: 18 mm
Tinggi pasak	: 11 mm
Kedalamam alur pada poros	: 7 mm
Kedalaman pada alur naf	: 4,4 mm
Panjang pasak	: 27 mm

### **Poros III**

Bahan Poros III	: SNC 2
Diameter poros III	: 85 mm
Diameter poros dalam	: 25 mm
Panjang Poros III	: 510 mm
Defleksi puntiran $\theta$	: 0,0533 °
Defleksi lenturan Y	: 0.0326 mm
Putaran kritis $N_c$	: 76313,65 rpm

### **Pasak III**

Lebar pasak	: 24 mm
Tinggi pasak	: 16 mm
Kedalamam alur pada poros	: 8 mm
Kedalaman pada alur naf	: 8 mm

Panjang pasak	: 31 mm
<b>Bantalan</b>	
<b>Bantalan I dan II</b>	
Nomor Bantalan	: Koyo 6010Z
Diameter lubang poros ds	: 50 mm
Diameter luar bantalan D	: 80 mm
Lebar bantalan B	: 16 mm
Kapasitas spesifik Co	: 1430 kg
Kapasitas dinamik C	: 1710 kg
Umur bantalan 1	: 42 894,45 jam
Umur Bantalan 2	: 31 551 844,63 jam
Angka putaran kritis	: 9375 rpm
<b>Bantalan III dan VI</b>	
Nomor Bantalan	: Koyo 6212Z
Diameter lubang poros ds	: 60 mm
Diameter luar bantalan D	: 110 mm
Lebar bantalan B	: 22 mm
Kapasitas spesifik Co	: 3280 kg
Kapasitas dinamik C	: 4110 kg
Umur bantalan III	: 48 660,48 jam
Umur Bantalan IV	: 55 662,64 jam
Angka putaran kritis	: 6818,18 rpm

**Bantalan V dan VI**

Nomor Bantalan	: IS 85 BC 03
Diameter lubang poros ds	: 85 mm
Diameter luar bantalan D	: 180 mm
Lebar bantalan B	: 41 mm
Kapasitas spesifik Co	: 9150 kg
Kapasitas dinamik C	: 10 400 kg
Umur bantalan 1	: 9 041 256 jam
Umur Bantalan 2	: 40 095 jam
Angka putaran kritis	: 4166,67 rpm

**Pelumasan****Pelumasan Roda Gigi**

Pelumasan roda gigi menggunakan minyak pelumas SAE 20/ 40 W

**Pelumasan Bantalan**

Pelumasan bantalan semuannya menggunakan calcium base grase dengan diisi penuh.

**Perawatan**

Perawatan mesin sekrap ini dilakukan secara rutin dengan memberikan pelumas pada elemen mesin yang bergesekan, membersihkan mesin setelah dipergunakan dan melakukan penggantian elemen mesin jika terjadi kerusakan pada elemen mesin.

### Saran

Saran untuk penulis yang akan menulis tugas akhir ataupun yang akan mengembangkan karya tulis ini agar mengerjakannya dengan sungguh-sungguh. Lebih memperhatikan satuan-satuan yang akan dipergunakan juga disarankan untuk lebih membekali pengetahuan yang lebih banyak dengan cara membaca buku referensi dari berbagai sumber. Penulis juga menyarankan bagi pulis yang akan menyelesaikan karya tulis agar selalu mengerjakan dengan sebaik-baiknya dan tidak mengulur-ulur waktu untuk mengerjakannya sehingga karya tulis yang dikerjakan akan cepat selesai.

## **DAFTAR PUSTAKA**

- Metha, N.K., \_\_\_\_\_, *Machine tool Design*, Roorkee University, New Delhi
- Sato, G.T. dan Hartanto, G.S., 2003, *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, Pradnya Paramita, Jakarta
- Sudibyo, B., \_\_\_\_\_, *Sambungan pada Poros*, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta
- Sudibyo, B., \_\_\_\_\_, *Roda gigi Jilid II*, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta
- Sularso dan Suga, K. , 1991, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT Pradnya Paramita, Jakarta
- Stolk, J. K., 1993, *Elemen Mesin*, Erlangga, Jakarta
- Terheijden, C. V, 1981, *Alat-alat Perkakas*, Bina Cipta, Jakarta
- \_\_\_\_\_, 1982, *Machine Tool Design Handbook*, central Machine Tool Institute, Bangalore

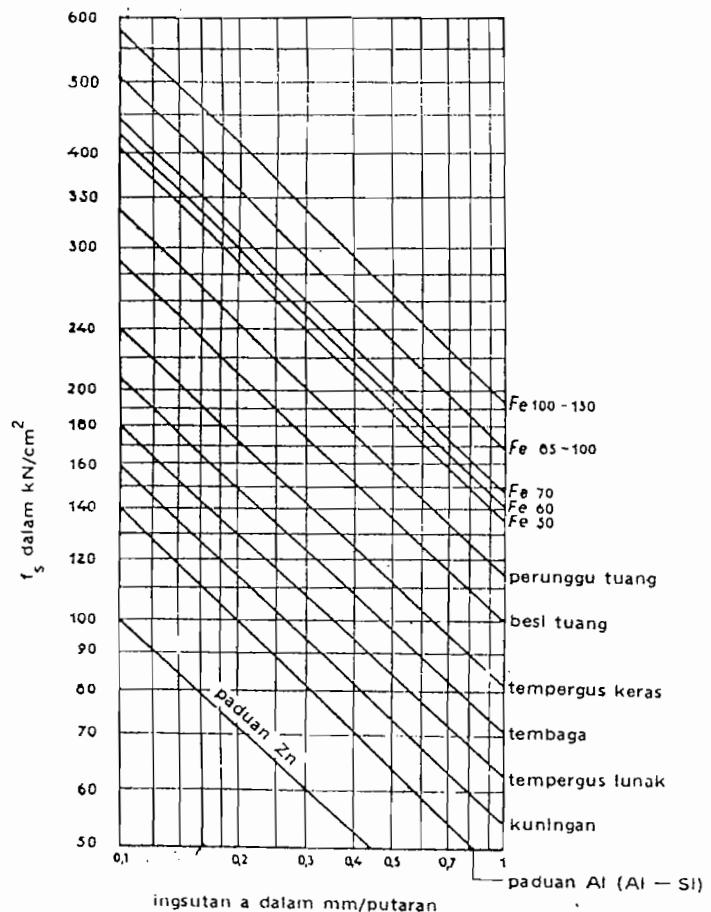
# LAMPIRAN

**Tabel L 2.1 Tenaga Potong Spesifik**

( Sumber : Terheijden C.V., Alat-alat perkakas 1, hal 90)

**Tabel L.2 Tenaga Potong Spesifik**

(Sumber: Terheijden C.V., Alat-alat perkakas 1, hal 90)



**Tabel L 2.2 Kecepatan spindel standar untuk berbagai nilai  $\Phi$** 

( Sumber : Metha, N K, Machine Tool Design, Roorkee University)

$\Phi = 1,12$	$\Phi = 1,26$	$\Phi = 1,41$	$\Phi = 1,58$	$\Phi = 1,78$	$\Phi = 2$
10	10		10	10	
11,2		11,5			
12,5	12,5				
14					
16	16	16	16		16
18				18	
20	20				
22,4		22,4			
25	25		25		
28					
31,5	31,5	31,5		31,5	31,5
35,5					
40	40		40		
45		45			
50	50				
56				56	
63	63	63	63		63
71					
80	80				
90		90			
100	100		100	100	
112					
125	125	125			125
140					
160	160		160		
180		180		180	
200	200				
224					
250	250	250	250		250
280					
315	315			315	
355		355			
400	400		400		
450					
500	500	500			500
560				560	
630	630		630		
710		710			
800	800				
900					
1000	1000	1000	1000	1000	1000

### Tabel L 3.1 ukuran puli V

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

Tabel 5.2 Ukuran puli-V.

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi $d_p$ )	$\alpha(^{\circ})$	$W^*$	$L_o$	$K$	$K_o$	$e$	$f$
A	71 – 100	34	11,95					
	101 – 125	36	12,12	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 – 160	34	15,86					
	161 – 200	36	16,07	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 – 250	34	21,18					
	251 – 315	36	21,45	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 – 450	36	30,77					
	451 atau lebih	38	31,14	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
E	500 – 630	36	36,95					
	631 atau lebih	38	37,45	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0

\* Harga-harga dalam kolom  $W$  menyatakan ukuran standar.

**Tabel L 3.2 a Panjang Sabuk V Standar**

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

Penampang A			Penampang B		
13	* 65	117	16	* 68	*120
14	* 66	*118	17	* 69	121
15	* 67	119	18	* 70	*122
16	* 68	*120	19	* 71	123
*17	* 69	121	20	* 72	124
*18	* 70	*122	21	* 73	*125
*19	* 71	123	22	* 74	126
*20	* 72	124	23	* 75	127
*21	* 73	*125	24	* 76	*128
*22	* 74	126	*25	* 77	129
*23	* 75	127	*26	* 78	*130
*24	* 76	*128	*27	* 79	131
*25	* 77	129	*28	* 80	*132
*26	* 78	*130	*29	* 81	133
*27	* 79	131	*30	* 82	134
*28	* 80	132	*31	* 83	*135
*29	* 81	133	*32	* 84	136
*30	* 82	134	*33	* 85	137
*31	* 83	*135	*34	* 86	*138
*32	* 84	136	*35	* 87	139
*33	* 85	137	*36	* 88	*140
*34	* 86	138	*37	* 89	141
*35	* 87	139	*38	* 90	*142
*36	* 88	*140	*39	* 91	143
*37	* 89	141	*40	* 92	144
*38	* 90	142	*41	* 93	*145
*39	* 91	143	*42	* 94	146
*40	* 92	144	*43	* 95	147
*41	* 93	*145	*44	* 96	*148
*42	* 94	146	*45	* 97	149
*43	* 95	147	*46	* 98	*150
*44	* 96	148	*47	* 99	151
*45	* 97	149	*48	*100	152
*46	* 98	*150	*49	101	153
*47	* 99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164
*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*63	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

**Tabel L 3.2 b Panjang sabuk V standar**

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

Nomor nominal (inch)		Nomor nominal (mm)		Nomor nominal (inch)		Nomor nominal (mm)	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

**Tabel L 3.3 Faktor koreksi  $K_\theta$** 

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut kontak puli kecil $\theta(^{\circ})$	Faktor koreksi $K_\theta$
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

**Tabel L3.4 Faktor koreksi  $f_c$** 

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

**Tabel L.3.5 Bahan poros**

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D S45C-D S55C-D	— — —	53 60 72	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	—	85
	SNC 3	—	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	—	85
	SNCM 2	—	95
	SNCM 7	—	100
	SNCM 8	—	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
	SNCM25	"	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	—	90
	SCr 4	—	95
	SCr 5	—	100
	SCR21	Pengerasan kulit	80
	SCR22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	—	85
	SCM 3	—	95
	SCM 4	—	100
	SCM 5	—	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

**Tabel L 3.6 Diameter poros**

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

(Satuan mm)						
4	10	*22,4 24 11 25	40 42	100 (105) 110	*224 240 250 260	400 420 440
4,5	*11,2 12	28 30	45	*112 120	280 300	450 460
5	*12,5	*31,5 32	48 50	125 130	*315 320 340	480 500 530
*5,6	14 (15)	*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	180 190 200 220		630
7				70		
*7,1				71		
8				75 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 gelinding.

**Tabel L 3.7 Pemilihan ukuran pasak dan spline**

(Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

Ukuran-ukuran utama

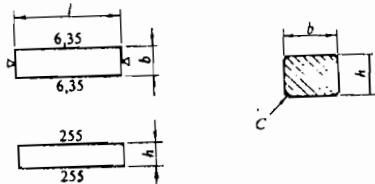
(Satuan : mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1$ , dan $b_2$	Ukuran standar $h$		$C$	$l^*$	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi
		Pasak prisma	Pasak luncur				Pasak prisma	Pasak luncur	Pasak tirus		
2 × 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5	0,08-0,16	Lebih dari 6-8 8-10 10-12 12-17 17-22	
3 × 3	3	3			6-36	1,8	1,4	0,9			
4 × 4	4	4			8-45	2,5	1,8	1,2			
5 × 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7			
6 × 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2			
(7 × 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-0,25	" 20-25
8 × 7	8	7			18-90	4,0	3,3	2,4			" 22-30
10 × 8	10	8			22-110	5,0	3,3	2,4			" 36-38
12 × 8	12	8			28-140	5,0	3,3	2,4			" 38-44
- 14 × 9	14	9		0,40-0,60	36-160	5,5	3,8	2,9	0,25-0,40		" 44-50
(15 × 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5,0		" 50-55
16 × 10	16	10			45-180	6,0	4,3	3,4			" 50-58
18 × 11	18	11			50-200	7,0	4,4	3,4			" 58-65
20 × 12	20	12			56-220	7,5	4,9	3,9			" 65-75
22 × 14	22	14		0,60-0,80	63-250	9,0	5,4	4,4	0,40-0,60		" 75-85
(24 × 16)	24	16	16,2		70-280	8,0	8,0	8,5	8,0		" 80-90
25 × 14	25	14			70-280	9,0	5,4	4,4			" 85-95
28 × 16	28	16			80-320	10,0	6,4	5,4			" 95-110
32 × 18	32	18			90-360	11,0	7,4	6,4			" 110-130

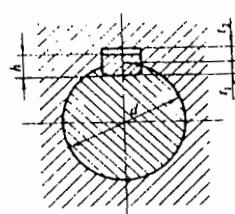
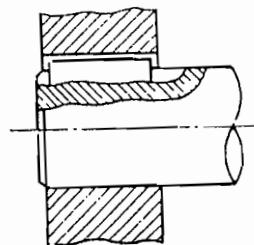
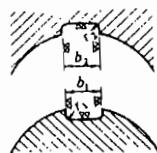
\*  $l$  harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Penampang pasak



Penampang alur pasak



**Tabel L 3. 8 Pemilihan bantalan**  
 ( Sumber : Koyo Seiko. Co. LTD)

Dimensions (mm)				Bearing No.								Basic Load Rating (kgf)		Limiting Speed (r/min)			
d	D	B	r	Shielded		Non-Contact Sealed		Contact Sealed		N	NR	Dynamic C	Static C <sub>0</sub>	Grease Lub.		Oil Lub.	
				Open	Z	ZZ	RU	2RU	RS					Open Z, ZZ, RU, 2RU	RS, 2RS		
35	100	25	2.5	6407	—	—	—	—	—	—	—	4 320	3 120	7 200	—	8 600	
40	52	7	0.5	6808	—	—	—	—	—	—	—	465	410	12 000	—	14 000	
40	62	12	1	6908	—	—	—	—	—	—	—	1 070	855	11 000	—	13 000	
40	68	9	0.5	16008	—	—	—	—	—	—	—	980	820	9 800	—	12 000	
40	68	15	1.5	6008	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	1 310	1 010	10 000	6 100	12 000
40	80	18	2	6208	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 280	1 650	8 300	5 000	10 000
40	90	23	2.4	6308	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	3 190	2 290	700	4 000	2 000
40	110	27	3	6408	—	—	—	—	—	—	—	—	5 000	3 670	6 600	—	7 900
45	58	7	0.5	6809	—	—	—	—	—	—	—	—	500	480	11 000	—	13 000
45	68	12	1	6909	—	—	—	—	—	—	—	—	1 110	920	9 700	—	11 000
45	75	10	1	16009	—	—	—	—	—	—	—	—	1 220	1 040	8 900	—	10 000
45	75	16	1.5	6009	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	1 650	1 320	9 200	5 500	11 000
45	85	19	2	6209	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 560	1 870	7 700	4 600	9 200
45	100	25	2.5	6309	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	4 140	3 070	6 800	4 100	8 100
45	120	29	3	6409	—	—	—	—	—	—	—	—	6 060	4 560	6 000	—	7 200
50	65	7	0.5	6810	—	—	—	—	—	—	—	—	515	525	9 600	—	11 000
50	72	12	1	6910	—	—	—	—	—	—	—	—	1 140	990	9 000	—	11 000
50	80	10	1.	16010	—	—	—	—	—	—	—	—	1 250	1 110	8 200	—	9 700
50	80	16	1.5	6010	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	1 710	1 430	8 400	5 000	9 900
50	90	20	2	6210	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 750	2 110	7 100	4 200	8 500
50	90	20	2	6210R	—	—	—	—	—	—	...N	...NP	3 170	2 370	7 100	—	8 600
50	110	27	3	6310	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	4 860	3 660	6 100	3 600	7 300
50	130	31	3.5	6410	—	—	—	—	—	—	—	—	6 510	4 920	5 500	—	6 600
55	72	9	0.5	6811	—	—	—	—	—	—	—	—	690	695	8 700	—	10 000
55	80	13	1.5	6911	—	—	—	—	—	—	—	—	1 300	1 180	8 100	—	9 600
55	90	11	1	16011	—	—	—	—	—	—	—	—	1 520	1 370	7 400	—	8 800
55	90	18	2	6011	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 220	1 850	7 600	4 500	8 900
55	100	21	2.5	6211	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	3 400	2 670	6 300	3 800	7 600
55	120	29	3	6311	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	5 620	4 290	5 600	3 300	6 700
55	140	33	3.5	6411	—	—	—	—	—	—	—	—	7 800	6 270	5 000	—	6 000
60	78	10	0.5	6812	—	—	—	—	—	—	—	—	900	895	8 000	—	9 400
60	85	13	1.5	6912	—	—	—	—	—	—	—	—	1 580	1 460	7 500	—	8 900
60	95	11	1	16012	—	—	—	—	—	—	—	—	1 560	1 470	6 900	—	8 100
60	95	18	2	6012	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	2 310	2 000	7 120	4 200	8 400
60	110	22	2.5	6212	...Z	...ZZ	...RU	...2RU	...RS	...2RS	...N	...NR	4 110	3 280	5 700	3 400	6 900

(P. 103) 1) The static load rating "C<sub>0</sub>" is calculated based on JIS E 1000-1980.

2) Standard retainer type used for the above bearings is shown in Table 1.

**Tabel L 3. 9 Pemilihan bantalan**

( Sumber : Machine Tool Design Handbook, New Delhi )

All dimensions in mm

IS designation	Boundary dimensions				Abutment dimensions			Basic load rating kgf		Limiting speed rpm		Equivalent DIN & CSN designation
	d	D	B	r Nom.	$d_a$ Min.	$D_a$ Max.	$r_a$ Max.	Dynamic C	Static $C_o$	Lubrication Grease	Oil	
10 BC 03	10	35	11	1	14	31	0.6	640	380	20000	26000	6300
12 BC 03	12	37	12	1.5	17	32	1	765	475	19000	24000	6301
15 BC 03	15	42	13	1.5	20	37	1	900	550	17000	20000	6302
17 BC 03	17	47	14	1.5	22	42	1	1060	670	16000	19000	6303
20 BC 03	20	52	15	2	26.5	45.5	1	1250	800	13000	16000	6304
25 BC 03	25	62	17	2	31.5	55.5	1	1400	1080	11000	14000	6305
30 BC 03	30	72	19	2	36.5	65.5	1	1860	1600	9000	11000	6306
35 BC 03	35	80	21	2.5	43	72	1.5	2600	1830	8500	10000	6307
40 BC 03	40	90	23	2.5	48	82	1.5	3200	2280	7500	9000	6308
45 BC 03	45	100	25	2.5	53	92	1.5	4150	3050	6700	8000	6309
50 BC 03	50	110	27	3	59	101	2	4800	3650	6300	7500	6310
55 BC 03	55	120	29	3	64	111	2	5600	4250	5500	6700	6311
60 BC 03	60	130	31	3.5	71	119	2	6400	4900	5000	6000	6312
65 BC 03	65	140	33	3.5	76	129	2	7200	5700	4800	5600	6313
70 BC 03	70	150	35	3.5	81	139	2	8150	6400	4500	5300	6314
75 BC 03	75	160	37	3.5	86	149	2	9000	7350	4300	5000	6315
80 BC 03	80	170	39	3.5	91	159	2	9650	8150	3800	4500	6316
85 BC 03	85	180	41	4	98	167	2.5	10400	9150	3600	4300	6317
90 BC 03	90	190	43	4	103	177	2.5	11200	10000	3400	4000	6318
95 BC 03	95	200	45	4	108	187	2.5	12000	11200	3200	3800	6319
100 BC 03	100	215	47	4	113	202	2.5	13700	13400	3000	3600	6320
105 BC 03	105	225	49	4	118	212	2.5	14300	14600	2800	3400	6321
110 BC 03	110	240	50	4	123	227	2.5	16000	17000	2600	3200	6322
120 BC 03	120	260	55	4	133	247	2.5	17000	18300	2400	3000	6324

**Tabel L. 10 Harga K standar (roda gigilurus).**

( Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991 )

Pemakaian	Keadaan beban		Angka kekerasan Brinell		Kecepatan keliling (m/s)	Ketelitian	Harga K (kg/mm <sup>2</sup> )
	Roda gigi penggerak	Roda gigi yang digerakkan	Pinyon	Roda gigi besar			
Roda gigi untuk pemakaian umum	Seragam	Seragam	575 350 210	575 300 180	5 5 5	Normal " "	0,26-0,53 0,18-0,23 0,09-0,13
	Seragam	Seragam	575 530 210	575 300 180	15 15 15	Normal " "	0,25-0,39 0,14-0,20 0,06-0,11
Roda gigi berukuran besar (kiln, gilingan, pengangkat)	Seragam	Tumbukan sedang	225	180	Kurang dari 5	Roda gigi yang dibentuk	0,04-0,05
	Seragam	Tumbukan sedang	260	210	"	Roda gigi yang dibentuk	0,07-0,09

Koreksi pada harga K di atas dalam hal-hal tertentu perlu dilakukan sbb.

1. Kalikan dengan 1/1,25 jika bekerja terus-menerus. (Harga K di atas diperhitungkan atas dasar anggapan 10 jam kerja tiap hari.)
2. Kalikan paling sedikit dengan 1/1,5 jika ada tumbukan yang cukup keras.

**Tabel L. 3.11 Faktor tegangan kontak pad roda gigi**

( Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991 )

Bahan roda gigi (Kekerasan $H_B$ )		$k_H$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Bahan roda gigi (Kekerasan $H_B$ )		$k_H$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Pinyon	Roda gigi besar		Pinyon	Roda gigi besar	
Baja (150)	Baja (150)	0,027	Baja (400)	Baja (400)	0,311
" (200)	" (150)	0,039	" (500)	" (400)	0,329
" (250)	" (150)	0,053	" (600)	" (400)	0,348
" (200)	" (200)	0,053	" (500)	" (500)	0,389
" (250)	" (200)	0,069	" (600)	" (600)	0,569
" (300)	" (200)	0,086	" (150)	Besi cor	0,039
" (250)	" (250)	0,086	" (200)	"	0,079
" (300)	" (250)	0,107	" (250)	"	0,130
" (350)	" (250)	0,130	" (300)	"	0,139
" (300)	" (300)	0,130	" (150)	Perunggu fosfor	0,041
" (350)	" (300)	0,154	" (200)	"	0,082
" (400)	" (300)	0,168	" (250)	"	0,135
" (350)	" (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,188
" (400)	" (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,186
" (500)	" (350)	0,226	Besi cor nikel	Perunggu fosfor	0,155

Sudut tekanan  $\alpha = 20^\circ$

**Tabel L. 3.12 Harga modul standar (JIS B 1701 – 1973)**

( Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991 )

(Satuan: mm)

Seri ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3	Seri ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3
0,1	0,15		4	3,5	3,75
0,2	0,25		5	4,5	
0,3	0,35		6	5,5	
0,4	0,45		8	7	6,5
0,5	0,55		10	9	
0,6	0,7	0,65	12	11	
0,75			16	14	
0,8	0,9		20	18	
1			25	22	
1,25			32	28	
1,5	1,75		40	36	
2	2,25		50	45	
2,5	2,75				
3		3,25			

*Keterangan:* Dalam pemilihan utamakan seri ke-1; jika terpaksa baru dipilih dari seri ke-2 dan ke-3.

**Tabel L. 3.13 Tegangan lentur yang diizinkan  $\sigma_a$  pada bahan roda gigi**  
 ( Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991 )

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatkan tarik $\sigma_B$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan (Brinell) $H_B$	Tegangan lentur yang diizinkan $\sigma_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )
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 (dicelep dingin dalam minyak)	30
	SNC 21	80	600 (dicelep dingin dalam air)	35-40
	SNC 22	100		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 Logam delta Perunggu fosfor (coran) Perunggu nikel (coran)		18	85	5
		35-60	-	10-20
		19-30	80-100	5-7
		64-90	180-260	20-30
Damar phenol, dll.				3-5

**Tabel L. 3.14 Pemilihan motor induksi**

(Sumber : PT. TEKNINDO UNGGUL DINAMIKA,Jl. P. Jayakarta 68 B.2-3 Jakarta)

and SAVE Series

el - Cage Induction Motors, Class F Insulation, IP 55, Fully Tropicalised

INPUT KW	FRAME NO	FULL LOAD						FL SPEED (RPM)	FULL LOAD			TORQUE RATIO		M of I (Kg m2)			
		EFFICIENCY (%)		POWER FACTOR		TORQUE (Nm)	CURRENT (Amp) 220 V	CURRENT (Amp) 380 V	Starting Torque Ts / Tf	Max. Torque Tm / Tf							
		1/2 L	3/4 L	FL	1/2 L	3/4 L	FL										
<b>s. 1000 RPM SYNCHRONOUS AT 50 Hz.</b>																	
0.18	71S	42	50	55.0	0.50	0.60	0.70	900	1.91	1.23	0.71	1.90	1.98	0.00077			
0.37	80	58	66	67.0	0.49	0.63	0.73	910	3.83	2.00	1.15	1.80	2.00	0.00204			
0.55	60	65	70	70.0	0.48	0.60	0.76	910	5.65	2.80	1.60	2.29	2.41	0.00263			
0.75	90S	68	72	72.0	0.46	0.60	0.73	940	7.60	3.80	2.20	1.90	2.56	0.00498			
1.1	90L	72	73	74.0	0.52	0.64	0.75	930	11.28	5.40	3.10	2.60	2.29	0.00634			
1.5	100L	73	74	76.0	0.50	0.62	0.75	935	15.21	7.10	4.10	2.30	2.42	0.033			
2.2	112M	78	80	80.3	0.52	0.67	0.77	950	22.17	9.40	5.40	2.30	2.57	0.049			
3	112M	83	85	85.0	0.60	0.73	0.80	940	30.50	12.00	6.90	2.40	2.73	0.066			
4	132S	81	84	84.0	0.58	0.71	0.79	960	39.83	15.90	9.20	2.50	3.08	0.15			
5.5	132M	81	83	85.0	0.60	0.72	0.80	950	54.64	21.20	12.30	2.50	3.34	0.19			
7.5	160M	84	86	87.5	0.62	0.73	0.80	965	74.20	28.55	16.50	2.50	2.60	0.115			
11	160L	84	85	88.0	0.60	0.72	0.80	965	109.40	41.50	24.00	2.80	3.10	0.163			
15	180L	87	88	89.6	0.70	0.78	0.83	970	148.00	52.70	30.50	2.10	2.30	0.275			
18.5	200LK	88	89	90.0	0.68	0.78	0.83	970	182.00	65.60	38.00	2.00	1.90	0.375			
22	200L	89	90	90.0	0.74	0.81	0.84	970	216.80	76.80	44.50	2.00	1.95	0.55			
30	225M	90	91	91.0	0.72	0.78	0.81	975	294.20	105.30	62.00	2.30	1.90	0.85			
37	250MK	91	92	92.0	0.67	0.77	0.82	975	362.00	129.50	75.00	2.40	2.10	1.15			
45	280SK	91	92	92.0	0.78	0.83	0.84	985	438.00	153.70	89.00	2.80	2.20	1.84			
55	280MK	91	92	93.0	0.80	0.85	0.85	980	535.00	183.10	106.00	2.60	2.10	2.20			
75	280M	91	93	93.5	0.77	0.84	0.84	985	720.00	252.10	146.00	3.00	2.20	2.89			

full load

Tm = Max. Torque

Ts = Starting Torque

Tf = Full Load Torque

(a) Above performance data are general average values and for reference only.

(b) Our policy is one of continuous improvement and we reserve the right to alter any details in our products without prior notice.

**Tabel L. 3.15 Faktor bentuk gigi**

( Sumber : Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1991)

Jumlah gigi <i>z</i>	<i>Y</i>	Jumlah gigi <i>z</i>	<i>Y</i>
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

**Tabel 3.16 Faktor dinamis  $f_v$** 

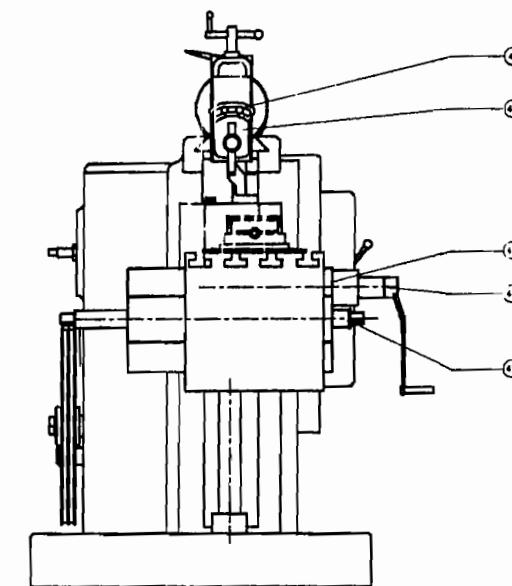
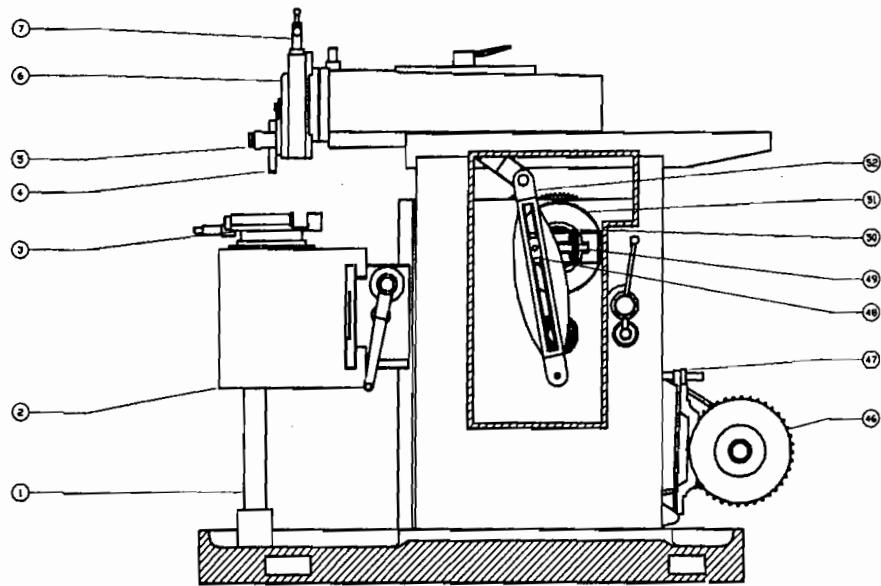
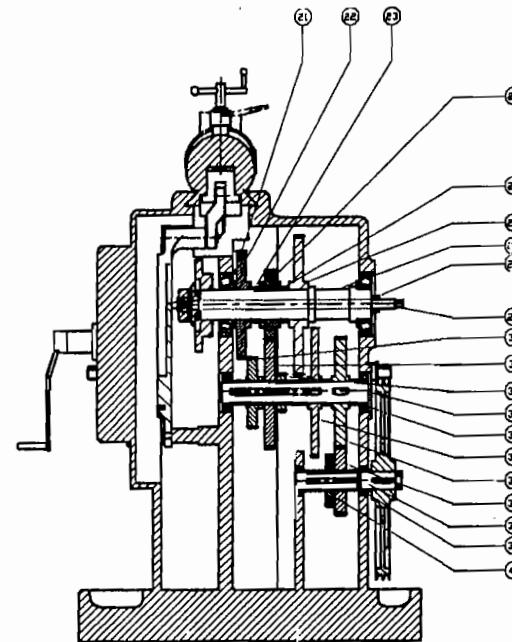
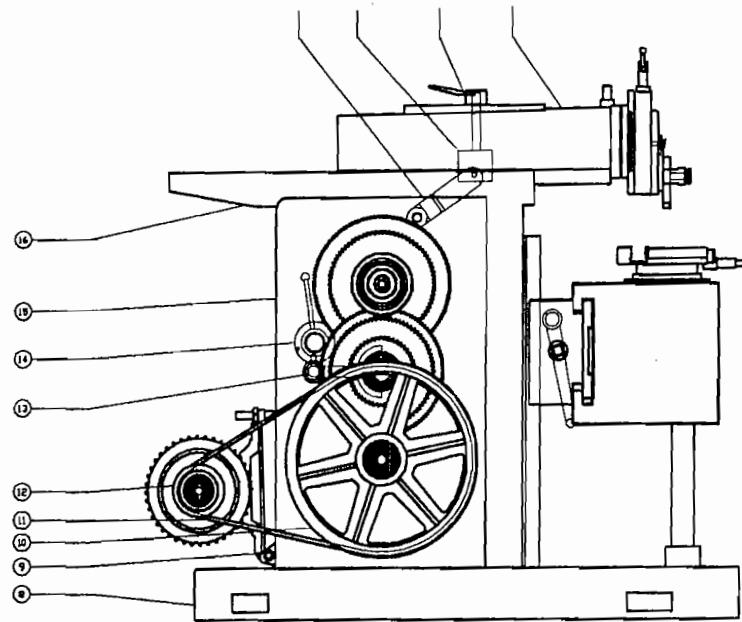
(Sumber : Sularso, Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin, 1991)

Kecepatan rendah $V = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan sedang $V = 5 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan tinggi $V = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

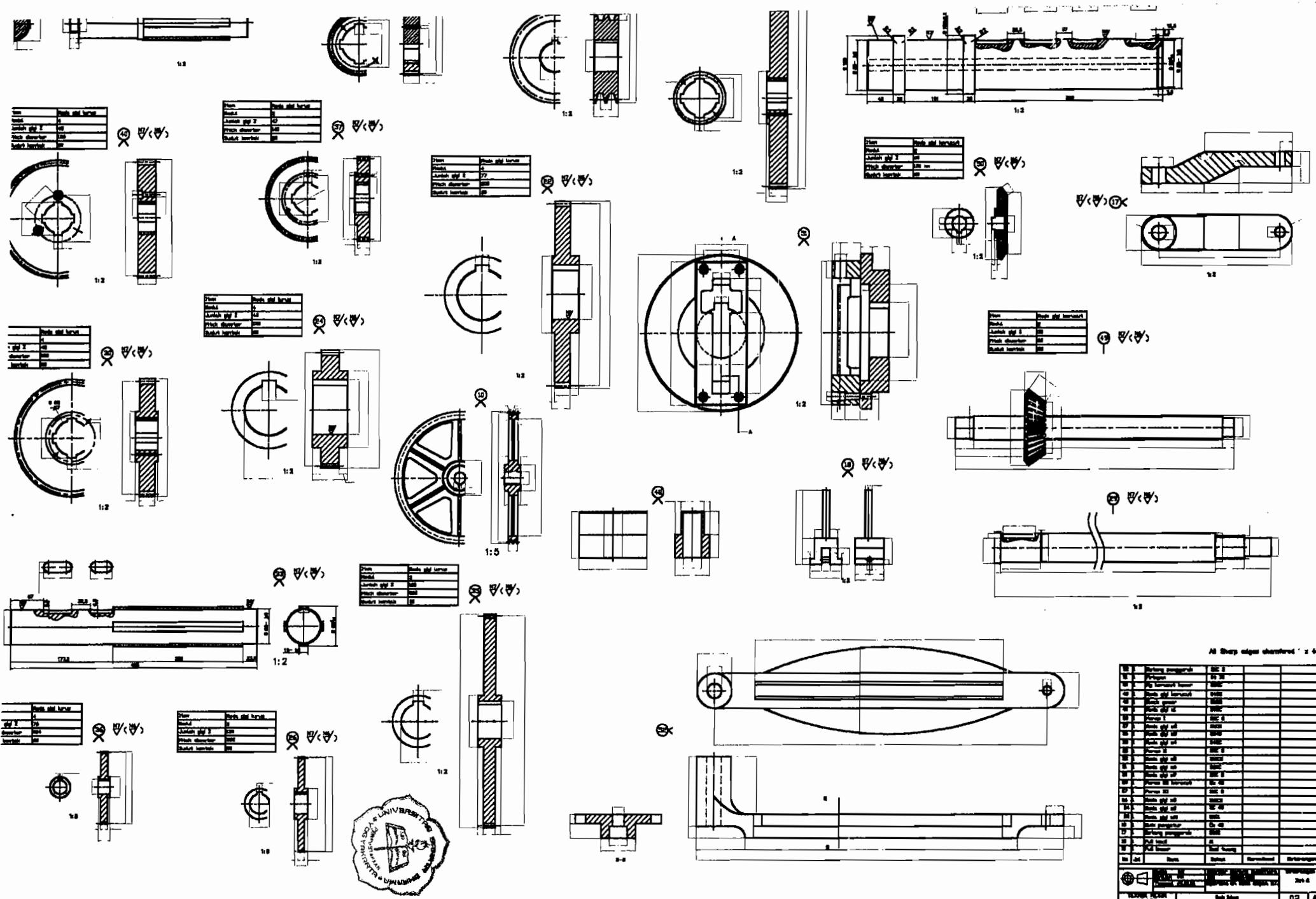
**TABEL 3.17 Pemilihan jenis gemuk**  
 ( Sumber : Sudibyo. B, Ing. HTL. , Roda gigi , ATMI Surakarta )

Tuntutan Kebutuhan	Jenis Gemuk	Temperatur
$P/C < 0,15$ dan $n < n_g$	Calcium base grase	60° C
	Sodium base grase	- 30° C - + 80° C
$P/C > 0,15$ dan $n < n_g$	Calcium base grase	
$n > n_g$	Lhitium base grase	- 30° C - + 110° C

Angka putaran	Pemakaian gemuk
$n / n_g < 0,2$	Penuh
$n / n_g = 0,2 - 0,8$	1 / 3
$n / n_g > 0,8$	Kosong



	Part Name	Material	Dimensions
1	Base plate	Steel	25 x 25
2	Vertical frame	Steel	25 x 25
3	Horizontal beam	Steel	25 x 25
4	Gear assembly	Steel	25 x 25
5	Shaft	Steel	25 x 25
6	Motor	Steel	25 x 25
7	Shaft	Steel	25 x 25
8	Shaft	Steel	25 x 25
9	Shaft	Steel	25 x 25
10	Shaft	Steel	25 x 25
11	Shaft	Steel	25 x 25
12	Shaft	Steel	25 x 25
13	Shaft	Steel	25 x 25
14	Shaft	Steel	25 x 25
15	Shaft	Steel	25 x 25
16	Shaft	Steel	25 x 25
17	Shaft	Steel	25 x 25
18	Shaft	Steel	25 x 25
19	Shaft	Steel	25 x 25
20	Shaft	Steel	25 x 25
21	Valve	Steel	25 x 25
22	Valve	Steel	25 x 25
23	Valve	Steel	25 x 25
24	Piston	Steel	25 x 25
25	Rod	Steel	25 x 25
26	Rod	Steel	25 x 25
27	Rod	Steel	25 x 25
28	Rod	Steel	25 x 25
29	Rod	Steel	25 x 25
30	Rod	Steel	25 x 25
31	Rod	Steel	25 x 25
32	Rod	Steel	25 x 25
33	Rod	Steel	25 x 25
34	Rod	Steel	25 x 25
35	Rod	Steel	25 x 25
36	Rod	Steel	25 x 25
37	Rod	Steel	25 x 25
38	Rod	Steel	25 x 25
39	Rod	Steel	25 x 25
40	Rod	Steel	25 x 25
41	Shaft	Steel	25 x 25
42	Shaft	Steel	25 x 25
43	Shaft	Steel	25 x 25
44	Shaft	Steel	25 x 25



All sharp edges chamfered 1 x 45°			
1	Front	Steel	Oxide
2	Left	Steel	Oxide
3	Right	Steel	Oxide
4	Bottom	Steel	Oxide
5	Top	Steel	Oxide
6	Section A-A	Steel	Oxide
7	Section B-B	Steel	Oxide
8	Section C-C	Steel	Oxide
9	Section D-D	Steel	Oxide
10	Section E-E	Steel	Oxide
11	Section F-F	Steel	Oxide
12	Section G-G	Steel	Oxide
13	Section H-H	Steel	Oxide
14	Section I-I	Steel	Oxide
15	Section J-J	Steel	Oxide
16	Section K-K	Steel	Oxide
17	Section L-L	Steel	Oxide
18	Section M-M	Steel	Oxide
19	Section N-N	Steel	Oxide
20	Section O-O	Steel	Oxide
21	Section P-P	Steel	Oxide
22	Section Q-Q	Steel	Oxide
23	Section R-R	Steel	Oxide
24	Section S-S	Steel	Oxide
25	Section T-T	Steel	Oxide
26	Section U-U	Steel	Oxide
27	Section V-V	Steel	Oxide
28	Section W-W	Steel	Oxide
29	Section X-X	Steel	Oxide
30	Section Y-Y	Steel	Oxide
31	Section Z-Z	Steel	Oxide
32	Front	Steel	Oxide
33	Left	Steel	Oxide
34	Right	Steel	Oxide
35	Bottom	Steel	Oxide
36	Top	Steel	Oxide
37	Section A-A	Steel	Oxide
38	Section B-B	Steel	Oxide
39	Section C-C	Steel	Oxide
40	Section D-D	Steel	Oxide
41	Section E-E	Steel	Oxide
42	Section F-F	Steel	Oxide
43	Section G-G	Steel	Oxide
44	Section H-H	Steel	Oxide
45	Section I-I	Steel	Oxide
46	Section J-J	Steel	Oxide
47	Section K-K	Steel	Oxide
48	Section L-L	Steel	Oxide
49	Section M-M	Steel	Oxide
50	Section N-N	Steel	Oxide
51	Section O-O	Steel	Oxide
52	Section P-P	Steel	Oxide
53	Section Q-Q	Steel	Oxide
54	Section R-R	Steel	Oxide
55	Section S-S	Steel	Oxide
56	Section T-T	Steel	Oxide
57	Section U-U	Steel	Oxide
58	Section V-V	Steel	Oxide
59	Section W-W	Steel	Oxide
60	Section X-X	Steel	Oxide
61	Section Y-Y	Steel	Oxide
62	Section Z-Z	Steel	Oxide