

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN**  
**RODA GIGI MITSUBISHI PAJERO SPORT DAKAR**

**Daya ( N ) : 178 PS**

**Putaran ( n ) : 4000 rpm**

**Disusun oleh :**

**PRAMUDYA BASKORO**  
**NPM : 168130080**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS MEDAN AREA**  
**MEDAN**  
**2020**

**LEMBAR PENGESAHAN**

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN  
RODA GIGI MITSUBISHI PAJERO SPORT DAKAR**

**Daya ( N ) : 178 PS**

**Putaran ( n ) : 4000 rpm**

**Disusun oleh :**

**PRAMUDYA BASKORO**  
**NPM : 168130080**

**Diketahui Oleh :**  
**Ketua Jurusan Teknik Mesin**

**( ZULFIKAR, ST. MT )**

70(b)

**Disetujui oleh :**

**Dosen Pembimbing**



**( IR AMRU SIREGAR, MT )**

**Disetujui Oleh**

**Koordinator Tugas**



**( IR AMRU SIREGAR, MT )**

## TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN ( RODA GIGI )

Nama Mahasiswa : **PRAMUDYA BASKORO**  
NPM : **168130080**  
Semester : **VI ( Enam )**

### **SPESIFIKASI :**

Rencanakanlah KOPLING untuk kendaraan MITSUBISHI PAJERO SPORT DAKAR dengan :

---

**Daya ( N ) : 178 PS**

---

**Putaran ( n ) : 4000 rpm**

---

Perencanaan meliputi bagian-bagian utama KOPLING dan gambar teknik, data lain

---

tentukan sendiri.

---

Diberikan Tanggal : .....  
Selesai tanggal : .....  
Asistensi Setiap : .....

Medan,

**Dosen Pembimbing**

**( IR AMRU SIREGAR, MT )**

## KATA PENGANTAR

*Assalamu 'alaikum Warrahmatullahi Wabarakaatuh*

Puji dan syukur kehadiran Allah SWT, karena dengan rahmat dan hidayahNya maka penulis dapat menyelesaikan "*Tugas Rancangan Elemen Mesin*" ini, yang mana sudah menjadi kewajiban yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara Jurusan Teknik Mesin untuk merancang sebuah Roda gigi. Dalam tugas Perancangan Roda gigi ini, penulis merancang Roda gigi kendaraan MITSUBISHI PAJERO SPORT DAKAR dengan Daya : 178 PS dan Putaran : 4000 rpm.

Untuk menyelesaikan tugas ini penulis mengambil dari beberapa sumber yakni buku-buku yang berhubungan dengan perancangan Roda gigi yang ditambah dengan mata kuliah yang telah diberikan oleh dosen mata kuliah Elemen Mesin.

Penulis menyadari sepenuhnya dalam merancang Roda gigi ini masih banyak sekali ditemukan kekurangan - kekurangan dan masih jauh dari sempurna. Untuk itulah penulis tetap mengundang saran dan kritik untuk perbaikan dimasa mendatang.

Akhirnya penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada Bapak H. Muharnif M, ST, MSc sebagai Dosen Pembimbing dan rekan - rekan mahasiswa yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas ini. Penulis berharap tugas ini dapat bermanfaat bagi penulis pribadi khususnya dan bagi pihak yang membutuhkan.

Medan,

PRAMUDYA BASKORO  
168130080

# DAFTAR ISI

Haiaman

<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	
<b>KATA PENGANTAR</b>	i
<b>DAFTAR ISI</b>	ii
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	iii
<b>DAFTAR TABEL</b>	iv
<b>DAFTAR DIAGRAM ALIRAN</b>	v
<b>SKEMA GAMBAR RODA GIGI</b>	vi
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang Perencanaan	i
1.2. Tujuan Perencanaan	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Sistematika Penulisan	2
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b>	<b>4</b>
2.1. Klasifikasi Roda Gigi	4
2.2. Macam-macam Roda Gigi	6
2.3. Bantalan	11
<b>BAB 3 PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA RODA GIGI</b>	<b>13</b>
3.1. Poros	13
3.2. Spline dan Naaf	19
3.3. Perencanaan Roda Gigi	29
3.3.1. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Satu	30
3.3.2. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Dua	35
3.3.3. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Tiga	39
3.3.4. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Empat	44
3.3.5. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Mundur ( <i>Reverse</i> )	48
3.4. Bantalan	55
3.5. Baut dan Mur	60
<b>BAB 4 KESIMPULAN</b>	<b>65</b>
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>GAMBAR TEKNIK</b>	

## DAFTAR GAMBAR

GAMBAR	NAMA GAMBAR	HALAMAN
2.1.	Roda Gigi Lurus	6
2.2.	Roda Gigi Miring	7
2.3.	Roda Gigi Miring Ganda	7
2.4.	Roda Gigi Dalam dan Pinyon	8
2.5.	Roda Gigi dan Pinyon	8
2.6.	Roda Gigi Kerucut Lurus	9
2.7.	Roda Gigi Kerucut Spiral	9
2.8.	Roda Gigi Permukaan	9
2.9.	Roda Gigi Miring Silang	10
2.10.	Roda Gigi Cacing Silindris	10
2.11.	Roda Gigi Cacing Selubung Ganda	11
2.12.	Roda Gigi Hypoid	11
3.1.	Poros	13
3.2.1.	Spline	19
3.2.2.	Naaf	24
3.3.	Nama-nama bagian roda gigi	29
3.4.	Bantalan Gelinding	55
3.5.	Baut dan Mur	60

## DAFTAR TABEL

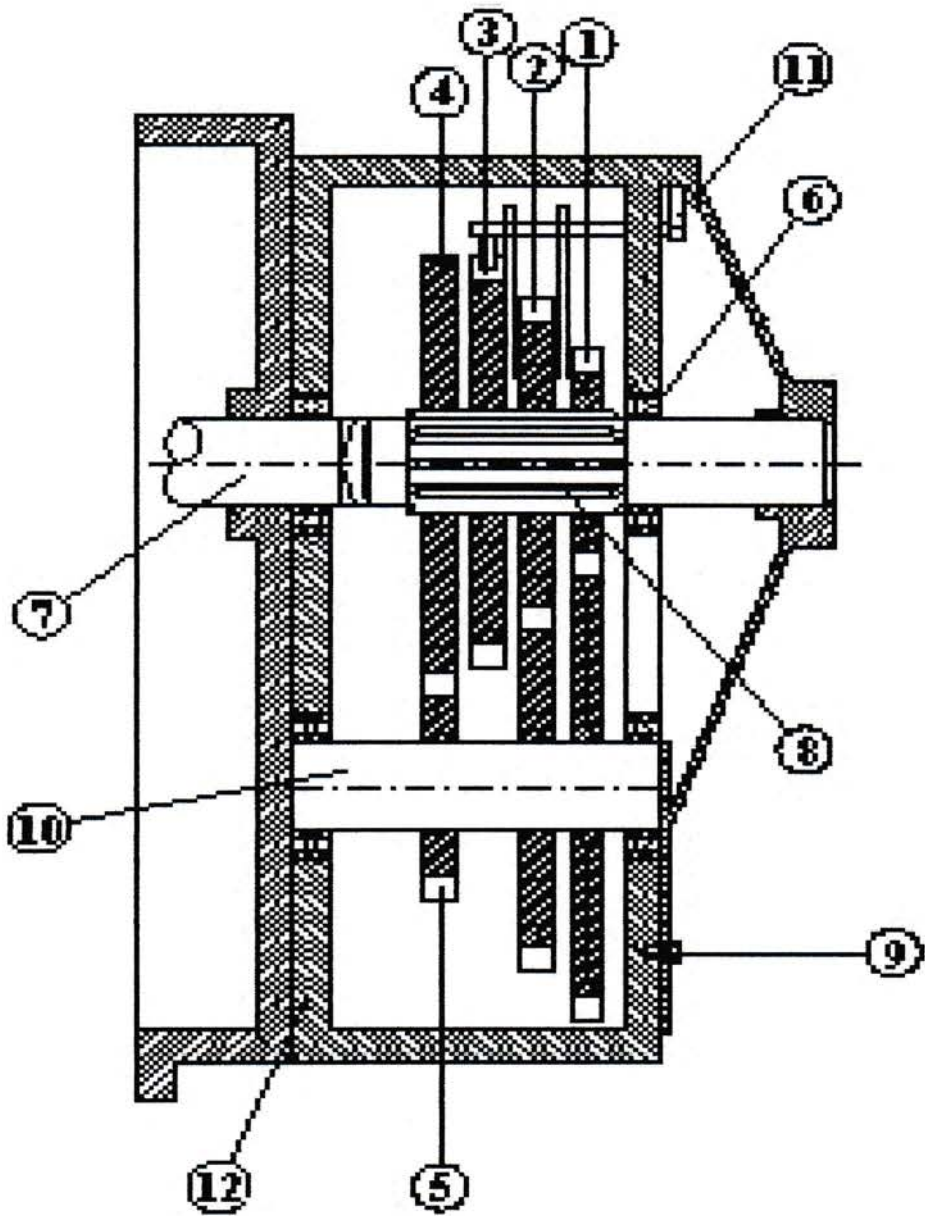
TABEL	NAMA TABEL	HALAMAN
3.1.	Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan ( $f_c$ )	14
3.2.	Standart bahan poros	15
3.3.	Diameter poros	16
3.4.	DIN 5462 - DIN 5464	20
3.5.	Spesifikasi spline untuk berbagai kondisi operasi (SAE)	21
3.6.	Faktor bentuk gigi	30
3.7.	Faktor dinamis ( $f_v$ )	30
3.8.	Bantalan Bola	55
3.9.	Faktor-faktor V, X, Y dan $X_0$ , $Y_0$	56
3.10.	Ukuran standar ulir kasar metris	61

## DAFTAR DIAGRAM ALIRAN

NO	NAMA DIAGRAM	HALAMAN
1.	Diagram aliran poros	18
2.	Diagram aliran spline dan naaf	28
3.	Diagram aliran roda gigi	54
4.	Diagram aliran bantalan gelinding	59
5.	Diagram aliran baut dan mur	64



SKEMA GAMBAR



**Keterangan Gambar :**

1. Roda Gigi 1
2. Roda Gigi 2
3. Roda Gigi 3
4. Roda Gigi 4
5. Roda Gigi mundur (*reverse*)
6. Bantalan Geinding
7. Poros Utama
8. Spline dan Naaf
9. Baut
10. Poros *Reverse*
11. Tuas
12. *Gear Box*

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang Perencanaan**

Roda Gigi merupakan suatu elemen yang mempunyai peran sangat penting di dalam mentransmisikan daya dan putaran dari suatu penggerak atau motor. Roda gigi berfungsi untuk mentransmisikan daya dan putaran dari suatu poros ke poros yang lain dengan rasio kecepatan yang konstan dan memiliki efisiensi yang tinggi.

Diluar transmisi di atas ada pula cara lain untuk memindahkan daya, misalnya dengan sabuk dan rantai, tetapi transmisi dengan roda gigi jauh lebih unggul dibandingkan dengan sabuk dan rantai sebab faktor slip pada roda gigi kecil dan putaran lebih tinggi dan tepat serta daya yang dipindahkan lebih besar. Meskipun demikian dalam dunia industri tidak selalu dipakai roda gigi sebagai alat transmisi karena roda gigi memerlukan ketelitian yang besar dalam waktu pembuatan, pemasangan maupun waktu pemeliharannya.

Alat transmisi pada saat ini semakin berkembang pesat, dimana sekarang ini dari sistem manual menjadi sistem matic. Walaupun demikian sistem transmisi secara manual masih ada juga yang menggunakan tetapi lebih dominan masyarakat menggunakan sistem transmisi matic.

Dalam rangka mengimbangi perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi yang sedemikian cepat. Maka, setiap mahasiswa teknik mesin harus mengetahui dan memahami proses perencanaan, pembuatan, pemasangan dan pemeliharaan sistem itu sendiri. Walaupun lebih ditekankan pada proses perencanaannya.

Sesuai dengan tujuan seperti tersebut diatas, maka setiap mahasiswa prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area diberikan tugas perencanaan ulang sistem transmisi dari suatu peralatan atau mesin yang merupakan syarat untuk mengikuti tugas akhir.

## **1.2. Tujuan Perencanaan**

Tujuan perencanaan roda gigi antara lain adalah :

1. Untuk merancang sebuah roda gigi yang digunakan untuk mentransmisikan putaran atau daya dari motor penggerak.
2. Untuk memperoleh ukuran komponen - komponen utama dan komponen - komponen pendukung dari suatu roda gigi.
3. Untuk mengetahui jenis roda gigi yang sesuai digunakan untuk Mitsubishi Pajero Sport Dakar.

## **1.3. Batasan Masalah**

Setiap mobil berjalan membutuhkan berbagai system yang dirangkai dalam satu kesatuan unit kerja yang memiliki fungsi masing - masing. Agar putaran dari mesin dapat menggerakkan roda-roda kendaraan maka diperlukan beberapa buah rangkaian system yang bekerja yaitu salah satunya adalah roda gigi. Roda gigi atau yang disebut dengan transmisi adalah suatu system yang bekerja untuk meneruskan daya putaran mesin dari kopling ke poros *out put*, yang terdiri dari rangkaian roda - roda gigi yang disusun sedemikian rupa sehingga dapat memperbesar dan memperkecil daya yang dihasilkan oleh mesin sesuai dengan yang dibutuhkan oleh kendaraan.

Dalam penulisan Tugas Rancangan Elemen Mesin ini penulis membatasi masalah hanya pada perencanaan Roda Gigi untuk Mobil Mitsubishi Pajero Sport Dakar dengan spesifikasi :

$$\begin{aligned} \text{Daya} &= 178 \text{ PS} \\ \text{Putaran} &= 4000 \text{ rpm.} \end{aligned}$$

## **1.4. Sistematika Penulisan**

Menguraikan tentang latar belakang, tujuan, perencanaan, batasan masalah, sistematika penulisan (BAB 1), Uraian tentang definisi Roda Gigi, klasifikasi Roda Gigi dan pembahasan Roda Gigi (BAB 2), Uraian tentang perhitungan-perhitungan utama untuk Roda Gigi (BAB 3) meliputi :

- Perhitungan Poros
- Perhitungan Spline dan Naaf
- Perhitungan Perencanaan Roda Gigi
- Perhitungan Bantalan
- Perhitungan Baut dan Mur

Selanjutnya Penutupan berisikan tentang Kesimpulan (BAB 4).



## **BAB 2**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

Sesuai dengan fungsinya roda gigi adalah merupakan elemen mesin yang dapat mentransmisikan daya dan putaran. Aspek yang harus diperhatikan dalam perencanaan ini adalah efek - efek yang diakibatkan dalam pemindahan daya dan putaran. Dalam pemindahan daya dan putaran tersebut masih ada alat yang berperan sebagai pemindah daya dan putaran yaitu sabuk & rantai.

Diluar transmisi diatas ada pula cara lain untuk memindahkan daya, misalnya dengan sabuk (*belt*) dan rantai (*chain*), tetapi transmisi dengan roda gigi jauh lebih unggul dibanding dengan sabuk dan rantai, faktor slip pada roda gigi jauh lebih kecil dan putaran lebih tinggi tepat serta daya yang dipindahkan lebih besar. Namun untuk merencanakan sebagai alat pemindah daya pada transmisi (*gear box*) harus benar - benar mampu memindahkan roda gigi sebagai alat pemindah daya.

Oleh karena itu di dalam perencanaan roda gigi harus benar-benar teliti untuk perencanaan dan pembuatannya sehingga pada putaran yang tinggi tidak terjadi slip yang dapat mengakibatkan putaran roda gigi tidak bekerja sebagaimana yang diinginkan dalam perencanaan ini.

#### **2.1. Klasifikasi Roda Gigi**

Roda gigi memiliki gigi di sekelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi - gigi kedua roda yang saling berkait. Roda gigi sering digunakan karena dapat meneruskan putaran dan daya yang lebih bervariasi dan lebih kompak daripada menggunakan alat transmisi yang lainnya, selain itu roda gigi juga memiliki beberapa kelebihan jika dibandingkan dengan alat transmisi lainnya, yaitu:

- Sistem transmisinya lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan daya yang besar.
- Sistem yang kompak sehingga konstruksinya sederhana.

- Kemampuan menerima beban lebih tinggi.
- Efisiensi pemindahan dayanya tinggi karena faktor terjadinya slip sangat kecil.
- Kecepatan transmisi rodagigi dapat ditentukan sehingga dapat digunakan dengan pengukuran yang kecil dan daya yang besar.

Roda gigi dapat diklasifikasikan menurut poros arah putaran dan bentuk gigi. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada tabel 6.1 (Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin) hal.212.

Letak poros	Roda gigi	Keterangan
Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus, (a) Roda gigi miring, (b) Roda gigi miring ganda, (c)	(Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
	Roda gigi luar Roda gigi dalam dan pinyon, (d) Batang gigi dan pinyon,(e)	Arah putaran berlawanan Arah putaran sama Gerak lurus & berputar
Roda gigi dengan poros berpotongan	Roda gigi kerucut lurus, (f) Roda gigi kerucut spiral, (g) Roda gigi kerucut ZEROL Roda gigi kerucut miring Roda gigi kerucut miring ganda	(Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi)
	Roda gigi permukaan dengan poros berpotongan, (h)	(Roda gigi dengan poros berpotongan berbentuk istimewa)
Roda gigi dengan poros silang	Roda gigi miring silang, (i) Batang gigi miring silang	Kontak titik Gerakan lurus dan berputar
	Roda gigi cacing silindris, (j) Roda gigi cacing seubung Ganda (globoid), (k) Roda gigi cacing samping	
	Roda gigi hiperboioid Roda gigi hipoid, (l) Roda gigi permukaan silang	

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 212, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Dari tabel di atas maka roda gigi ini dapat dibedakan atau diklasifikasikan menjadi sebagai berikut :

- Roda gigi dengan poros sejajar.
- Roda gigi dengan poros yang berpotongan.
- Roda gigi dengan poros silang / tegak lurus.

a. *Roda gigi dengan Poros Sejajar*

Roda gigi dengan poros sejajar adalah roda gigi dimana gigi - giginya sejajar pada dua bidang silinder. Kedua bidang silinder tersebut bersinggungan dan yang satu mengelilingi pada yang lain dengan sumbu tetap sejajar.

b. *Roda gigi dengan Poros yang Berpotongan*

Roda gigi dengan poros yang berpotongan ini digunakan pada suatu transmisi yang memiliki poros tidak sejajar.

c. *Roda gigi dengan Poros Silang / Tegak Lurus*

Yang termasuk pada jenis ini adalah roda gigi miring silang, batang gigi miring silang (kontak gigi gerakan lurus dan berputar), roda gigi cacing silindris, roda gigi cacing selubung ganda (*globoid*), roda gigi cacing samping, roda gigi tipe *hiperboloid*, roda gigi *hipoid*, roda gigi permukaan silang.

**2.2. Macam - macam Roda Gigi**

a. *Roda Gigi Lurus*

Roda gigi lurus adalah jenis roda gigi yang dapat mentransmisikan daya dan putaran antara dua poros yang sejajar. Roda gigi ini merupakan yang paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar dengan poros.



Gambar. 2.1. Roda gigi lurus



b. *Roda Gigi Miring*

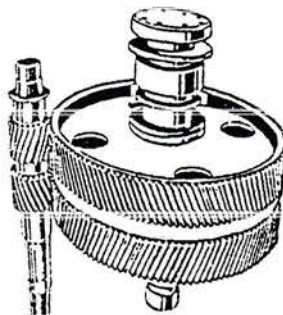
Roda gigi miring ini memiliki jalur gigi yang berbentuk ulir silindris yang mempunyai jarak bagi. Jumlah pasangan gigi yang saling membuat kontak serentak (perbandingan kontak) adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus sehingga pemindahan momen atau putaran melalui gigi - gigi tersebut dapat berlangsung lebih halus. Roda gigi ini sangat baik dipakai untuk mentransmisikan putaran yang tinggi dan besar.



Gambar. 2.2. Roda gigi miring

c. *Roda Gigi Miring Ganda*

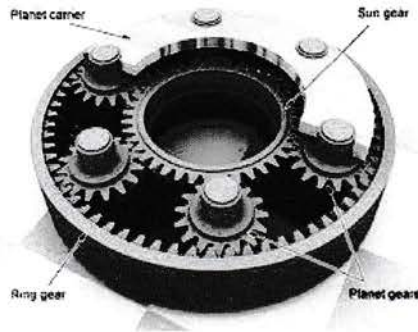
Pada roda gigi ini gaya aksial yang timbul pada gigi mempunyai alur berbentuk alur V yang akan saling memindahkan. Dengan roda gigi ini reduksi, kecepatan keliling dan daya diteruskan dan diperbesar tetapi pada pembuatannya agak sukar.



Gambar. 2.3. Roda gigi miring ganda

d. *Roda Gigi Dalam dan Pinyon*

Roda gigi ini dipakai jika diinginkan transmisi dengan ukuran kecil dengan reduksi yang besar, karena ada pinyon yang terletak di dalam roda gigi ini.



Gambar. 2.4. Roda gigi dalam dan pinyon

e. *Batang Gigi dan Pinyon*

Merupakan dasar profil pahat pembuat gigi. Pasangan antara batang gigi dan pinyon digunakan untuk merubah gerak putar menjadi gerak lurus atau sebaliknya.



Gambar. 2.5. Roda gigi dan pinyon

f. *Roda Gigi Kerucut Lurus*

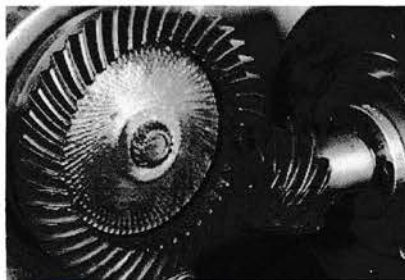
Roda gigi kerucut lurus adalah roda gigi yang paling mudah dan paling sering digunakan / dipakai, tetapi sangat berisik karena perbandingan kontak yang kecil. Konstruksinya juga tidak memungkinkan pemasangan bantalan pada kedua ujung porosnya.



Gambar. 2.6. Roda gigi kerucut lurus

g. *Roda Gigi Kerucut Spiral*

Pada roda gigi ini memiliki perbandingan kontak yang terjadi lebih besar dan dapat meneruskan putaran tinggi dengan beban besar. Sudut poros kedua gigi kerucut ini biasanya dibuat  $90^{\circ}$ .



Gambar. 2.7. Roda gigi kerucut spiral

h. *Roda Gigi Permukaan*

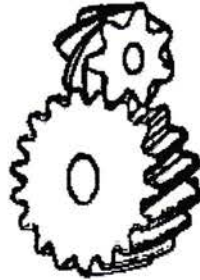
Roda gigi ini merupakan roda gigi dengan poros berpotongan yang bagian permukaannya rata.



Gambar. 2.8. Roda gigi permukaan

i. *Roda Gigi Miring Silang*

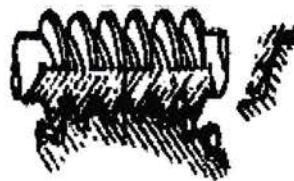
Roda gigi ini mempunyai kemiringan  $7^{\circ}$  sampai  $23^{\circ}$ , digunakan untuk mentransmisikan daya yang lebih besar dari pada roda gigi lurus. Roda gigi ini juga meneruskan putaran dengan perbandingan reduksi yang benar.



Gambar. 2.9. Roda gigi miring silang

j. *Roda Gigi Cacing Silindris*

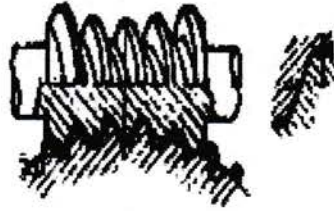
Roda gigi ini membentuk silindris dan lebih umum dipakai. Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran yang lebih besar tanpa mengurangi dayanya. Kemiringan antara  $25^{\circ}$  –  $45^{\circ}$ , roda gigi ini banyak dipakai pada sistem kemudi.



Gambar. 2.10. Roda gigi cacing silindris

k. *Roda Gigi Cacing Selubung Ganda (Globoid)*

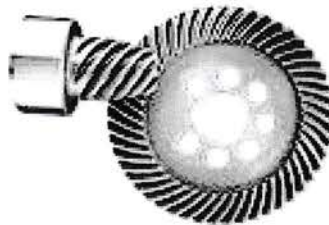
Roda gigi ini digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran pada beban besar dengan perbandingan kontak yang lebih besar pula.



Gambar. 2.11. Roda gigi cacing selubung ganda (*globoid*)

1. *Roda Gigi Hipoid*

Roda gigi ini mempunyai jalur gigi berbentuk spiral pada bidang kerucut yang sumbunya saling bersilangan dan pemindahan gaya pada permukaan gigi berlangsung secara meluncur dan menggelinding. Roda gigi ini dipakai pada deferensial.



Gambar. 2.12. Roda gigi hypoid

**2.3. Bantalan**

Bantalan adalah bagian elemen mesin yang menumpu poros perbeban, sehingga putaran atau gerak bolak - baliknya secara halus, aman dan panjang umur.

Dimana bantalan berfungsi untuk pendukung bagian mesin yang berputar dan membatasi gerakannya. Apabila bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja semestinya.

Maka bantalan dalam permesinan dapat disamakan perannya dengan pondasi pada sebuah bangunan gedung.



Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros, misalnya pada :
  - a. Bantalan luncur yaitu bantalan dimana bagian yang bergerak dan yang diam mengadakan persinggungan langsung.
  - b. Bantalan gelinding, pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding.
2. Atas dasar arah beban terhadap poros, misalnya :
  - a. Bantalan radial yaitu arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus terhadap sumbu poros.
  - b. Bantalan aksial yaitu arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
  - c. Bantalan gelinding khusus yaitu bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus terhadap sumbu poros.

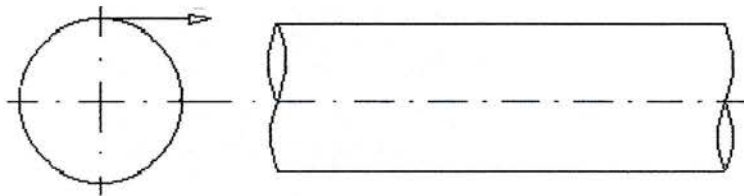
## BAB 3

# PERHITUNGAN UKURAN UTAMA RODA GIGI

### 3.1. Poros

Komponen ini merupakan yang terpenting dari beberapa elemen mesin yang biasa dihubungkan dengan putaran dan daya. Poros merupakan komponen stasioner yang berputar, biasanya yang berpenampang bulat yang akan mengalami beban puntir dan lentur atau gabungannya.

Kadang poros ini dapat mengalami tegangan tarik, kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan yang akan terjadi pada diameter poros yang terkecil atau pada poros yang terpasang alur pasak, hal ini biasanya dilakukan pada penyambungan atau penghubungan antar komponen agar tidak terjadi pergeseran.



Gambar 3.1. Poros

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (N) sebesar 178 PS dan Putaran (n) sebesar 4000 rpm. Jika daya di berikan dalam daya kuda (PS) maka harus dikalikan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam (kW).

$$\text{Daya (N)} = 178 \text{ PS}$$

$$\text{Putaran (n)} = 4000 \text{ rpm}$$

Dimana :

$$1 \text{ PS} = 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 178 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 130,83 \text{ kW}$$

Jika  $P$  adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka faktor keamanan dapat diambil dalam perencanaan. Jika faktor koreksi adalah  $f_c$  (Tabel 3.1) maka daya rencana  $P_d$  (kW) sebagai berikut:

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (kW)}$$

Dimana :  $P_d$  = Daya rencana  
 $f_c$  = faktor koreksi  
 $P$  = Daya

**Tabel 3.1. Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan ( $f_c$ )**

Daya yang di transmisikan	$f_c$
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Sumber : lit. 1 hal 7, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$   
Maka daya rencana  $P_d$  adalah :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 130,83 \\ &= 143,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

Jika momen puntir (*torsi*) adalah  $T$  (kg.mm), maka torsi untuk daya maksimum :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{\dot{n}} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7}) \\ T &= 9,74 \times 10^5 \frac{143,9}{4000} \\ T &= 35039,65 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$



**Tabel 3.2. Standart bahan poros**

Standard dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
<i>Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)</i>	<i>S30C</i>	<i>Penormalan</i>	48	
	<i>S35C</i>	"	52	
	<i>S40C</i>	"	55	
	<i>S45C</i>	"	58	
	<i>S50C</i>	"	62	
	<i>S55C</i>	"	66	
<i>Batang baja yang difinis dingin</i>	<i>S35C-D</i>	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	<i>S45C-D</i>	-	60	
	<i>S55C-D</i>	-	72	

Sumber : lit. I hal 3, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Tegangan geser yang di izinkan  $\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2}$

dimana :

$\tau_a$  = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_B$  = kekuatan tarik bahan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

$sf_1$  = faktor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C (baja karbon) diambil 6,0 sesuai dengan standart ASME (lit I hal 8)

$sf_2$  = faktor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline pada poros, harga sebesar 1,3 - 3,0 maka di ambil 2,5 (lit I hal 8)

Bahan poros di pilih baja karbon konstruksi mesin S35C dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 52 \text{ kg/mm}^2$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \\ &= \frac{52}{6,0 \cdot 2,5} \\ &= 3,47 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3} \dots\dots\dots ( \text{Lit 1, hal 8} )$$

dimana :

$d_s$  = diameter poros (mm)

$\tau_a$  = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

$T$  = momen *torsi* rencana (kg.mm)

$C_b$  = faktor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2 - 2,3  
(diambil 1,2).

$K_t$  = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5 –  
3,0 (diambil 1,5)

maka :

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{3,47} \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 35039,65 \right]^{1/3}$$

= 43,56 mm = 45 mm ( sesuai dengan tabel 3.3.)

**Tabel 3.3. Diameter poros**

4,5	*11,2	28	40	55	70	(105)
	12	30		56	71	110
		*31,5	42		75	
5	*12,5	32		60	80	*112
			45		85	120
		35		63		
*5,6	14	*35,5	48		90	125
	(15)		50		95	130
6	16	38		65	100	

Sumber : lit. 1 hal 9, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

- 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.

Pada diameter poros di atas 45 mm, maka tegangan geser yang terjadi pada poros adalah :

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d_s^3} \dots\dots\dots (Lit 1, hal 7)$$

dimana :

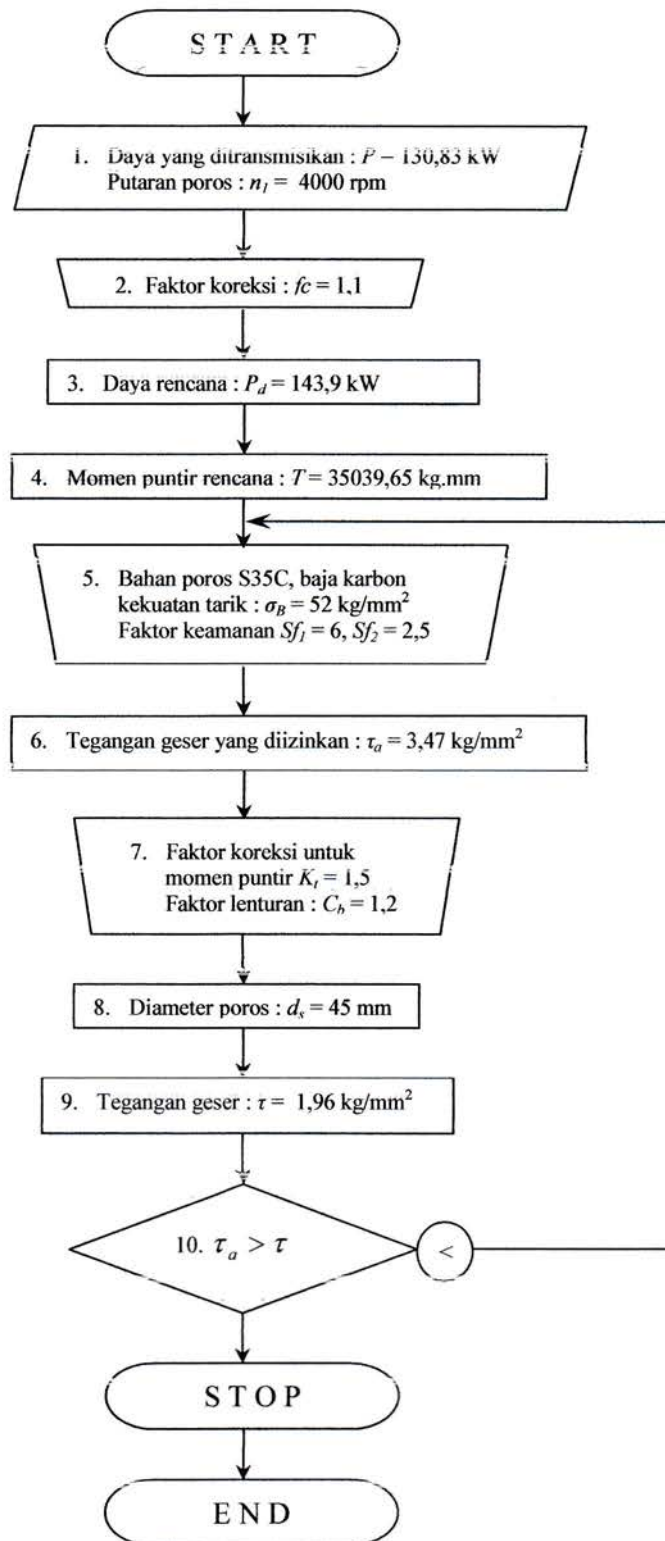
- $\tau$  = tegangan geser (kg/mm<sup>2</sup>)
- $T$  = momen *torsi* rencana (kg.mm)
- $d_s$  = diameter poros (mm)

maka :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 \cdot 35039,65}{45^3} \\ &= \frac{178702,22}{91125} \\ &= 1,96 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu :  $1,96 < 3,47 \text{ kg/mm}^2$  ( aman ).

## Diagram aliran poros

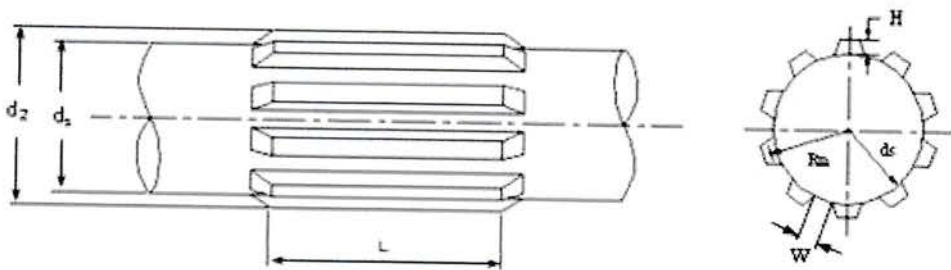


## 3.2. Spline dan Naaf

### 3.2.1. Perancangan Spline

Pada dasarnya fungsi spline adalah sama dengan pasak, yaitu meneruskan daya dan putaran dari poros ke komponen - komponen lain yang terhubung dengannya, ataupun sebaliknya. Perbedaannya adalah spline menyatu atau menjadi bagian dari poros sedangkan pasak merupakan komponen yang terpisah dari poros dan memerlukan alur pada poros untuk pemasangannya.

Selain itu jumlah spline pada suatu konstruksi telah tertentu (berdasarkan standar SAE), sedangkan jumlah pasak ditentukan sendiri oleh perancangannya. Hal ini menyebabkan pemakaian spline lebih menguntungkan dilihat dari segi penggunaannya karena sambungannya lebih kuat dan beban puntirnya merata diseluruh bagian poros dibandingkan dengan pasak yang menimbulkan konsentrasi tegangan pada daerah dimana pasak dipasang.



Gambar. 3.2.1. Spline

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya ( $d_s$ ) sebesar (45 mm) bahan yang digunakan yaitu S35C dengan kekuatan tarik 52 kg/mm<sup>2</sup>, untuk spline pada kendaraan dapat diambil menurut DIN 5462 sampai 5464. Dalam perencanaan ini diambil DIN 5464 untuk beban berat. Seperti yang terdapat pada tabel dibawah ini :

Tabel 3.4. DIN 5462 – DIN 5464

Diameter dalam d1 (mm)	Ringan DIN 5462 Banyaknya Baji			Menengah DIN 5463 Banyaknya Baji			Berat DIN 5464 Banyaknya Baji		
	(i)	d2 (mm)	b (mm)	(i)	d2 (mm)	b (mm)	(i)	d2 (mm)	b (mm)
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3,5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	2,5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7

Diameter maksimum ( diambil  $d_s = 45 \text{ mm}$  )

Dimana :

$$d_s = 0,81 \cdot d_2$$

$$d_2 = \frac{d_s}{0,81}$$

$$d_2 = \frac{45}{0,81}$$

$$= 55,5 \text{ mm} = 56 \text{ mm}$$

Spline yang direncanakan atau ketentuan ukurannya (dari tabel 3.4.) antara lain :

Jumlah ( i ) = 10 buah

Lebar ( b ) = 7 mm

Diameter luar (  $d_2$  ) = 56 mm

Ukuran spline untuk berbagai kondisi operasi telah ditetapkan dalam standar SAE dan dapat dilihat pada tabel 3.5.



**Tabel 3.5. Spesifikasi spline untuk berbagai kondisi operasi ( standar SAE )**

No. of Spline	All fits	Permanent fits		To slide when not under load		To slide when under load	
	w	H	D	H	d	H	d
4	0,241 D	0,075 D	0,850 D	0,125 D	0,750 D	-	-
6	0,250 D	0,050 D	0,900 D	0,075 D	0,850 D	0,100 D	0,800 D
10	0,156 D	0,045 D	0,910 D	0,070 D	0,860 D	0,095 D	0,810 D

(sumber: Mechanical hand book, halaman 15)

Pada kopling ini, jenis spline yang direncanakan adalah spline dengan jumlah 10 (sepuluh) buah pada kondisi meluncur saat dibebani (to slide when under load). Dari tabel 3.5 diperoleh data sebagai berikut :

Tinggi spline ( H ) :

$$\begin{aligned} H &= 0,095 \cdot D \\ &= 0,095 \cdot 56 = 5,32 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antar spline ( w ) :

$$\begin{aligned} w &= 0,156 \cdot D \\ &= 0,156 \cdot 56 = 8,736 \text{ mm} \end{aligned}$$

sedangkan panjang spline diperoleh dari :

$$L = \frac{D^3}{d_s^2} - \frac{(56)^3}{(45)^2} = 86,72 \text{ mm}$$

dan jari - jari rata - rata spline adalah :

$$r_m = \frac{D + d_s}{4} = \frac{56 + 45}{4} = 25,25 \text{ mm}$$

Besar gaya yang bekerja pada Spline :

$$F = \frac{T}{r_m}$$

dimana :

$F$  = gaya yang bekerja pada spline (kg)

$\bar{T}$  = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 35039,65 kg.mm

$rm$  = jari - jari spline (mm)

maka :

$$F = \frac{35039,65}{25,25}$$
$$= 1387,71 \text{ kg}$$

Tegangan tumbuk pada spline adalah :

$$\sigma_t = \frac{F}{i \cdot H \cdot L}$$

dimana :

$\sigma_t$  = tegangan tumbuk ( kg/mm<sup>2</sup>)

$F$  = gaya yang bekerja pada spline (kg)

$i$  = jumlah gigi spline

$L$  = panjang spline (mm)

$H$  = tinggi spline (mm)

maka :

$$\sigma_t = \frac{1387,71}{10 \cdot 5,32 \cdot 86,72}$$
$$= 0,3 \text{ kg / mm}^2$$

Jika tegangan tumbuk yang bekerja ( $\sigma_t$ ) lebih kecil dari tegangan tumbuk izin ( $\sigma_u$ ) maka spline yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan tumbuk.

Tegangan tumbuk untuk bahan S35C yang diizinkan adalah:

$$\sigma_u = \frac{\sigma_B}{i} = \frac{52}{10} = 5,2 \text{ kg / mm}^2$$



Dari hasil diatas diperoleh harganya adalah jauh lebih besar dibandingkan dengan tegangan tumbuk kerjanya ( $\sigma_t < \sigma_{ti}$ ), sehingga spline aman dari kegagalan tegangan tumbuk.

Tegangan geser pada spline adalah :

$$\tau_g = \frac{F}{i \cdot w \cdot L}$$

dimana :  $\tau_g$  = tegangan geser yang terjadi pada spline ( $\text{kg/mm}^2$ )

$F$  = gaya yang bekerja pada spline (kg)

$i$  = jumlah gigi spline

$w$  = jarak antar spline (mm)

$L$  = panjang spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{1387,71}{10 \cdot 8,736 \cdot 86,72} \\ &= 0,18 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Jika tegangan geser izin ( $\tau_{gi}$ ) lebih besar dari tegangan geser kerjanya ( $\tau_g$ ), maka spline yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan geser. Tegangan geser izin untuk bahan S35C adalah :

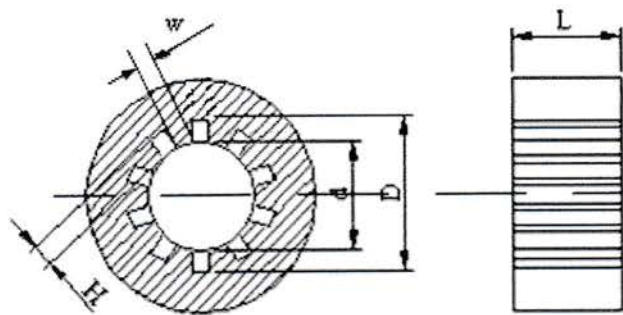
$$\tau_{gi} = 0,577 \cdot \sigma_{ti}$$

$$\tau_{gi} = 0,577 \cdot 5,2 = 3,00 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser untuk bahan S35C jauh lebih besar dari tegangan geser kerjanya ( $\tau_{gi} > \tau_g$ ), sehingga spline aman dari tegangan geser.

### 3.2.2. Perancangan Naaf

Kadang - kadang ukuran spline dan naaf disamakan dalam suatu rancangan, namun dalam kondisi yang sebenarnya terdapat perbedaan ukuran yang sangat kecil antara spline dan naaf. Walaupun perbedaannya adalah kecil tetapi dapat menjadi sangat berpengaruh apabila mesin tersebut memerlukan ketelitian yang tinggi atau bekerja pada putaran tinggi. Oleh karena pertimbangan kemungkinan putaran mesin yang tinggi, maka ukuran naaf akan dihitung sendiri berdasarkan pada ukuran spline sebelumnya.



Gambar. 3.2.2. Naaf

Ukuran naaf untuk berbagai kondisi operasi telah ditetapkan dalam standar SAE dimana adalah sama dengan ukuran untuk ukuran spline. Ukuran - ukuran tersebut dapat dilihat pada tabel 3.5 yang diberikan sebelumnya.

Sesuai dengan spesifikasi spline yang telah ditentukan pada bab sebelumnya, maka data untuk ukuran naaf adalah :

Tinggi naaf (  $H$  ) :

$$\begin{aligned} H &= 0,095 \cdot D \\ &= 0,095 \cdot 56 = 5,32 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antar naaf (  $w$  ) :

$$\begin{aligned} w &= 0,156 \cdot D \\ &= 0,156 \cdot 56 = 8,736 \text{ mm} \end{aligned}$$

sedangkan panjang naaf diperoleh dari :

$$L = \frac{D^3}{d_s^2} = \frac{(56)^3}{(45)^2} = 86,72 \text{ mm}$$

dan jari - jari rata - rata naaf adalah :

$$rm = \frac{D + d_s}{4} = \frac{56 + 45}{4} = 25,25 \text{ mm}$$

Besar gaya yang bekerja pada naaf :

$$F = \frac{T}{rm}$$

dimana :

$F$  = gaya yang bekerja pada naaf (kg)

$T$  = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 12020,33 kg.mm

$rm$  = jari - jari naaf (mm)

maka :

$$F = \frac{35039,65}{25,25} \\ = 1387,71 \text{ kg}$$

Tegangan tumbuk pada naaf adalah :

$$\sigma_i = \frac{F}{i \cdot H \cdot L}$$

dimana :

$\sigma_i$  = tegangan tumbuk ( kg/mm<sup>2</sup>)

$F$  = gaya yang bekerja pada naaf (kg)

$i$  = jumlah gigi naaf

$L$  = panjang naaf (mm)

$H$  = tinggi naaf (mm)

maka :

$$\begin{aligned}\sigma_t &= \frac{1387,71}{10 \cdot 5,32 \cdot 86,72} \\ &= 0,3 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Jika tegangan tumbuk yang bekerja ( $\sigma_t$ ) lebih kecil dari tegangan tumbuk izin ( $\sigma_u$ ) maka spline yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan tumbuk.

Tegangan tumbuk untuk bahan S35C yang diizinkan adalah:

$$\sigma_u = \frac{\sigma_B}{i} = \frac{52}{10} = 5,2 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil diatas diperoleh harganya adalah jauh lebih besar dibandingkan dengan tegangan tumbuk kerjanya ( $\sigma_t < \sigma_u$ ), sehingga naaf aman dari kegagalan tegangan tumbuk.

Tegangan geser pada naaf adalah :

$$\tau_g = \frac{F}{i \cdot w \cdot L}$$

dimana :  $\tau_g$  = tegangan geser yang terjadi pada naaf ( $\text{kg/mm}^2$ )

$F$  = gaya yang bekerja pada naaf (kg)

$i$  = jumlah gigi naaf

$w$  = jarak antar naaf (mm)

$L$  = panjang naaf (mm)

maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{1387,71}{10 \cdot 8,736 \cdot 86,72} \\ &= 0,18 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

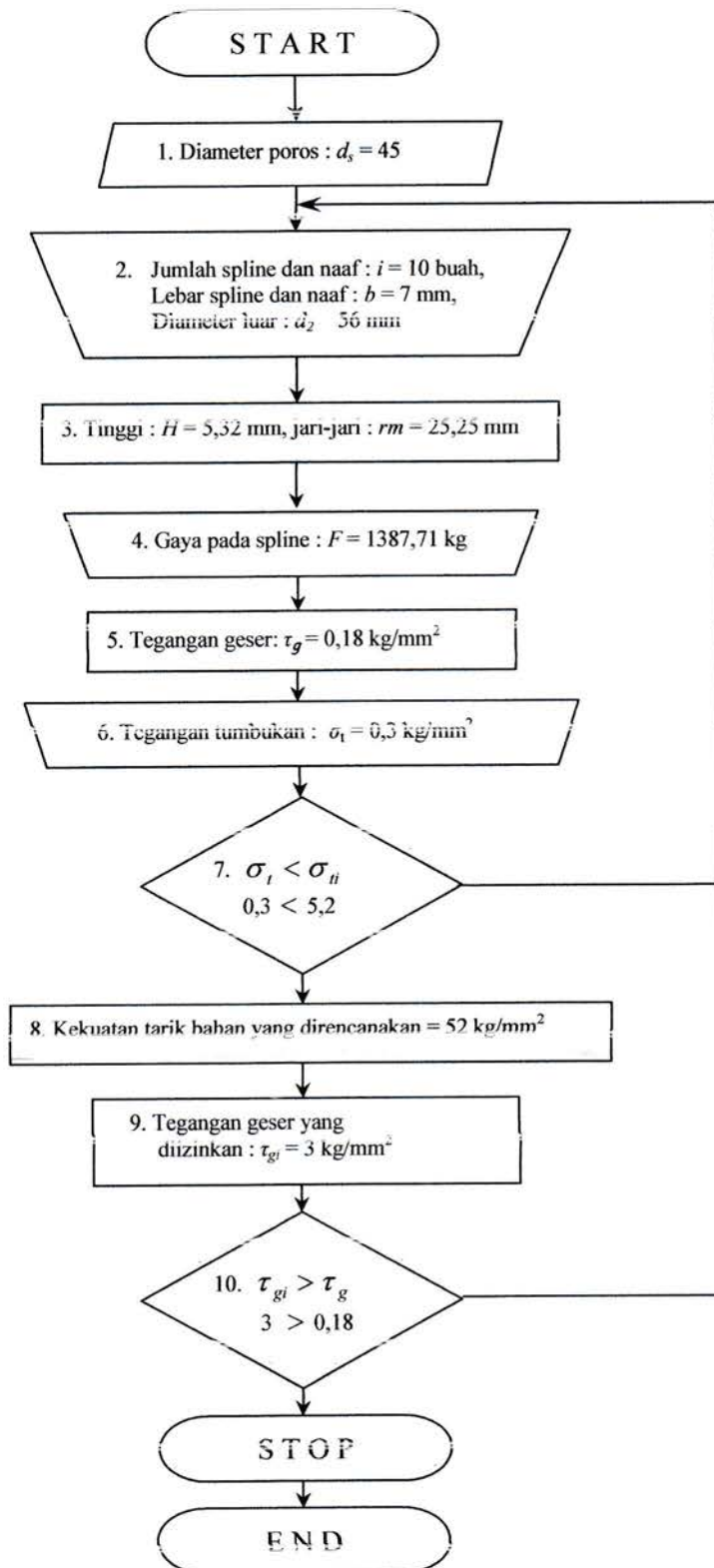
Jika tegangan geser izin ( $\tau_{gi}$ ) lebih besar dari tegangan geser kerjanya ( $\tau_g$ ), maka naaf yang direncanakan adalah aman terhadap tegangan geser. Tegangan geser izin untuk bahan S35C adalah :

$$\tau_{gi} = 0,577 \cdot \sigma_u$$

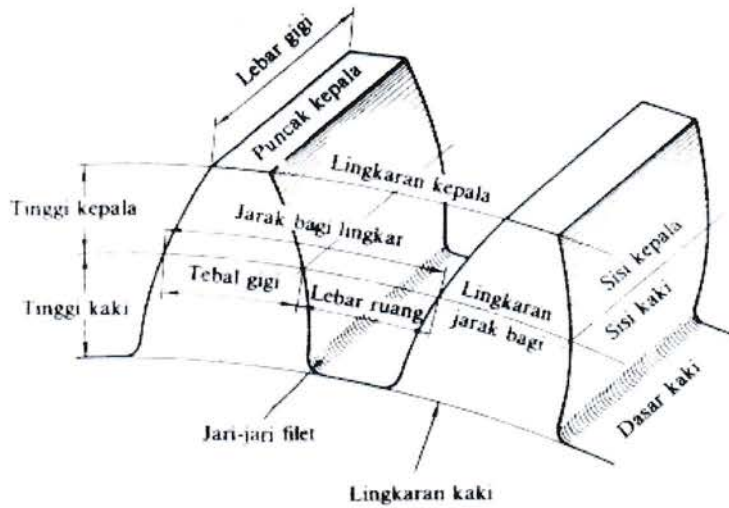
$$\tau_{gi} = 0,577 \cdot 5,2 = 3,00 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser untuk bahan S35C jauh lebih besar dari tegangan geser kerjanya ( $\tau_{gi} > \tau_g$ ), sehingga naaf aman dari tegangan geser.

## Diagram aliran spline dan naaf



### 3.3. Perencanaan Roda Gigi



Gambar. 3.3. Nama - nama bagian roda gigi

Roda gigi transmisi yang direncanakan adalah :

Daya (N) = 178 PS

Putaran (n) = 4000 rpm

Pemindahan daya dan putaran direncanakan dengan transmisi roda gigi secara bertingkat dengan perbandingan gigi sebagai berikut :

PERBANDINGAN GIGI	I	2,842
	II	1,495
	III	1,000
	IV	0,731
	R	2,720



**Tabel 3.6. Faktor bentuk gigi**

Jumlah gigi z	Y	Jumlah gigi z	Y	Jumlah gigi z	Y
10	0,201	19	0,314	43	0,396
11	0,226	20	0,320	50	0,408
12	0,245	21	0,327	60	0,421
13	0,261	23	0,333	75	0,434
14	0,276	25	0,339	100	0,446
15	0,289	27	0,349	150	0,459
16	0,295	30	0,358	300	0,471
17	0,302	34	0,371	Batang gigi	0,484
18	0,308	38	0,383		

**Tabel 3.7. Faktor dinamis  $f_v$**

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	$v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

Sumber : lit. 1 hal 240, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

### 3.3.i. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Satu

Diketahui :  $P = 178 \text{ PS} = 130,83 \text{ kW}$

$n_i = 4000 \text{ rpm}$

$i = 2,842$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )

Perbandingan putaran :

$$n_1 = \frac{n_i}{i} = \frac{4000}{2,842} = 1407,46$$

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$



Daya rencana  $Pd$  :

$$Pd = fc \cdot P \\ = 1,1 \cdot 130,83 = 143,9 \text{ kW}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 216})$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 2,842} = 104,11 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 216})$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 2,842}{1 + 2,842} = 295,88 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 214})$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{104,11}{6} = 17,35 \approx 18$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{295,88}{6} = 49,3 \approx 50$$

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 216})$$

$$i = \frac{50}{18} = 2,78$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned}d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 18 \cdot 6 = 108 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 50 \cdot 6 = 300 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{108 + 300}{2} = 204 \text{ mm}\end{aligned}$$

Keionggaran puncak :

$$\begin{aligned}C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5\end{aligned}$$

Diameter kepala :

$$\begin{aligned}d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (18 + 2) \cdot 6 = 120 \text{ mm} \\ d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (50 + 2) \cdot 6 = 312 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (18 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 93 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (50 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 285 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.6.

$$z_1 = 18 \rightarrow Y_1 = 0,308$$

$$z_2 = 50 \rightarrow Y_2 = 0,408$$

Kecepatan keiling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots \dots \dots \text{ ( Lit 1, hal 238 )}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 108 \cdot 4000}{60 \cdot 1000} = 22,6 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v} \dots \dots \dots \text{ ( Lit 1, hal 238 )}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 143,9}{22,6} = 649,46 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

Harga kecepatan  $v$  yang diperoleh ( 22,6 m/s ), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan (  $v = 20 - 50 \text{ m/s}$  ) dari tabel 3.7. dengan persamaan :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{22,6}} = 0,54$$

Bahan masing – masing gigi perakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187 \text{ (rata-rata)}$

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $\bar{H}_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 HB dengan besi cor maka,  $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 240})$$

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,308 \cdot 0,54 \\ &= 25,95 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,408 \cdot 0,54 \\ &= 11,9 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 244})$$

$$\begin{aligned} F'_H &= 0,54 \cdot 0,079 \cdot 108 \cdot \frac{2 \cdot 50}{18 + 50} \\ &= 6,77 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 6,77 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_H$

Lebar sisi :

$$b = F_t / F'_{\min} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 240})$$

$$b = 649,46 / 6,77 = 95,93 \text{ mm}$$

### 3.3.2. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Dua

Diketahui :  $P = 178 \text{ PS} = 130,83 \text{ kW}$

$n_i = 4000 \text{ rpm}$

$i = 1,495$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )

Perbandingan putaran :

$$n_2 = \frac{n_i}{i} = \frac{4000}{1,495} = 2675,58$$

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $P_d$  :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 130,83 = 143,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \\ d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + 1,495} = 160,32 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{i + 1} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,495}{1 + 1,495} = 239,68 \text{ mm} \end{aligned}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{160,32}{6} = 26,72 \approx 27$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{239,68}{6} = 39,95 \approx 40$$

Perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{40}{27} = 1,48$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 27 \cdot 6 = 162 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 40 \cdot 6 = 240 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{162 + 240}{2} = 201 \text{ mm} \end{aligned}$$

Keonggaran puncak :

$$\begin{aligned} C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5 \end{aligned}$$



Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (27 + 2) \cdot 6 = 174 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (40 + 2) \cdot 6 = 252 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (27 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 147 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (40 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 225 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.6.

$$z_1 = 27 \rightarrow Y_1 = 0,349$$

$$z_2 = 40 \rightarrow Y_2 = 0,383 + \left[ \frac{40 - 38}{43 - 38} \cdot (0,396 - 0,383) \right]$$

$$Y_2 = 0,388$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 162 \cdot 4000}{60 \cdot 1000} = 33,9 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 143,9}{33,9} = 432,97 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

Harga kecepatan  $v$  yang diperoleh ( 33,9 m/s ), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan ( $v = 20 - 50 \text{ m/s}$ ) dari tabel 3.7. dengan persamaan :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{33,9}} = 0,48$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 HB dengan besi cor maka,  $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,349 \cdot 0,48 \\ &= 26,13 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,388 \cdot 0,48 \\ &= 10,06 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_{H} &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_{H} &= 0,48 \cdot 0,079 \cdot 162 \cdot \frac{2 \cdot 40}{27 + 40} \\ &= 7,33 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 7,33 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_{H}$

Lebar sisi :

$$\begin{aligned} b &= F_t / F'_{\min} \\ b &= 432,97 / 7,33 = 59,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.3. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Tiga

Diketahui :  $P = 178 \text{ PS} = 130,83 \text{ kW}$

$n_i = 4000 \text{ rpm}$

$i = 1,000$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )

Perbandingan putaran :

$$n_3 = \frac{n_i}{i} = \frac{4000}{1,000} = 4000$$

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $Pd$  :

$$\begin{aligned} Pd &= f_c \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 130,83 = 143,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \\ d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + 1,000} = 200 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,000}{1 + 1,000} = 200 \text{ mm} \end{aligned}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$\begin{aligned} m &= \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m} \\ z_1 &= \frac{d_1}{m} = \frac{200}{6} = 33,33 \approx 34 \\ z_2 &= \frac{d_2}{m} = \frac{200}{6} = 33,33 \approx 34 \end{aligned}$$

Perbandingan gigi :

$$\begin{aligned} i &= \frac{z_2}{z_1} \\ i &= \frac{34}{34} = 1 \end{aligned}$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned}d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 34 \cdot 6 = 204 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 34 \cdot 6 = 204 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{204 + 204}{2} = 204 \text{ mm}\end{aligned}$$

Keonggaran puncak :

$$\begin{aligned}C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5\end{aligned}$$

Diameter kepala :

$$\begin{aligned}d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (34 + 2) \cdot 6 = 216 \text{ mm} \\ d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (34 + 2) \cdot 6 = 216 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (34 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 189 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (34 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 189 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.6.

$$z_1 = 34 \rightarrow Y_1 = 0,371$$

$$z_2 = 34 \rightarrow Y_2 = 0,371$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 204 \cdot 4000}{60 \cdot 1000} = 42,7 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 143,9}{42,7} = 343,74 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

Harga kecepatan  $v$  yang diperoleh ( 42,7 m/s ), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan ( $v = 20 - 50 \text{ m/s}$ ) dari tabel 3.7. dengan persamaan :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{42,7}} = 0,46$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187 \text{ (rata-rata)}$



Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $\bar{H}_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>B</sub> dengan besi cor  
maka,  $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,371 \cdot 0,46 \\ &= 26,62 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,371 \cdot 0,46 \\ &= 9,22 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_{H} &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_{H} &= 0,46 \cdot 0,079 \cdot 204 \cdot \frac{2 \cdot 34}{34 + 34} \\ &= 7,41 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 7,41 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_{H}$

Lebar sisi :

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

$$b = 343,74 / 7,41 = 46,4 \text{ mm}$$

### 3.3.4. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Empat

Diketahui :  $P = 178 \text{ PS} = 130,83 \text{ kW}$

$$n_i = 4000 \text{ rpm}$$

$$i = 0,731 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

Perbandingan putaran :

$$n_a = \frac{n_i}{i} = \frac{4000}{0,731} = 5471,96$$

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $P_d$  :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 130,83 = 143,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_i = \frac{2 \cdot 200}{1 + i}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 0,731} = 231,08 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,731}{1 + 0,731} = 168,92 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{231,08}{6} = 38,51 \approx 39$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{168,92}{6} = 28,15 \approx 29$$

Perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{29}{39} = 0,74$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 39 \cdot 6 = 234 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 29 \cdot 6 = 174 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{234 + 174}{2} = 204 \text{ mm} \end{aligned}$$

Keonggaran puncak :

$$\begin{aligned} C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 6 = 1,5 \end{aligned}$$

Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (39 + 2) \cdot 6 = 246 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (29 + 2) \cdot 6 = 186 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (39 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 219 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (29 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 159 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.6.

$$z_1 = 39 \rightarrow Y_1 = 0,383 + \left[ \frac{39 - 38}{43 - 38} \cdot (0,396 - 0,383) \right]$$

$$Y_1 = 0,386$$

$$z_2 = 29 \rightarrow Y_2 = 0,349 + \left[ \frac{29 - 27}{30 - 27} \cdot (0,358 - 0,349) \right]$$

$$Y_2 = 0,355$$

Kecepatan keiling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 234 \cdot 4000}{60 \cdot 1000} = 48,98 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F_t = \frac{102 \cdot 143,9}{48,98} = 299,67 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

Harga kecepatan  $v$  yang diperoleh ( 48,98 m/s ), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan ( $v = 20 - 50 \text{ m/s}$ ) dari tabel 3.7. dengan persamaan :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{48,98}} = 0,44$$

Bahan masing – masing gigi perakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>B</sub> dengan besi cor  
maka,  $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,386 \cdot 0,44 \\ &= 26,5 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,355 \cdot 0,44 \\ &= 8,43 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_H &= 0,44 \cdot 0,079 \cdot 234 \cdot \frac{2 \cdot 29}{39 + 29} \\ &= 6,94 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 6,94 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_H$

Lebar sisi :

$$\begin{aligned} b &= F_t / F'_{\min} \\ b &= 299,67 / 6,94 = 43,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.5. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Mundur (Reverse)

Diketahui :  $P = 178 \text{ PS} = 130,83 \text{ kW}$

$n_i = 4000 \text{ rpm}$

$i = 2,720$  ( Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi )



Perbandingan putaran :

$$n_r = \frac{n_i}{i} = \frac{4000}{2,720} = 1470,58$$

Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil  $f_c = 1,1$

Daya rencana  $P_d$  :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 130,83 = 143,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 2,720} = 107,53 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 2,720}{1 + 2,720} = 292,47 \text{ mm}$$

Modul pahat  $m = 6$

Jumlah gigi :

$$m = \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{107,53}{6} = 17,92 \approx 18$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{292,47}{6} = 48,74 \approx 49$$

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1}$$
$$i = \frac{49}{18} = 2,722$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$d_{01} = z_1 \cdot m$$
$$= 18 \cdot 6 = 108 \text{ mm}$$
$$d_{02} = z_2 \cdot m$$
$$= 49 \cdot 6 = 294 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros :

$$a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2}$$
$$= \frac{108 + 294}{2} = 201 \text{ mm}$$

Kelonggaran puncak :

$$C_k = 0,25 \cdot m$$
$$= 0,25 \cdot 6 = 1,5$$

Diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (18 + 2) \cdot 6 = 120 \text{ mm}$$
$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (49 + 2) \cdot 6 = 306 \text{ mm}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (18 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 93 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (49 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 279 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan :

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.6.

$$\begin{aligned}z_1 = 18 &\rightarrow Y_1 = 0,308 \\ z_2 = 49 &\rightarrow Y_2 = 0,396 + \left[ \frac{49 - 43}{50 - 43} \cdot (0,408 - 0,396) \right] \\ &Y_2 = 0,406\end{aligned}$$

Kecepatan keliling :

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000} \\ v &= \frac{3,14 \cdot 108 \cdot 4000}{60 \cdot 1000} = 22,6 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Gaya tangensial :

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{102 \cdot Pd}{v} \\ F_t &= \frac{102 \cdot 143,9}{22,6} = 649,46 \text{ kg}\end{aligned}$$

Faktor dinamis :

Harga kecepatan  $v$  yang diperoleh ( 22,6 m/s ), maka diambil faktor dinamis untuk kecepatan ( $v = 20 - 50$  m/s) dari tabel 3.7. dengan persamaan :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$$
$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{22,6}} = 0,54$$

Bahan masing – masing gigi perlakuan panas :

Pinyon S 35 C :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B1} = 187$  (rata-rata)

Roda gigi besar FC 20 :

Kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 20 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan gigi  $H_{B2} = 170$  (rata-rata)

Tegangan lentur yang diizinkan :

S 35 C :  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

FC 20 :  $\sigma_{a2} = 9 \text{ kg/mm}^2$

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H<sub>R</sub> dengan besi cor maka,  $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$
$$\bar{F}_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$
$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,308 \cdot 0,54$$
$$= 25,95 \text{ kg/mm}$$

$$\begin{aligned}
 F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\
 &= 9 \cdot 6 \cdot 0,406 \cdot 0,54 \\
 &= 11,84 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

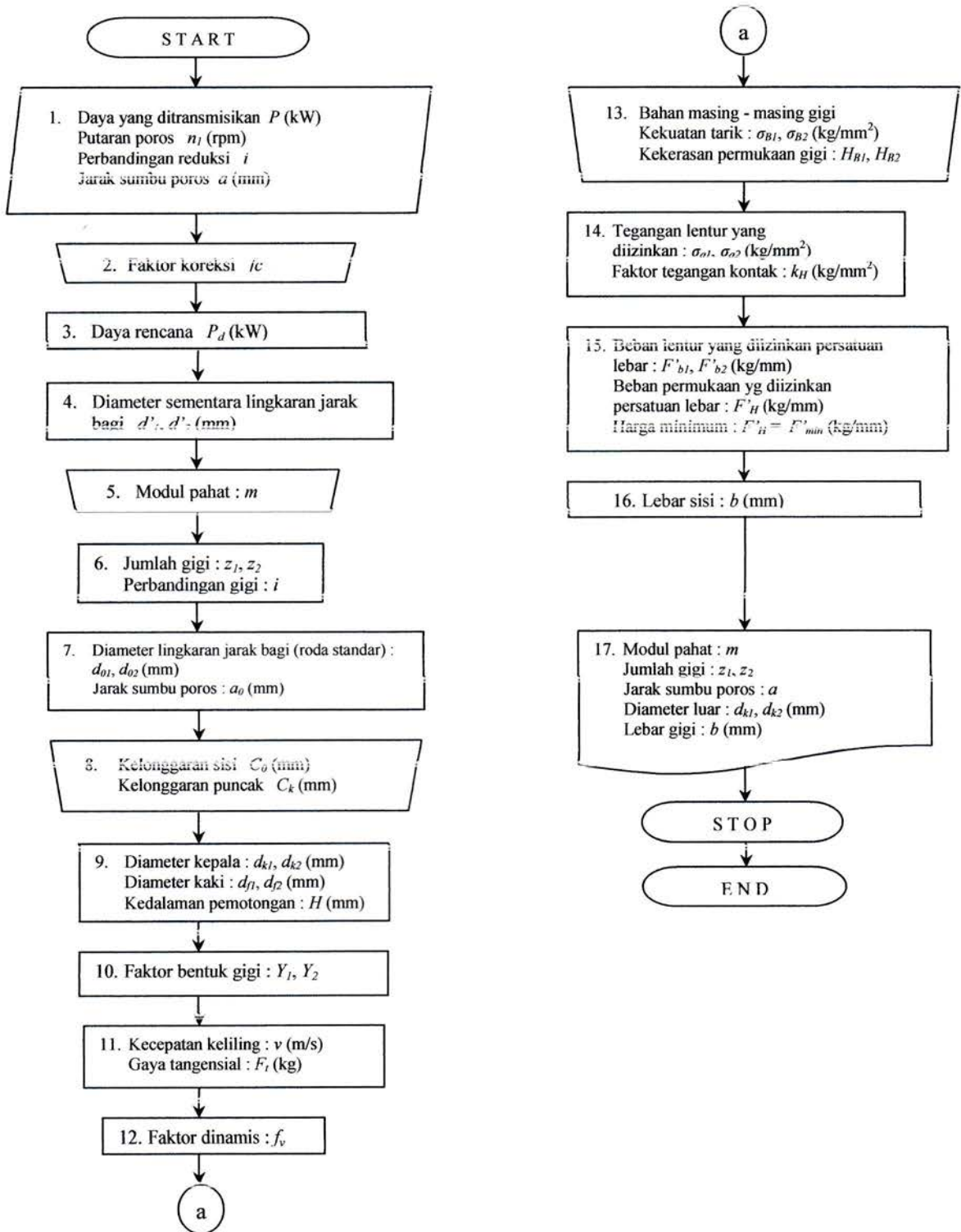
$$\begin{aligned}
 F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\
 F'_H &= 0,54 \cdot 0,079 \cdot 108 \cdot \frac{2 \cdot 49}{18 + 49} \\
 &= 6,74 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Harga minimum  $F'_{\min} = 6,74 \text{ kg/mm}$  dari  $F'_H$

Lebar sisi :

$$\begin{aligned}
 b &= F_t / F'_{\min} \\
 b &= 649,46 / 6,74 = 96,36 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

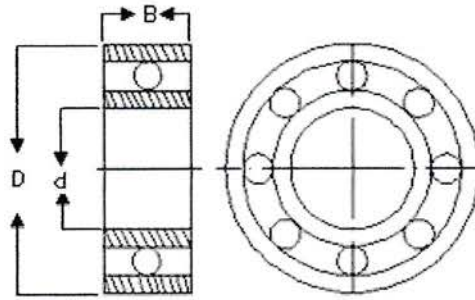
## Diagram aliran roda gigi





### 3.4. Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros yang berbeban sehingga putaran dan getaran bolak - balik dapat berputar secara halus, dan tahan lama. Bantalan harus kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesinnya bekerja dengan baik, jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak berkerja semestinya.



Gambar. 3.4. Bantalan geinding

Momen yang ditransmisikan dari poros  $T = 35039,65 \text{ kg} \cdot \text{mm}$  dan putaran  $(n) = 4000 \text{ rpm}$ .

Tabel 3.8. Bantalan Bola

Nomor Bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik $C$ (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik $C_0$ (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	6002ZZ	6002VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	6004ZZ	6004VV	20	42	12	1	735	465
6005	6005ZZ	6005VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	6007ZZ	6007VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	6008ZZ	6008VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	6010ZZ	6010VV	50	80	16	1,5	1710	1430

Sumber : lit. I hal 143, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya ( $d_s$ ) sebesar (45 mm). Berdasarkan dari tabel 3.8. di atas maka ukuran - ukuran dari bantalan dapat ditentukan sebagai berikut :

Nomor bantalan 6009,

Diameter bantalan :  $D = 75 \text{ mm}$

Lebar bantalan :  $B = 16 \text{ mm}$

Kapasitas nominal dinamis spesifik :  $C = 1640 \text{ kg}$

Kapasitas nominal statis spesifik :  $C_o = 1320 \text{ kg}$

Untuk bantalan bola alur dalam  $\frac{F_a}{C_o} = 0,014$  (direncanakan) dari tabel 3.9. di bawah ini :

**Tabel 3.9. Faktor - faktor V, X, Y dan X<sub>0</sub>, Y<sub>0</sub>**

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pd cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$			X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>
				V	X	Y	X	Y	X					
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_o = 0,014$	1	1,2		2,30				2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5
	= 0,028				1,99				1,99	0,22				
	= 0,056				1,71				1,71	0,26				
	= 0,084				1,55	1	0	0,56	1,55	0,28				
	= 0,11				1,45				1,45	0,30				
	= 0,17				1,31				1,31	0,34				
	= 0,28				1,15				1,15	0,38				
	= 0,42				1,04				1,04	0,42				
= 0,56		1,00				1,00	0,44							
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00		1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	1	0,42	0,84
	= 25°			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68			0,38	0,76
	= 30°			0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80			0,33	0,66
	= 35°			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95			0,29	0,58
	= 40°			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14			0,26	0,52

Sumber : lit. 1 hal 135, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Beban aksial bantalan  $F_a$  :

$$\begin{aligned} F_a &= C_o \cdot 0,014 \\ &= 1320 \cdot 0,014 = 18,48 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dari tabel di atas juga dapat diketahui harga beban radial  $F_r$  dengan menggunakan persamaan :

$$\frac{\bar{F}_a}{v \cdot F_r} > e$$

dimana :  $v$  = beban putar pada cincin dalam  
 $e = 0,19$

maka :

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{\bar{F}_a}{v \cdot e} \\ &= \frac{18,48}{1 \cdot 0,19} = 97,26 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan demikian beban ekivalen dinamis  $P$  dapat diketahui melalui persamaan di bawah ini :

$$\bar{P} = X \cdot \bar{F}_r + Y \cdot \bar{F}_a$$

dimana :  $P$  = beban ekivalen (kg)  
 $F_r$  = beban radial (kg)  
 $\bar{F}_a$  = beban aksial (kg)  
 $X, Y$  = harga - harga baris tunggal yang terdapat dalam tabel 3.9. di atas

maka :

$$\begin{aligned} P &= 0,56 \cdot 97,26 + 2,30 \cdot 18,48 \\ &= 96,96 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jika  $C$  (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan  $P$  (kg) beban ekivalen dinamis, maka faktor kecepatan  $f_n$  bantalan adalah :

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3}$$
$$f_n = \left( \frac{33,3}{4000} \right)^{1/3} = 0,206$$

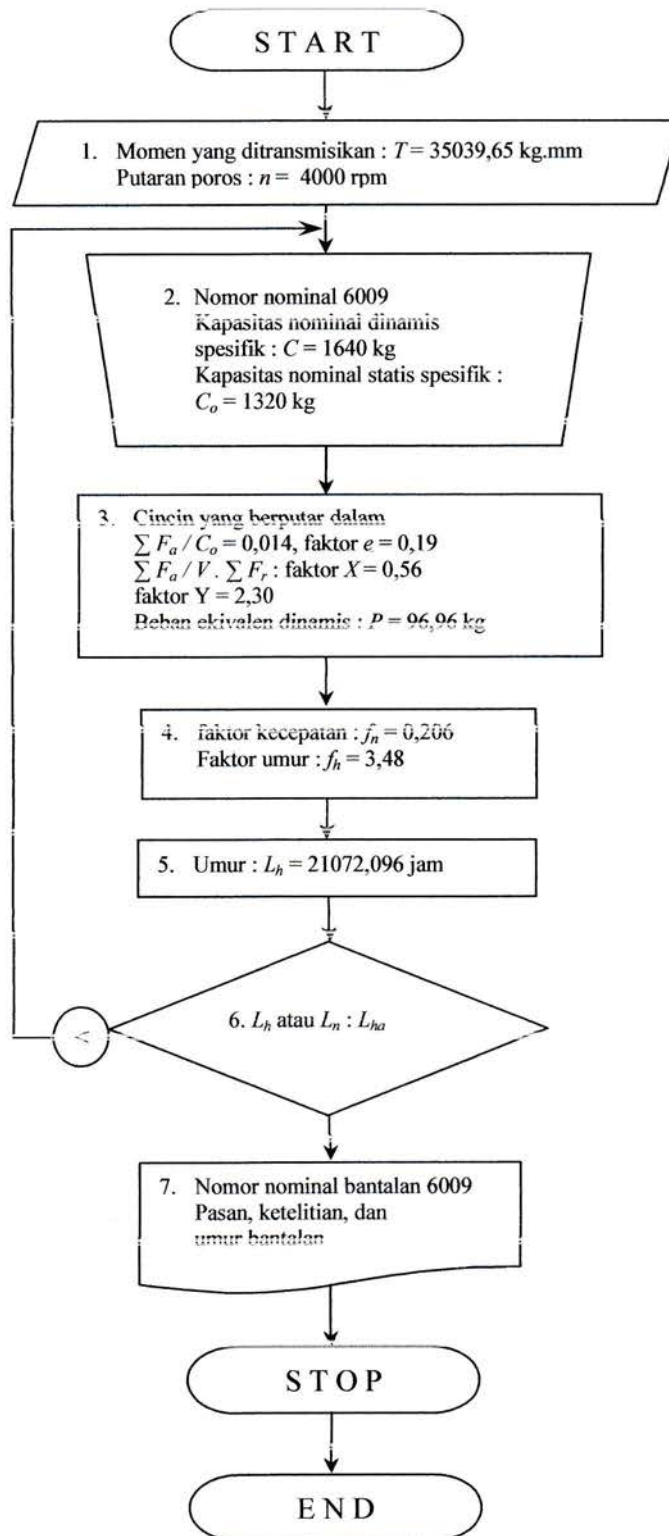
Faktor umur bantalan  $f_h$  :

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P}$$
$$= 0,206 \cdot \frac{1640}{96,96} = 3,48$$

Umur nominal dari bantalan  $L_n$  :

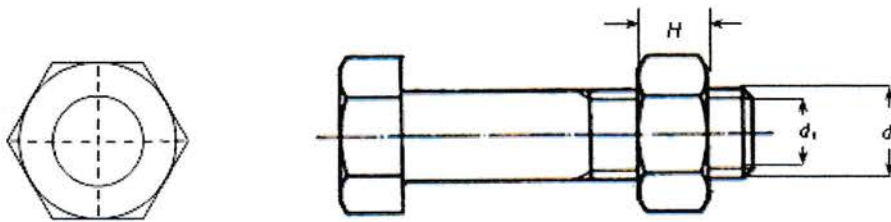
$$L_n = 500 \cdot (f_n)^3$$
$$= 500 \cdot (3,48)^3 = 21072,096 \text{ jam}$$

## Diagram aliran bantalan geinding



### 3.5. Baut dan Mur

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang sangat penting untuk mencegah kecelakaan atau kerusakan pada mesin. Pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat harus dilakukan dengan seksama untuk mendapatkan ukuran yang sesuai. Di dalam perencanaan roda gigi ini, baut dan mur berfungsi sebagai pengikat gear box, pengikat poros penggerak. Untuk menentukan ukuran baut dan mur, berbagai faktor harus diperhatikan seperti sifat gaya yang bekerja pada baut, syarat kerja, kekuatan bahan, kelas ketelitian, dan lain - lain.



Gambar. 3.5. Baut dan Mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan

$$W = P \text{ pada bantalan} = 96,96 \text{ kg}$$

$$\text{Faktor koreksi (fc)} = 1,2$$

Maka beban rencana  $W_d$  :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,2 \cdot 96,96$$

$$= 116,352 \text{ kg}$$

Bahan mur dipakai baja liat dengan kadar karbon 0,22 %

$$\text{Kekuatan tarik} : \sigma_B = 42 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Faktor keamanan} : S_f = 7 \text{ dengan tegangan yang di izinkan } \sigma_a = 6 \text{ kg/mm}^2$$

( dfinis tinggi )



Diameter inti yang diperlukan

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot W_a}{\pi \cdot \sigma_a}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 116,352}{3,14 \cdot 6}}$$

$$d_1 \geq 4,97 \text{ mm}$$

**Tabel 3.10. Ukuran standar ulir kasar metris**

Ulir			Jarak bagi $p$	Tinggi kaitan $H_1$	Ulir dalam		
					Diameter luar $D$	Diameter efektif $D_2$	Diameter dalam $D_1$
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar $d$	Diameter efektif $d_2$	Diameter inti $d_1$
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8			1,25	0,541	7,000	6,350	5,917
M 10		M 9	1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
			1,5	0,812	9,000	8,188	7,647
		M 11	1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
M 12	M 14		1,75	0,947	10,000	10,026	9,376
M 16			2	1,083	12,000	10,863	10,106
M 20	M 18		2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2,5	1,353	16,000	14,701	13,835
			2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 24	M 22		2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
			3	1,624	24,000	22,051	20,752
M 30	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670

Sumber : lit. 1 hal 290, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Dipilih ulir metris kasar diameter inti  $d_1 = 5,917 \text{ mm} > 4,97 \text{ mm}$  dari tabel 3.10. di atas.



Maka pemilihan ulir standar ulir luar

$$\begin{aligned} \text{diameter luar} & \quad d = 7 \text{ mm} \\ \text{diameter inti} & \quad d_1 = 5,917 \text{ mm} \\ \text{jarak bagi} & \quad p = 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_a = (0,5 - 0,75) \cdot \sigma_a \rightarrow \text{diambil } 0,5$$

maka :

$$\tau_a = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ kg/mm}^2$$

dengan tekanan permukaan yang diizinkan  $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{Diameter luar ulir dalam} & \quad \bar{D} = 7 \text{ mm} \\ \text{Diameter efektif ulir dalam} & \quad D_2 = 6,350 \text{ mm} \\ \text{Tinggi kaitan gigi dalam} & \quad H_1 = 0,541 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah ulir mur yang diperlukan

$$z \geq \frac{W_d}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot q_a}$$

- dimana :
- $z$  = jumlah ulir mur
  - $W_d$  = beban rencana (kg)
  - $D$  = diameter efektif ulir dalam (mm)
  - $H_1$  = tinggi kaitan gigi dalam (mm)
  - $q_a$  = tekanan permukaan izin ( $\text{kg/mm}^2$ )

$$\text{Maka: } z \geq \frac{116,352}{3,14 \cdot 6,350 \cdot 0,541 \cdot 3}$$

$$z \geq 3,6 \rightarrow 4$$

Tinggi mur

$$H = z \cdot p$$

$$H = 4 \cdot 1 = 4 \text{ mm}$$

Jumlah ulir mur

$$z' = \frac{H}{p}$$

$$z' = \frac{4}{1} = 4$$

Tegangan geser akar ulir baut

$$\tau_b = \frac{W}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } k = 0,84)$$

$$\tau_b = \frac{96,96}{3,14 \cdot 5,917 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 4} = 1,55 \text{ kg/mm}^2$$

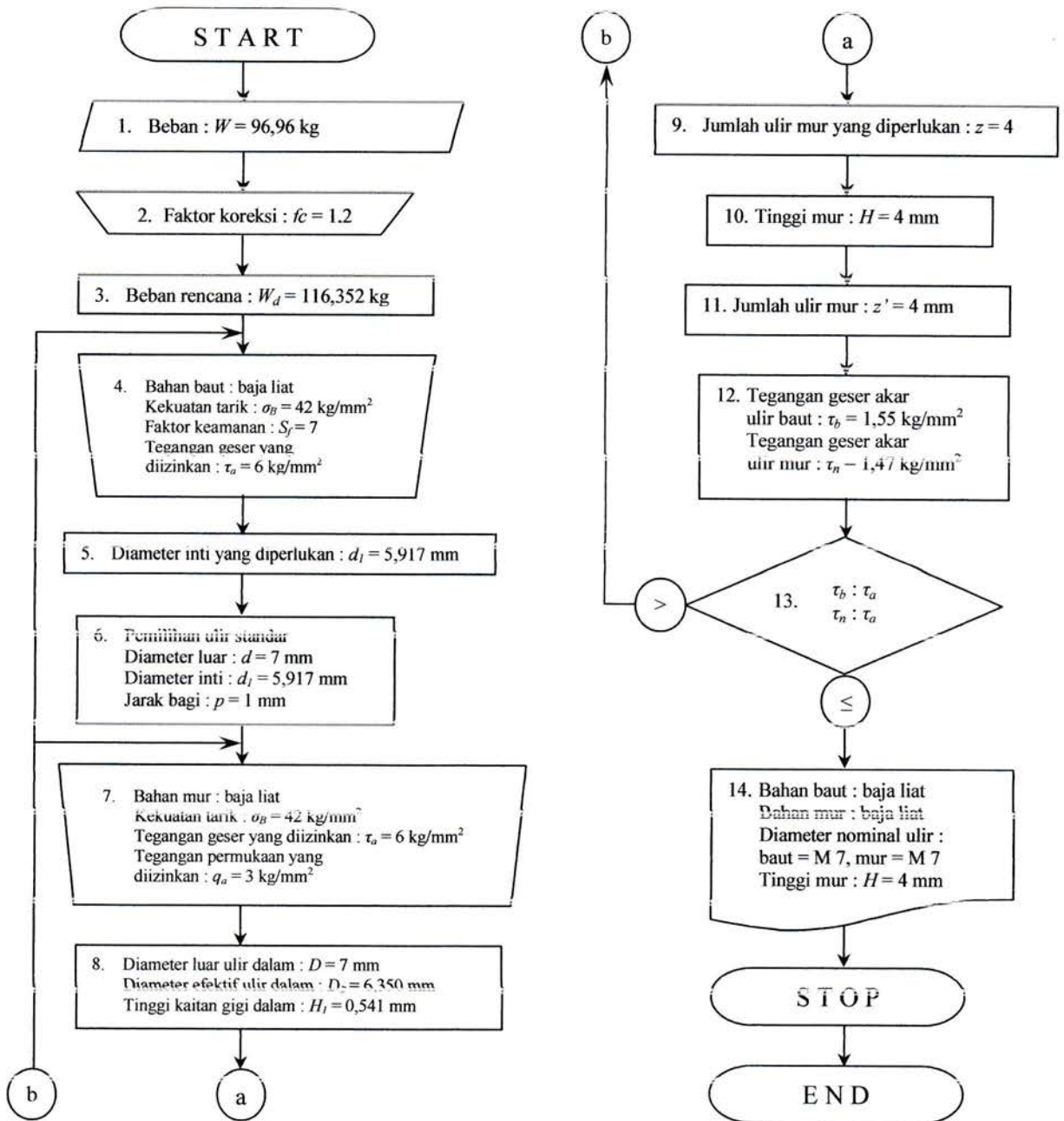
Tegangan geser akar ulir mur

$$\tau_n = \frac{W}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } j = 0,75)$$

$$\tau_n = \frac{96,96}{3,14 \cdot 7 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 4} = 1,47 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir baut ( $\tau_b$ ) dan tegangan geser akar ulir mur ( $\tau_n$ ) harus lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ) untuk pembebanan seluruh ulir yang merata, sehingga baut dan mur yang direncanakan aman terhadap tegangan geser.

## Diagram aliran baut dan mur



## BAB 4

### KESIMPULAN

Daalam perencanaan roda gigi pada umumnya mempunyai keterbatasan pada pemakaiannya. Walaupun bahan utamanya adalah yang terbaik, bahan yang digunakan adalah SNC 1 untuk pinyon dan FC20 untuk roda gigi. Maka salah satu jalan untuk memperpanjang roda gigi dan elemen - elemen adalah dengan memperhitungkan poin-poin di bawah ini.

Perencanaan roda gigi ini bekerja berulang - ulang karena roda gigi n, 1, 2, 3, 4, 5 yang bekerja. Dengan demikian dapat dilihat mesin dan perlengkapannya sangat erat hubungannya sesuai keperluan kebutuhan.

Untuk kelanggengan mesin maka ada beberapa hal yang harus diperhatikan :

1. Faktor pemilihan bahan sangat berpengaruh terhadap hasil roda gigi yang direncanakan.
2. Langkah - langkah yang merupakan perlengkapan dari keseluruhan termasuk dasar bagian mesin antara lain : transmisi adalah suatu alat penghubung antara mesin dan rangka.
3. Kontruksi roda gigi yang cukup sederhana.
4. Pada perancangan transmisi roda gigi *gear ratio* yang ada dalam spesifikasi harus disesuaikan dengan jarak sumbu dan modul pahat untuk mendapatkan jumlah gigi yang sesuai.
5. Pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat sangat penting untuk mencegah kecelakaan atau kerusakan pada mesin.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso. Ir. MSME dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta 2004.
2. Niemann. H. Winter, *Elemen Mesin Jilid 2*, Eriangga, Jakarta 1992.
3. Jac Stolk. Ir dan C. Kros. Ir, *Elemen Mesin (Elemen Kontruksi Bangunan Mesin)*, Eriangga, Jakarta 1993.



