

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
RODA GIGI MITSUBISHI XPANDER ULTIMATE

Daya (N) : 104 Ps

Putaran (n) : 6000 Rpm

Disusun oleh :

YOGA ARMADA RITONGA
NPM : 168130095



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2020

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN RODA GIGI MITSUBISHI XPANDER ULTIMATE

Daya (N) : 104 Ps

Putaran (n) : 6000 Rpm

Disusun oleh :

YOGA ARMADA RITONGA
NPM : 168130095

Disetujui Oleh :

Ketua Program Studi

(ZULFIKAR, ST, MT)

Dosen Pembimbing Rancangan



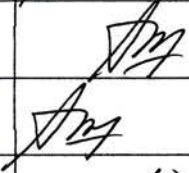
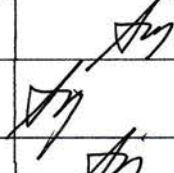
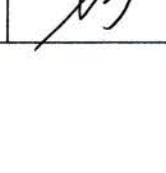
Koordinator Tugas



(IR. AMIRSYAM NASUTION, MT)

(IR. AMRU SIREGAR, MT)

LEMBAR ASISTENSI
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
(RODA GIGI)

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF
			
			
			
			
			
			

Medan,

Dosen Pembimbing



(IR. AMIRSYAM NASUTION, MT)

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (RODA GIGI)

Nama Mahasiswa : YOGA ARMADA RITONGA
NPM : 168130095
Semester : VII (Tujuh)

SPEKIFIKASI :

Rencanakanlah RODA GIGI untuk kendaraan MITSUBISHI XPANDER ULTIMATE dengan:

Daya (N) : 104 Ps

Putaran (n) : 6000 rpm

Perencanaan meliputi bagian-bagian utama RODA GIGI dan gambar teknik, data lain

tentukan sendiri.

Diberikan Tanggal :
Selesai tanggal :
Asistensi Setiap :

Medan,

Dosen Pembimbing


(IR. AMISYAM NASUTION, MT)

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr. Wb

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 Medan Area Prodi Teknik Mesin untuk merancang sebuah Roda gigi. Dalam tugas Perancangan Roda gigi ini, penulis merancang Roda gigi jenis kendaraan MITSUBISHI XPANDER ULTIMATE dengan Daya : 104 Ps dan Putaran : 6000 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 IR. AMIRSYAM NASUTION, MT sebagai Dosen Pembimbing 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,

YOGA ARMADA RITONGA
168130095

DAFTAR ISI

	Halaman
LEMBAR PENGESAHAN	
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR GAMBAR	iv
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR DIAGRAM ALIRAN	vi
SKEMA GAMBAR RODA GIGI	vii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Perencanaan	1
1.2. Tujuan Perencanaan	1
1.3. Batasan Masalah	1
1.4. Sistematika Penulisan	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Devinisi Roda Gigi	3
2.2. Klasifikasi Roda Gigi	3
2.3. Macam-Macam Roda Gigi	5
BAB 3 PERHITUNGAN UKURAN UTAMA RODA GIGI	11
3.1. Poros	11
3.2. Spline dan Naaf	18
3.3. Perencanaan Roda Gigi	24
3.4. Bantalan	51
3.5. Baut Dan Mur	56
BAB 4 KESIMPULAN	61
DAFTAR PUSTAKA	
GAMBAR	

DAFTAR GAMBAR

GAMBAR	NAMA GAMBAR	HALAMAN
2.1.	Roda Gigi Lurus	5
2.2.	Roda Gigi Miring	6
2.3.	Roda Gigi Miring Ganda	6
2.4.	Roda Gigi Dalam Dan Pinyon	7
2.5.	Roda Gigi Dan Pinyon	7
2.6.	Roda Gigi Kerucut Lurus	8
2.7.	Roda Gigi Kerucut Spira	8
2.8.	Roda Gigi Permukaan	9
2.9.	Roda Gigi Miring Silang	10
2.10.	Roda Gigi Cacing Silindris	10
2.11.	Roda Gigi Selubung Ganda	10
3.1.	Poros	11
3.2.	Spline	18
3.3.	Nama-Nama Bagian Roda Gigi	24
3.5.	Bantalan	51
3.6.	Baut Dan Mur	56
		35

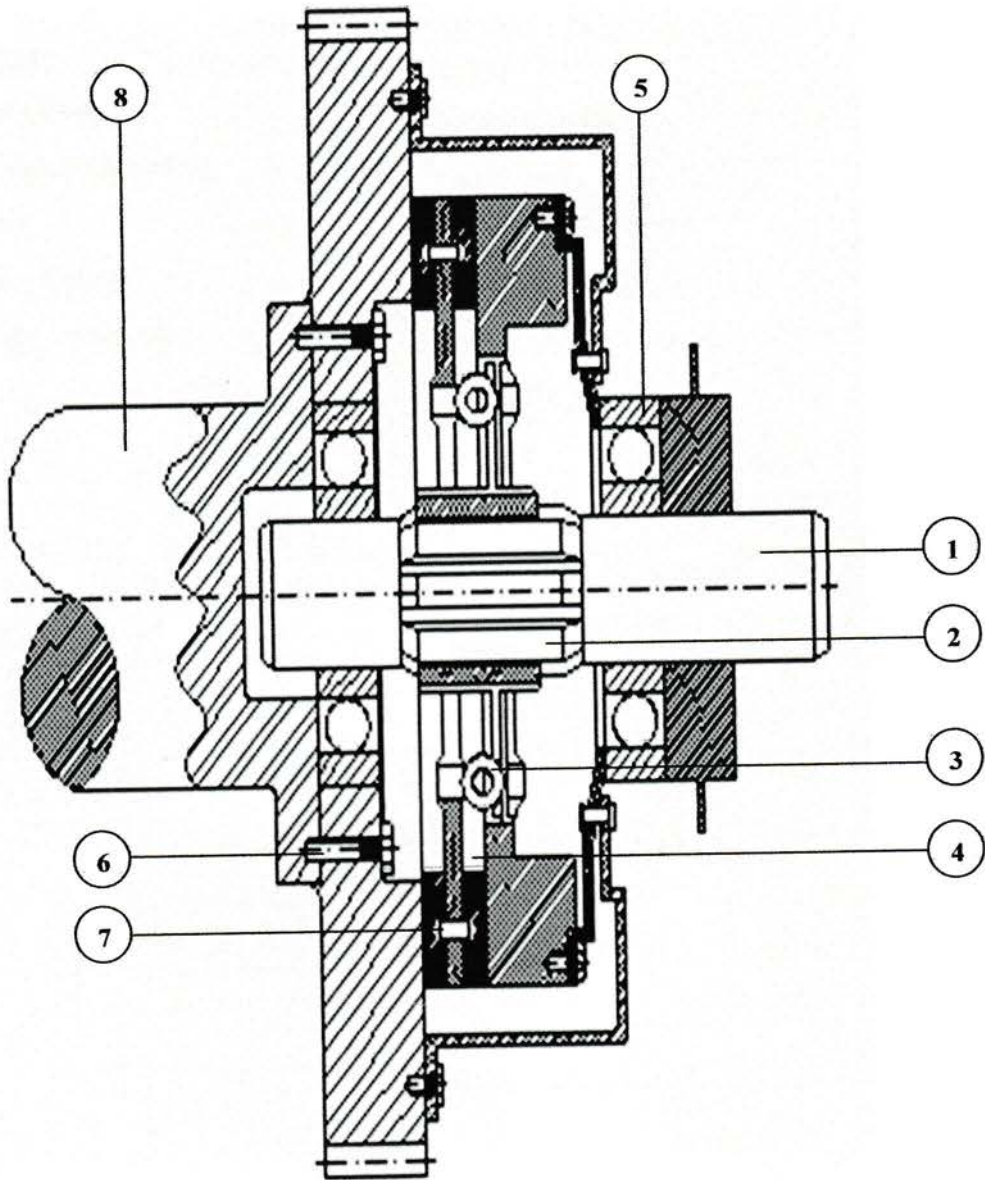
DAFTAR TABEL

TABEL	NAMA TABEL	HALAMAN
2.1.	Perbedaan Roda Gigi Atau Diklarifikasi	4
3.1.	Faktor Koreksi Daya Yang Akan Ditransmisikan (f_c)	12
3.2.	Standart Bahan Poros	13
3.3.	Diameter Poros	15
3.4.	DIN 5462-5464	19
3.5.	Faktor Bentuk Gigi	25
3.6.	Faktor Dinamis f_v	25
3.10.	Bantalan Bola	51
3.11.	Faktor-Faktor V,X,Y,dan X_0,Y_0	52
3.12.	Ukuran Standar Ulir Kasar Metris	57

DAFTAR DIAGRAM ALIRAN

NO	NAMA DIAGRAM	HALAMAN
1.	Diagram aliran poros	17
2.	Diagram aliran spline dan naaf	23
3.	Diagram aliran roda gigi	50
4.	Diagram aliran bantalan gelinding	56
5.	Diagram aliran baut dan mur	60

SKEMA GAMBAR



Keterangan gambar :

1. Poros
2. Spline dan Naaf
4. Pegas
5. Plat Gesek
6. Bantalan Gelinding
7. Baut
8. Paku Keling
9. Poros Penggerak

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pada zaman dahulu manusia memanfaatkan tenaga hewan untuk alat pengangkut atau kegiatan lain. Sejak dahulu manusia melakukan terobosan untuk mempermudah pengangkutan atau transportasi.

Dari tahun ke tahun dan alat transportasi banyak mengalami perubahan dengan perkembangan zaman semakin canggih dan menuntut akan pemanfaatan yang efisien waktu, manusia menemukan / menggunakan mesin seperti pada mobil maupun pada sepeda motor yang menggunakan roda gigi (transmisi) untuk memperlambat atau mempercepat putaran dari mesin ke roda karena dianggap lebih efisien penggunaannya dan dapat menghemat waktu.

Kendaraan pada saat mulai start atau saat menanjak membutuhkan momen yang besar, tetapi sebaliknya jika kendaraan berjalan pada jalan rata dengan kecepatan tinggi tidak perlukan momen yang besar. Hal ini karena adanya momentum yang membantu jalannya kendaraan, sehingga tenaga mesin dapat dipindahkan ke roda – roda dengan momen dan kecepatan tertentu sesuai dengan kondisi jalannya kendaraan.

1.2. Tujuan Perencanaan

Tujuan perencanaan roda gigi antara lain adalah :

1. Untuk merendahkan putaran mesin.
2. Untuk meredam momen yang timbul pada saat kendaraan berjalan.
3. Agar dapat memilih / mengetahui bahan-bahan dan jenis bahan dalam perencanaan roda gigi.

1.3. Batasan Masalah.

Adapun batasan masalah agar tidak menyimpang dari tujuan perancangan yang akan di harapkan, penulis perlu membatasi masalah yang akan dihitung dalam rancangan roda gigi.

Batasan-batasannya adalah :

1. Daya (P) = 104 PS
2. Putaran (n) = 6000 Rpm

1.4. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang akan dijabarkan yaitu diawali dengan Lembar Pengesahan, Kata Pengantar, Daftar Isi, Daftar Gambar, dan Skema Gambar. Pada BAB 1 yang akan dibahas adalah Latar Belakang Perencanaan, Tujuan Perencanaan, Batasan Masalah, dan Sistematika Penulisan. Pada BAB 2 akan dibahas mengenai Tinjauan Pustaka mengenai roda gigi (transmisi). Pada BAB 3 yang akan dibahas adalah perhitungan bagian utama roda gigi meliputi :

- Poros
- Spline dan Naaf
- Perencanaan Roda Gigi.
 - Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan pertama
 - Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kedua
 - Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan ketiga
 - Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan keempat
 - Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kelima
 - Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan mundur
- Bantalan
- Baut dan Mur

Selanjutnya pada BAB 4 akan diisi dengan Kesimpulan dari perhitungan roda gigi. Dan diakhiri dengan DAFTAR PUSTAKA, LAMPIRAN dan Gambar Teknik.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Devinisi Roda Gigi

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 8 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 dibandingkan 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.

2.2. 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 2.1 (Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin).

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 selubung Ganda (globoid), (k) Roda gigi cacing samping	
	Roda gigi hiperboloid 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 :

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.

2.3. 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

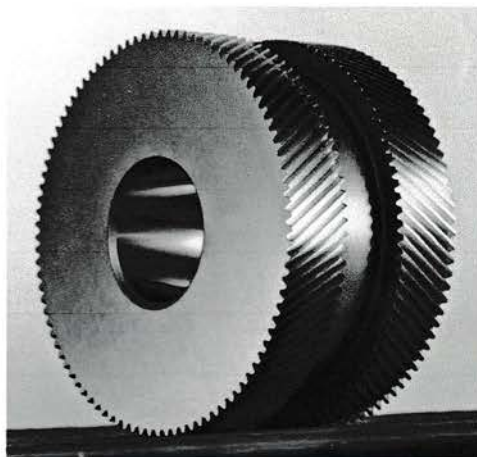
Roda gigi miring ini memiliki jalur gigi yang berbentuk ulir silindris yang mempunyai jarak bagi. Jumlah pasangan gigi yang saling membuat kontak serentak (perbandingan kontak) adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus sehingga pemindahan momen atau putaran melalui gigi - gigi tersebut dapat berlangsung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

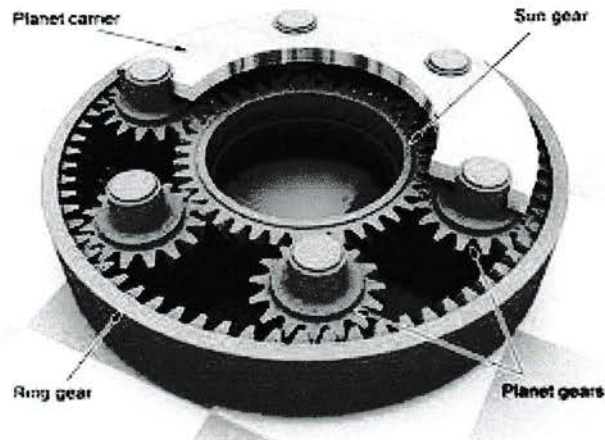
Pada roda gigi ini gaya aksial yang timbul pada gigi mempunyai alur berbentuk alur V yang akan saling memindahkan. Dengan roda gigi ini reduksi, kecepatan keliling dan daya diteruskan dan diperbesar tetapi pada pembuatannya agak sukar



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*

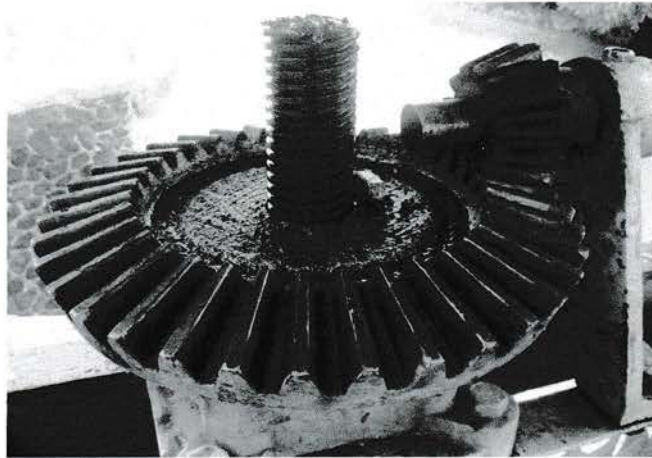
Pada roda gigi ini memiliki perbandingan kontak yang terjadi lebih besar dan dapat meneruskan putaran tinggi dengan beban besar. Sudut poros kedua gigi kerucut ini biasanya dibuat 90° .



Gambar. 2.7. Roda gigi kerucut spira

h. *Roda Gigi Permukaan*

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



Gambar. 2.8. Roda gigi permukaan

i. *Roda Gigi Miring Silang*

Roda gigi ini mempunyai kemiringan 7° sampai 23° , 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*)

l. *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.

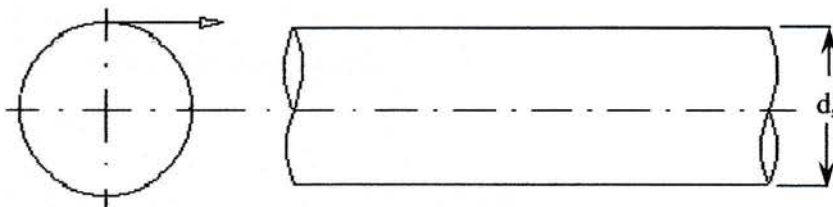
BAB 3

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 (P) sebesar 104 PS dan Putaran (n) sebesar 6000 rpm. Jika daya di berikan dalam daya kuda (PS) maka harus dikalikan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam (kW)

Daya (P) = 104 PS

Putaran (n) = 6000 rpm

Dimana :

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

$$P = 104 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 76,44 \text{ kW}$$

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 $f_c = 1,158$
Maka daya rencana P_d adalah :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,158 \cdot 76,44 \\ &= 88,51752 \text{ kW} \end{aligned}$$

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

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7})$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{88,51752}{6000}$$

$$T = 14369,34408 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = 14,36934408 \text{ Kg.m} \text{ atau } = 140,9 \text{ Nm}$$

$$\text{torsi dispesifikasi kendaraan} = 141 \text{ Nm}$$

Tabel 3.2. Standart bahan poros

Standard dan Macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	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. 1 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 :

τ_a = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm²)

σ_B = kekuatan tarik bahan poros (kg/mm²)

sf_1 = faktor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C

(baja karbon) diambil 6,0 sesuai dengan standart ASME (lit 1 hal 8)

sf_2 = faktor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline

pada poros, harga sebesar 1,3 - 3,0 maka di ambil 2,0 (lit 1 hal 8)

Bahan poros di pilih baja karbon konstruksi mesin *S45C-D*
dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 60 \text{ kg / mm}^2$

maka :

$$\begin{aligned}
 \tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \\
 &= \frac{60}{6,0 \cdot 2,0} \\
 &= 5 \text{ kg / mm}^2
 \end{aligned}$$

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)

τ_a = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm²)

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

C_b = faktor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2 - 2,3
(diambil 1,7).

K_t = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5 - 3,0
(diambil 1,36)

maka :

$$\begin{aligned} d_s &= \left[\frac{5,1}{5} \cdot 2,4 \cdot 1,2 \cdot 14369,34408 \right]^{1/3} \\ &= 34,8 \text{ mm} \quad \text{atau} \quad = 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tabel 3.3. Diameter poros

4	10	22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		*35	55			
*5,6	14	33,5	56	140	*335	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

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

Pada diameter poros di atas 35 mm, maka tegangan geser yang terjadi pada poros adalah :

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

dimana :

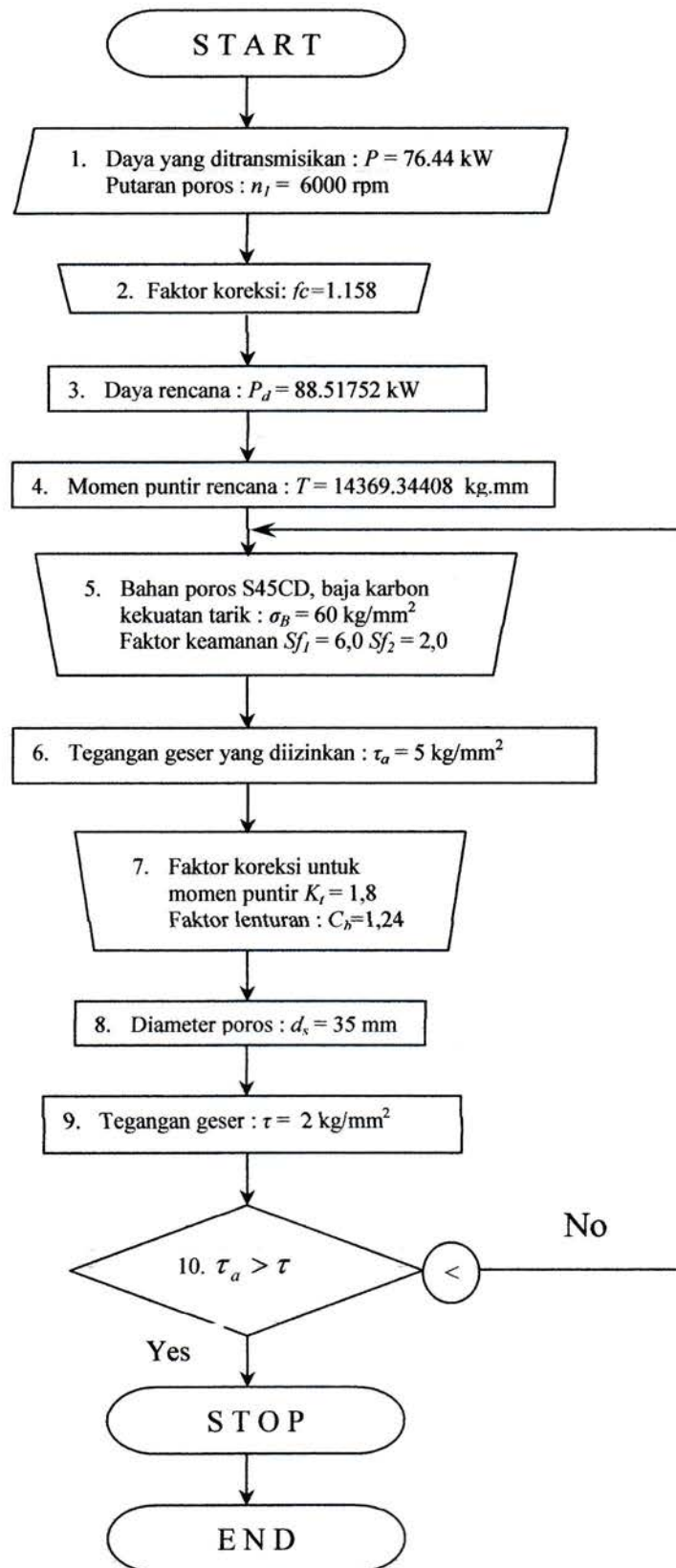
- τ = tegangan geser (kg/mm^2)
- T = momen *torsi* rencana (kg.mm)
- d_s = diameter poros (mm)

maka :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 \cdot 14369,34408}{35^3} \\ &= 1,7092 \text{ kg / mm}^2 \text{ atau } = 2 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu :
 $2 < 5 \text{ kg/mm}^2$ (aman).
 $5 > 2.5$

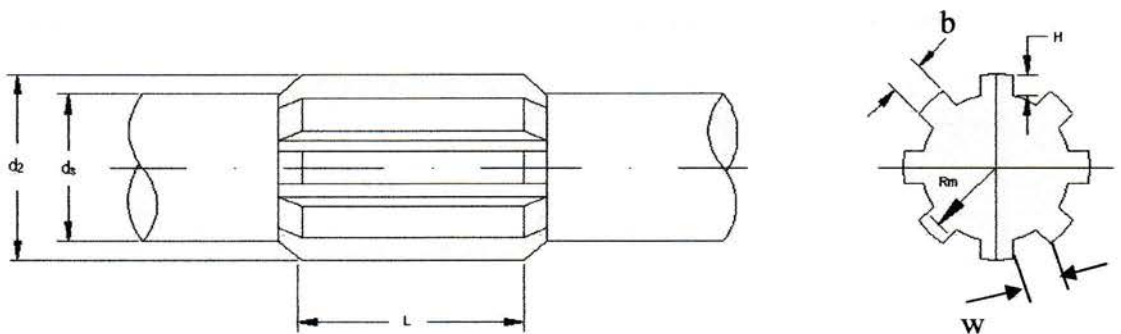
Diagram aliran poros



3.2. Spline dan Naaf

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 Spline

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (25 mm) bahan yang digunakan yaitu S45C-D dengan kekuatan tarik 60 kg/mm², untuk spline pada kendaraan dapat diambil menurut DIN 5462 sampai 5464. Dalam perencanaan ini diambil DIN 5462 untuk beban menengah. Seperti yang terdapat pada tabel dibawah ini :

Tabel 3.4. DIN 5462 – 5464

Diameter dalam	Ringan DIN 5462 Banyaknya Baji			Menengah DIN 5463 Banyaknya Baji			Berat DIN 5464 Banyaknya Baji		
d1 (mm)	(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
43	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

Diameter maksimum (diambil $d_s = 35 \text{ mm}$)

Dimana :

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

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

$$d_2 = \frac{35}{0,81} = 43,2 \text{ mm} = 43 \text{ mm}$$

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

Jumlah (i) = 10 buah

Lebar (b) = 5 mm

Diameter luar (d_2) = 45 mm

3.2.1. Perhitungan Spline dan Naaf

$$\begin{aligned}\text{Tinggi (H)} &= \frac{d_2 - d_s}{2} \\ &= \frac{45 - 35}{2} = 5 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Panjang (L)} &= \frac{d_2^3}{d_s^2} \\ &= \frac{(45)^3}{(35)^2} = 74,3 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Jari - jari (Rm)} &= \frac{d_2 + d_s}{4} \\ &= \frac{45 + 35}{4} = 20 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Jarak antara spline (w)} &= 0,5 \cdot d_2 \\ &= 0,5 \cdot 45 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Besar gaya yang bekerja pada Spline :

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

dimana :

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

T = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 14369,34408
kg.mm

Rm = jari - jari spline sebesar 20 mm

maka :

$$F = \frac{14369,34408}{20}$$
$$= 718,46 \text{ kg}$$

Tegangan geser pada poros spline adalah :

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

dimana :

τ_g = tegangan geser yang terjadi pada spline (kg/mm^2)

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

i = jumlah gigi spline

w = jarak antar spline (mm)

L = panjang spline (mm)

maka :

$$\tau_g = \frac{718,46}{10 \cdot 22,5 \cdot 74,3}$$
$$= 0,042 \text{ kg/mm}^2$$

Sedangkan tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$P = \frac{F}{i \cdot H \cdot L}$$
$$= \frac{718,46}{10 \cdot 5 \cdot 74,3}$$
$$= 0,19 \text{ kg/mm}^2$$

Kekuatan tarik dari bahan yang direncanakan adalah 60 kg/mm^2 dengan faktor keamanan untuk pembebanan dinamis (8 – 10) diambil 10 untuk meredam getaran yang terjadi.

Tegangan geser yang diizinkan :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot \sigma_{trk}$$

dimana :

$$\sigma_{trk} = \frac{60}{10} = 6 \text{ kg/mm}^2$$

maka :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot 6 = 4,8 \text{ kg/mm}^2$$

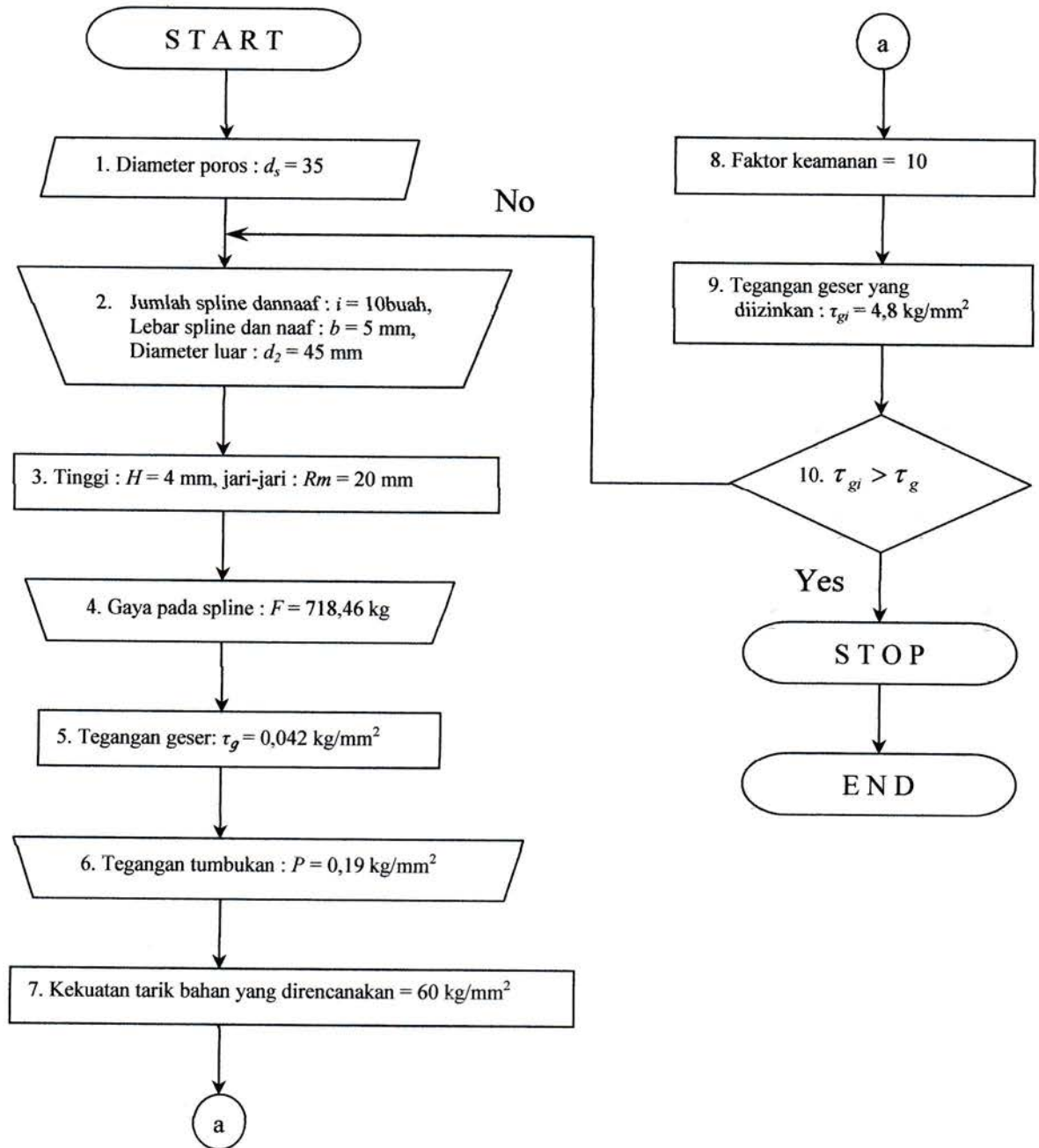
Maka spline dan naaf aman terhadap tegangan geser yang terjadi. Dimana dapat dibuktikan :

$$\tau_{gi} \geq \tau_g$$

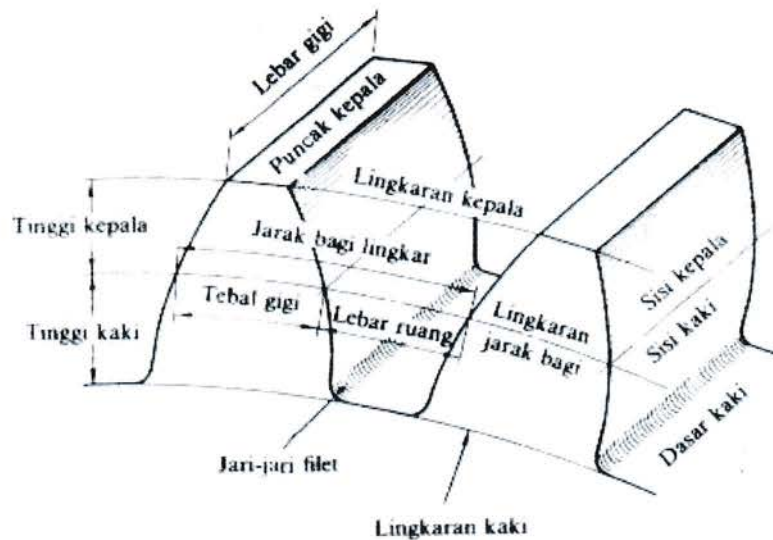
$$4,8 \geq 0,042$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan

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 (P) = 104 PS

Putaran (n) = 6700 rpm

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

PERBANDINGAN GIGI	I	3,818
	II	2,055
	III	1,333
	IV	0,969
	V	0,717
	R	3,500

Tabel 3.5. 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		

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

Tabel 3.6. 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

3.3.1. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Satu

Diketahui : $P = 104 \text{ PS} = 76,44 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 3,818$ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)

Faktor koreksi (f_c) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil $f_c = 1,158$

Daya rencana P_d :

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 1,158 \cdot 76,44 = 88,51752 \text{ kW}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

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

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 3,818} = 83,02 \text{ mm}$$

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

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 3,818}{1 + 3,818} = 316,97 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{83,02}{6} = 13,83 \approx 14$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{316,97}{6} = 52,82 \approx 53$$

Perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{53}{14} = 3,785$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 14 \cdot 6 = 84 \text{ mm} \\ d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 53 \cdot 6 = 318 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{83,02 + 316,97}{2} = 200 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

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

Diameter kepala :

$$\begin{aligned}d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (14 + 2) \cdot 6 = 96 \text{ mm} \\d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (53 + 2) \cdot 6 = 330 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\&= (14 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 69 \text{ mm} \\d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\&= (53 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 303 \text{ mm}\end{aligned}$$

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 3.5.

$$\begin{aligned}z_1 = 14 &\rightarrow Y_1 = 0,226 \\z_2 = 53 &\rightarrow Y_2 = 0,226 + \left[\frac{54 - 14}{60 - 14} \cdot (0,421 - 0,226) \right] \\&Y_2 = 0,365\end{aligned}$$

Kecepatan keliling :

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (\text{lit 1, hal 238}) \\v &= \frac{3,14 \cdot 84 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 25,317 \text{ m/s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\
 &= 9 \cdot 6 \cdot 0,365 \cdot 0,52223 \\
 &= 10,2931 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned}
 F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \dots\dots\dots(\text{lit 1, hal 244}) \\
 F'_H &= 0,52223 \cdot 0,079 \cdot 84 \cdot \frac{2 \cdot 53}{14 + 53} \\
 &= 5,4827 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 5,4827 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

Lebar sisi b dapat diperoleh dari :

$$\begin{aligned}
 b &= F_{t1} / F'_{\min} \dots\dots\dots(\text{lit 1, hal 240}) \\
 b &= 356,6294 / 5,4827 \\
 b &= 65,0463 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Perbandingan lebar sisi dengan modul

$$\begin{aligned}
 b/m &= 65,0463 / 6 \\
 b/m &= 10,84
 \end{aligned}$$

Perbandingan diameter jarak lingkaran dengan lebar sisi

$$\begin{aligned}
 d/b &= 84 / 65,0463 \\
 d/b &= 1,2913
 \end{aligned}$$

3.3.2. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Dua

Diketahui : $P = 104 \text{ PS} = 76,44 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 2,055$ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)

Faktor koreksi (f_c) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil $f_c = 1,158$

Daya rencana P_d :

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \cdot P \\
 &= 1,158 \cdot 76,44 = 88,51752 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

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

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 2,055} = 103,93 \text{ mm}$$

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

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 2,055}{1 + 2,055} = 269,06 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{103,93}{6} = 17,32 \approx 17$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{269,06}{6} = 44,84 \approx 45$$

Perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{45}{17} = 2,64$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 17 \cdot 6 = 102 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 45 \cdot 6 = 270 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\&= \frac{102 + 270}{2} = 237 \text{ mm}\end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

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

Diameter kepala :

$$\begin{aligned}d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (17 + 2) \cdot 6 = 114 \text{ mm} \\d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (45 + 2) \cdot 6 = 282 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\&= (17 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 87 \text{ mm} \\d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\&= (45 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 255 \text{ mm}\end{aligned}$$

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 3.5.

$$z_1 = 17 \rightarrow Y_1 = 0,302$$

$$z_2 = 45 \rightarrow Y_2 = 0,396 + \left[\frac{43 - 45}{50 - 45} \cdot (0,408 - 0,396) \right]$$

$$Y_2 = 0,355$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(\text{lit 1, hal 238})$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 102 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 32,028 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,51752}{32,028} = 281,902 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{32,028}} = 0,492$$

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_B dengan besi cor
maka, $K_H = 0,039 \text{ kg/mm}^2$.

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,302 \cdot 0,492 \\ &= 23,179104 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,355 \cdot 0,492 \\ &= 9,43164 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$\begin{aligned} F'_H &= 0,492 \cdot 0,039 \cdot 102 \cdot \frac{2 \cdot 45}{17 + 45} \\ &= 2,8410 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 2,8410 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

Lebar sisi b dapat diperoleh dari :

$$b = F_{t1} / F'_{\min} \dots\dots\dots(\text{lit 1, hal 240})$$

$$b = 281,902 / 2,8410$$

$$b = 99,226 \text{ mm}$$

Perbandingan lebar sisi dengan modul

$$b/m = 99,226 / 6$$

$$b/m = 16,537$$

Perbandingan diameter jarak lingkaran dengan lebar sisi

$$d/b = 102 / 16,537$$

$$d/b = 6,1679$$

3.3.3. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Tiga

Diketahui : $P = 104 \text{ PS} = 76,44 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 1,333$ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)

Faktor koreksi (f_c) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil $f_c = 1,158$

Daya rencana P_d :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,158 \cdot 76,44 = 88,51752 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \\ d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + 1,333} = 171,45 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,333}{1 + 1,333} = 228,54 \text{ mm} \end{aligned}$$

Modul pahat $m = 6$

Jumlah gigi :

$$\begin{aligned} m &= \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m} \\ z_1 &= \frac{d_1}{m} = \frac{171,45}{6} = 28,575 \approx 29 \\ z_2 &= \frac{d_2}{m} = \frac{228,54}{6} = 38,09 \approx 38 \end{aligned}$$

Perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{38}{29} = 1,310$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 29 \cdot 6 = 174 \text{ mm} \\ d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 38 \cdot 6 = 228 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{174 + 228}{2} = 288 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

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

Diameter kepala :

$$\begin{aligned} d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (29 + 2) \cdot 6 = 186 \text{ mm} \\ d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (38 + 2) \cdot 6 = 240 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (29 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 159 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (38 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 213 \text{ mm} \end{aligned}$$

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 3.5.

$$z_1 = 29 \rightarrow Y_1 = 0,349 + \left[\frac{27 - 29}{30 - 29} \cdot 0,358 - 0,349 \right]$$

$$Y_1 = 0,704$$

$$z_2 = 38 \rightarrow Y_2 = 0,336$$

Kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 174 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 54,545 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,51752}{54,545} = 165,52 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{54,545}} = 0,426$$

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_B dengan besi cor maka, $K_H = 0,039 \text{ kg/mm}^2$.

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,704 \cdot 0,426 \\ &= 46,7850 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 8 \cdot 0,336 \cdot 0,426 \\ &= 10,3057 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_H &= 0,426 \cdot 0,039 \cdot 174 \cdot \frac{2 \cdot 38}{29 + 38} \\ &= 3,2791 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 3,2791 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

Lebar sisi b dapat diperoleh dari :

$$\begin{aligned} b &= F_{t1} / F'_{\min} \\ b &= 165,52 / 3,2791 \\ b &= 50,4772 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perbandingan lebar sisi dengan modul

$$\begin{aligned} b/m &= 50,4772 / 6 \\ b/m &= 8,4128 \end{aligned}$$

Perbandingan diameter jarak lingkaran dengan lebar sisi

$$\begin{aligned} d/b &= 174 / 50,4772 \\ d/b &= 3,4471 \end{aligned}$$

3.3.4. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Empat

Diketahui : $P = 104 \text{ PS} = 76,44 \text{ kW}$

$n_1 = 6000 \text{ rpm}$

$i = 0,969$ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)

Faktor koreksi (f_c) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil $f_c = 1,158$

Daya rencana P_d :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,158 \cdot 76,44 = 88,51752 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \\ d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + 0,969} = 203,14 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,969}{1 + 0,969} = 196,85 \text{ mm} \end{aligned}$$

Modul pahat $m = 6$

Jumlah gigi :

$$\begin{aligned} m &= \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m} \\ z_1 &= \frac{d_1}{m} = \frac{203,14}{6} = 33,85 \approx 34 \\ z_2 &= \frac{d_2}{m} = \frac{196,85}{6} = 32,80 \approx 33 \end{aligned}$$

Perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{33}{34} = 0,970$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

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

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 33 \cdot 6 = 198 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{204 + 198}{2} = 303 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

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

Diameter kepala :

$$\begin{aligned} d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (34 + 2) \cdot 6 = 216 \text{ mm} \\ d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (33 + 2) \cdot 6 = 210 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (34 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 189 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (33 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 183 \text{ mm} \end{aligned}$$

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 3.5.

$$z_2 = 33 \rightarrow Y_2 = 0,358 + \left[\frac{30 - 33}{34 - 33} \cdot (0,371 - 0,358) \right]$$

$$Y_1 = 0,319$$

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

Kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 204 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 64,056 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,51752}{64,056} = 140,95 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{64,056}} = 0,407$$

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_B dengan besi cor maka, $K_H = 0,039 \text{ kg/mm}^2$.

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,371 \cdot 0,407 \\ &= 23,5555 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,319 \cdot 0,407 \\ &= 7,0109 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_H &= 0,407 \cdot 0,039 \cdot 204 \cdot \frac{2 \cdot 33}{34 + 33} \\ &= 3,1897 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 3,1897 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

Lebar sisi b dapat diperoleh dari :

$$\begin{aligned} b &= F_{t1} / F'_{\min} \\ b &= 140,95 / 3,1897 \\ b &= 44,1891 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perbandingan lebar sisi dengan modul

$$\begin{aligned} b/m &= 44,1891 / 6 \\ b/m &= 7,36485 \end{aligned}$$

Perbandingan diameter jarak lingkaran dengan lebar sisi

$$\begin{aligned} d/b &= 204 / 44,1891 \\ d/b &= 4,6165 \end{aligned}$$

3.3.5. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Lima

Diketahui : $P = 104 \text{ PS} = 76,44 \text{ kW}$

$$n_1 = 6000 \text{ rpm}$$

$$i = 0,717 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

Faktor koreksi (f_c) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil $f_c = 1,158$

Daya rencana P_d :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,158 \cdot 76,44 = 88,51752 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

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

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 0,717} = 232,96 \text{ mm}$$

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

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,717}{1 + 0,717} = 167,03 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{232,96}{6} = 38,82 \approx 39$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{167,03}{6} = 27,83 \approx 28$$

Perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{28}{39} = 0,717$$

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

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

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 28 \cdot 6 = 168 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{234 + 168}{2} = 318 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :

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

Diameter kepala :

$$\begin{aligned} d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (39 + 2) \cdot 6 = 246 \text{ mm} \\ d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (28 + 2) \cdot 6 = 180 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (39 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 219 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (28 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 153 \text{ mm} \end{aligned}$$

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 3.5.

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

$$Y_1 = 0,750$$

$$z_2 = 28 \rightarrow Y_2 = 0,349 + \left[\frac{27 - 28}{30 - 28} \cdot (0,358 - 0,349) \right]$$

$$Y_2 = 0,701$$

Kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 234 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 73,476 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,51752}{73,476} = 122,88 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{73,476}} = 0,3908$$

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 :

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

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

Faktor tegangan kontak antara baja karbon kekerasan 200 H_B dengan besi cor
maka, $K_H = 0,039\ kg/mm^2$.

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,750 \cdot 0,3908 \\ &= 45,723\ kg/mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,701 \cdot 0,3908 \\ &= 14,793\ kg/mm \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_H &= 0,3908 \cdot 0,039 \cdot 234 \cdot \frac{2 \cdot 28}{39 + 28} \\ &= 2,9809\ kg/mm \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 2,9809\ kg/mm$ dari F'_H

Lebar sisi b dapat diperoleh dari :

$$\begin{aligned} b &= F_{t1} / F'_{\min} \\ b &= 122,88 / 2,9809 \\ b &= 41,2224\ mm \end{aligned}$$

Perbandingan lebar sisi dengan modul

$$\begin{aligned} b/m &= 41,2224 / 6 \\ b/m &= 6,8704 \end{aligned}$$

Perbandingan diameter jarak lingkaran dengan lebar sisi

$$d/b = 234/41,2224$$

$$d/b = 5,6765$$

3.3.6. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Mundur (Reverse)

Diketahui : $P = 104 \text{ PS} = 76,44 \text{ kW}$

$$n_1 = 6000 \text{ rpm}$$

$$i = 3,500 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

Faktor koreksi (f_c) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil $f_c = 1,158$

Daya rencana P_d :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,158 \cdot 76,44 = 88,51752 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

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

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 3,500} = 88,88 \text{ mm}$$

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

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 3,500}{1 + 3,500} = 311,11 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{88,88}{6} = 14,81 \approx 15$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{311,11}{6} = 51,85 \approx 52$$

Perbandingan gigi :

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

$$= 2 \cdot 6 + 1,5 = 13,5 \text{ mm}$$

Faktor bentuk gigi, dari Tabel 3.5.

$$z_1 = 15 \rightarrow Y_1 = 0,289$$

$$z_2 = 52 \rightarrow Y_2 = 0,408 + \left[\frac{50 - 52}{60 - 52} \cdot (0,421 - 0,408) \right]$$

$$Y_2 = 0,9735$$

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 28,26 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 88,51752}{28,26} = 319,48 \text{ kg}$$

Faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{28,26}} = 0,5085$$

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 $H_{B2} = 170 \text{ (rata-rata)}$

Tegangan lentur yang diizinkan :

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

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

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

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,289 \cdot 0,5085 \\ &= 22,8034 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,9735 \cdot 0,5085 \\ &= 26,5894 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_H &= 0,5085 \cdot 0,130 \cdot 90 \cdot \frac{2 \cdot 52}{15 + 52} \\ &= 9,2349 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 9,2349 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

Lebar sisi b dapat diperoleh dari :

$$\begin{aligned} b &= F_{tr} / F'_{\min} \\ b &= 319,48 / 9,2349 \\ b &= 34,594 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perbandingan lebar sisi dengan modul

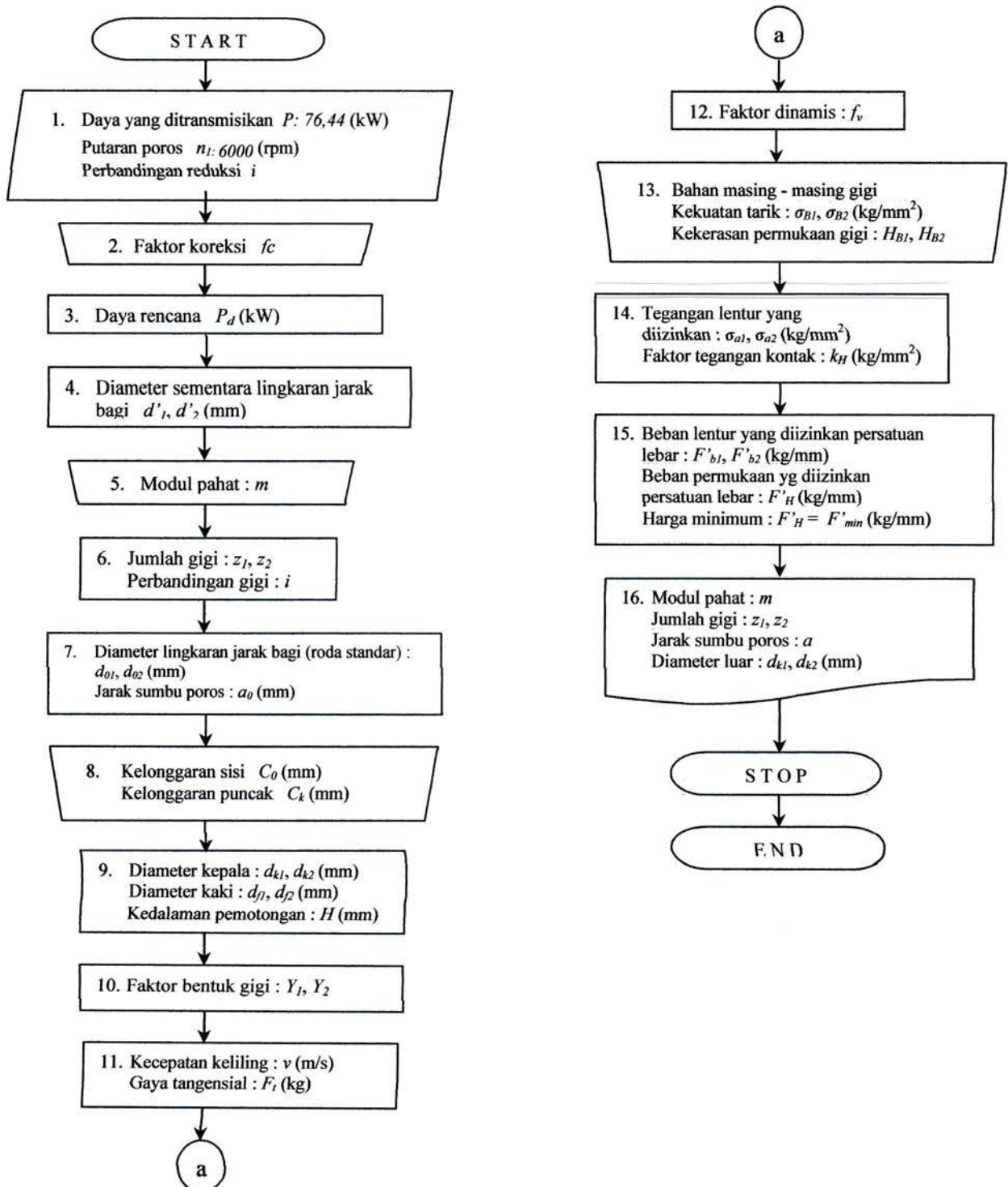
$$\begin{aligned} b/m &= 34,594 / 6 \\ b/m &= 5,7656 \end{aligned}$$

Perbandingan diameter jarak lingkaran dengan lebar sisi

$$d/b = 90/34,594$$

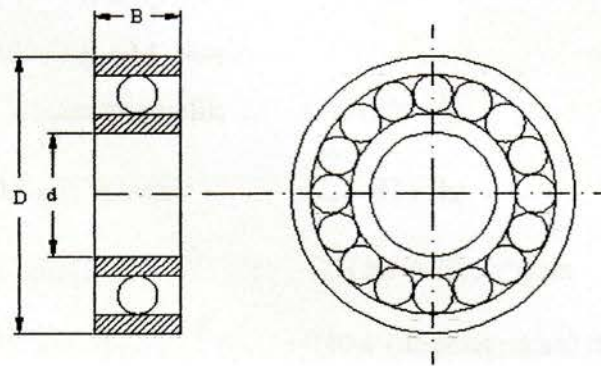
$$d/b = 2,6016$$

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 3.5 Bantalan

Momen yang ditransmisikan dari poros $T = 14369,34408 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ dan putaran $(n) = 6000 \text{ rpm}$.

Tabel 3.10. Bantalan Bola

Nomor Bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_o (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. 1 hal 143, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (35 mm). Berdasarkan dari tabel 3.10. di atas maka ukuran-ukuran dari bantalan dapat ditentukan sebagai berikut :

Nomor bantalan 6007,

Diameter bantalan : $D = 62 \text{ mm}$

Lebar bantalan : $B = 14 \text{ mm}$

Kapasitas nominal dinamis spesifik : $C = 1250 \text{ kg}$

Kapasitas nominal statis spesifik : $C_o = 915 \text{ kg}$

Umur kemampuan spesifik (Lha) : $Lha = 20.000 \text{ jam}$

Untuk bantalan bola alur dalam $F_a/C_o = 0,014$ (direncanakan) dari tabel 3.11. di bawah ini :

Tabel 3.11. Faktor - faktor V, X, Y dan X₀, Y₀

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_0 Y_0		X_0 Y_0	
				V	X Y	X Y X Y								
Bantalan bola alur dalam	$F_a / C_0 = 0,014$ $= 0,028$ $= 0,056$ $= 0,084$ $= 0,11$ $= 0,17$ $= 0,28$ $= 0,42$ $= 0,56$	1	1,2	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44	0,6	0,5	0,6	0,5
Bantalan bola	$\alpha = 20^\circ$ $= 25^\circ$	1	1,2	0,43 0,41	1,00 0,87	1	1,09 0,92	0,70 0,67	1,63 1,41	0,57 0,68	0,5	0,42 0,38	1	0,84 0,76

sudut	= 30°			0,39	0,76		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 :

$$F_a = C_o \cdot 0,014$$

$$= 915 \cdot 0,014 = 12,81 \text{ kg}$$

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

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} > e$$

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

maka :

$$F_r = \frac{F_a}{v \cdot e}$$

$$= \frac{12,81}{1 \cdot 0,19} = 67,42 \text{ kg}$$

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

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

dimana : P = beban ekivalen (kg)
 F_r = beban radial (kg)
 F_a = beban aksial (kg)
 X, Y = harga - harga baris tunggal yang terdapat dalam tabel 3.11. di atas

maka :

$$\begin{aligned} P &= 0,56 \cdot 67,42 + 2,30 \cdot 10,36 \\ &= 61,58 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} f_n &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \\ f_n &= \left(\frac{33,3}{6000} \right)^{1/3} = 0,177 \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan f_h :

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \cdot \frac{C}{P} \\ &= 0,177 \cdot \frac{1250}{61,58} = 3,59 \end{aligned}$$

Umur nominal dari bantalan L_h :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot (f_h)^3 \\ &= 500 \cdot (3,59)^3 = 23134,13 \text{ jam} \end{aligned}$$

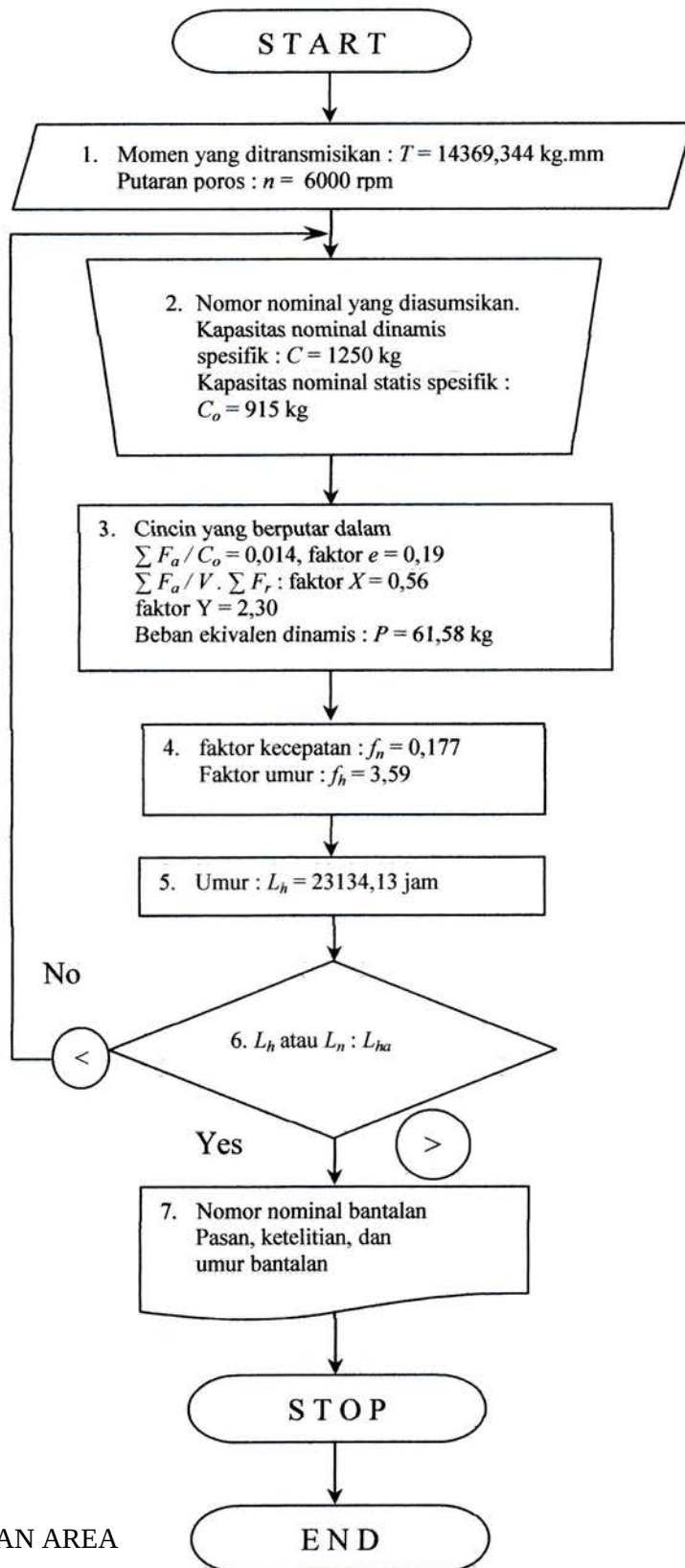
Dimana :

$$L_h = 20.000 \text{ jam}$$

$L_h > L_h$

Memenuhi syarat

Diagram aliran bantalan gelinding



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 kopling ini. Baut dan mur berfungsi sebagai pengikat gear box. 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 3.6 Baut dan Mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan

$$W = P \text{ pada bantalan} = 61,58 \text{ kg}$$

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

Maka beban rencana W_d :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,2 \cdot 61,58$$

$$= 73,89 \text{ kg}$$

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

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

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

Diameter inti yang diperlukan

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

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 73,89}{3,14 \cdot 6}}$$

$$d_1 \geq 3,96 \text{ mm}$$

Tabel 3.12. Ukuran standar ulir kasar metris

Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_l	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	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M 10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
		M 11	1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
M 16			2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
	M 22		2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
M 30			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
	M 39		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 $d_1 = 4,917 \text{ mm} > 3,96 \text{ mm}$ dari tabel 3.12.
di atas.

Maka pemilihan ulir standar ulir luar

diameter luar	$d = 6 \text{ mm}$
diameter inti	$d_1 = 3,96 \text{ mm}$
jarak bagi	$p = 1 \text{ mm}$

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

Diameter luar ulir dalam $D = 6 \text{ mm}$

Diameter efektif ulir dalam $D_2 = 5,350 \text{ mm}$

Tinggi kaitan gigi dalam $H_1 = 0,541 \text{ mm}$

Jumlah ulir mur yang diperlukan

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

$$z \geq \frac{73,89}{3,14 \cdot 5,350 \cdot 0,541 \cdot 3}$$

$$z \geq 2,71 \rightarrow 3$$

Tinggi mur

$$H = z \cdot p$$

$$H = 3 \cdot 1 = 3 \text{ mm}$$

Jumlah ulir mur

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

$$z' = \frac{3}{1} = 3$$

Tegangan geser akar ulir baut

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

$$\tau_b = \frac{73,89}{3,14 \cdot 3,96 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 3} = 2,35 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir mur

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

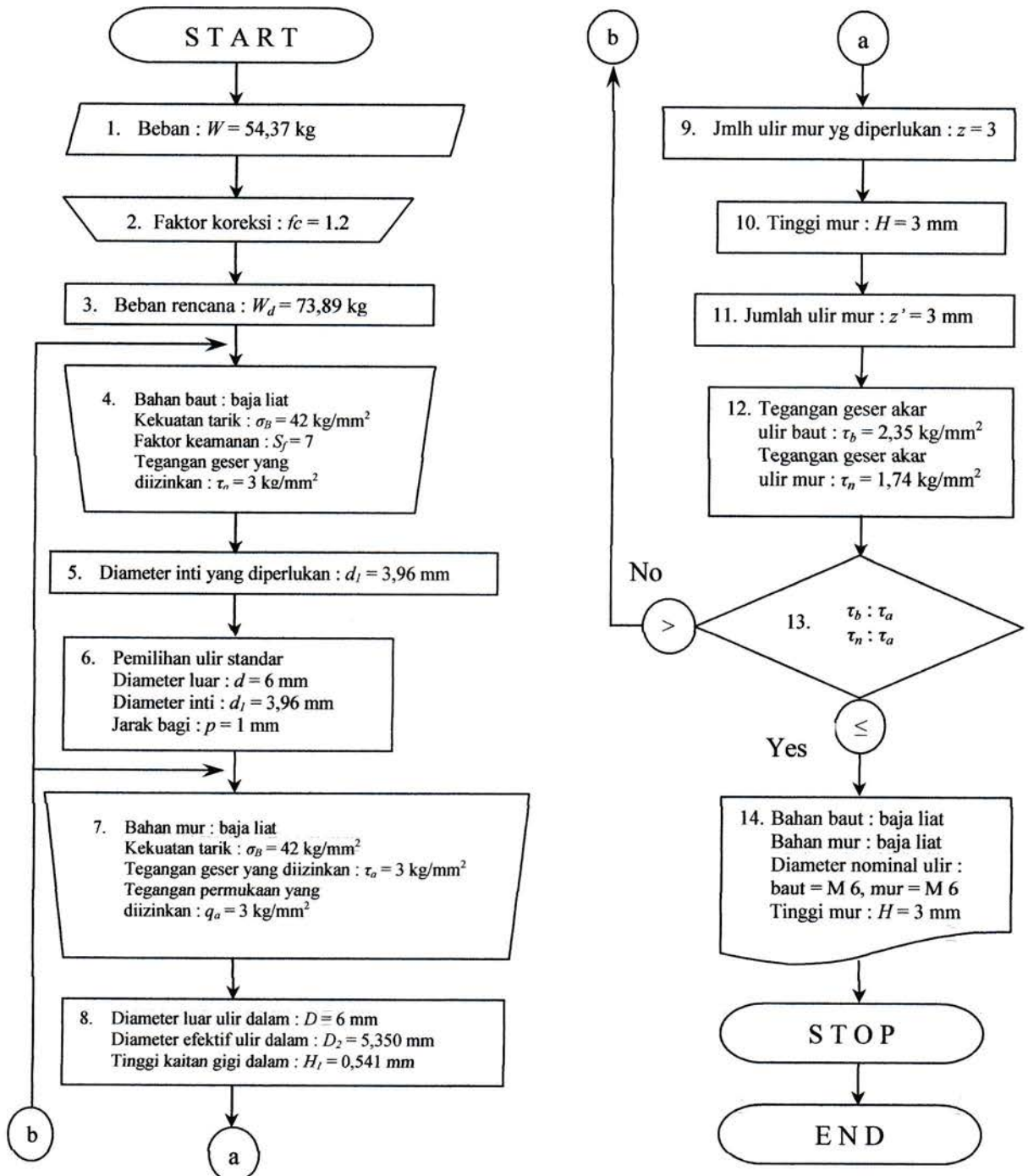
$$\tau_n = \frac{73,89}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 3} = 1,74 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir baut (τ_b) dan tegangan geser akar ulir mur (τ_n) lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan (τ_a), maka baut dan mur yang direncanakan aman terhadap tegangan geser.

Bahan baut dan mur baja liat dengan kadar karbon 0,22 %.

Diameter nominal ulir : Baut = M 6, Mur = M 6, tinggi mur = 3 mm.

Diagram aliran baut dan mur



BAB 4

KESIMPULAN

Dan dari hasil perhitungan rancangan Roda gigi untuk **mitsubishi xpander** diperoleh data sebagai berikut :

1. Perhitungan Poros

Momen Torsi (T)	=	14369,34408 kg.mm
Bahan Poros	=	S45 C - D
Diameter Poros	=	35 mm

2. Perhitungan Spline Dan Naaf

Bahan spline dan naaf	=	S45 C - D
Lebar spline (b)	=	5 mm
Jumlah spline dan naaf (i)	=	10
Diameter luar spline (D)	=	45 mm
Jari - jari spline dan naaf (R_m)	=	20 mm
Tinggi spline dan naaf (H)	=	5 mm
Panjang spline dan naaf (L)	=	74,3 mm
Gaya bekerja pada spline dan naaf	=	718,46 kg

3. Perhitungan komponen utama roda gigi :

Roda Gigi 1

Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi (z_1)	=	14
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	84 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	96 mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	69 mm

Beban permukaan diizinkan (F'_H) = 5,4827 kg/mm

Roda Gigi 2

Bahan roda gigi = FC 20
Jumlah gigi (z_1) = 17
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01}) = 102 mm
Diameter kepala (d_{k1}) = 114 mm
Diameter kaki (d_{f1}) = 87 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H) = 2,8410 kg/mm

Roda Gigi 3

Bahan roda gigi = FC 20
Jumlah gigi (z_1) = 29
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01}) = 174 mm
Diameter kepala (d_{k1}) = 186 mm
Diameter kaki (d_{f1}) = 159 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H) = 3,2791 kg/mm

Roda Gigi 4

Bahan roda gigi = FC 20
Jumlah gigi (z_1) = 34
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01}) = 204 mm
Diameter kepala (d_{k1}) = 216 mm
Diameter kaki (d_{f1}) = 189 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H) = 3,1897 kg/mm

Roda Gigi 5

Bahan roda gigi = FC 20

Jumlaah gigi (z_1)	=	39
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	234 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	246 mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	219 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	2,9809 kg/mm

Roda Gigi mundur (*reverse*)

Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlaah gigi (z_1)	=	15
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	90 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	102 mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	75 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	9,2349 kg/mm

4. Perhitungan Bantalan

Diameter bantalan (D)	=	62 mm
Lebar bantalan (B)	=	14 mm
Beban ekivalen dinamis bantalan (P)	=	61,58 kg
Umur nominal bantalan (L_h)	=	23134,13 jam

5. Perhitungan Baut dan Mur

Diameter luar (D)	=	6 mm
Diameter efektif (D_2)	=	5,350 mm
Diameter dalam (D_1)	=	4,917 mm
Diameter inti (d_1)	=	3,96 mm
Jarak bagi (p)	=	1 mm
Tinggi kaitan (H_1)	=	0,541 mm
Tinggi mur (H)	=	3 mm

DAFTAR PUSTAKA

1. Ir. Jack Stolk dan Ir. C. Kros, 1993, Elemen Mesin (Elemen Kostruksi Bangunan Mesin), PENERBIT Erlangga, Jakarta Pusat.
2. Ir. Sularso, MSME dan Kyokatsu Suga, 1983, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.
3. Niemann, H. Winter. 1992; Elemen Mesin Jilid 2. erlangga, Jakarta.