

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

RODA GIGI MOBIL AVANZA

DAYA (N) = 92 PS

PUTARAN (n) = 6000 rpm

Disusun oleh :

Nama : FERY YOHANES SIANTURI

NPM : 178130113



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

2020

i

LEMBAR ASISTENSI

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (KOPLING)

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF

Medan,

Dosen Pembimbing

(**Ir. H. Amirsyam Nst,MT**)

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (RODA GIGI)

NamaMahasiswa : **Fery Yohanes Sianturi**
NPM : **178130113**
Semester : **VI (ENAM)**

SPEKIFIKASI :

Rencanakanlah KOPLING untuk TOYOTA AVANZA dengan:

Daya (N) : **92 ps**

Putaran (n) : **6000 rpm**

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

DiberikanTanggal : 2019.....

Selesaitanggal : 2019.....

AsistensiSetiap :

Medan ,..... 2019

DOSEN

PEMBIMBING

(**Ir. H. Amirsyam Nst,MT**)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan kepada Yang Maha Kuasa atas karunia-Nya yang telah memberikan kesehatan kepada saya sehingga dapat menyelesaikan tugas Rancangan Roda Gigi ini dengan baik. Dalam menjalankan kurikulum serta memenuhi kewajiban saya sebagai mahasiswa di Prodi Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area, maka saya harus memenuhi tugas yang diberikan untuk merancang ulang Roda Gigi kendaraan mobil AVANZA dengan spesifikasi sebagai berikut : Daya Maksimum : 92 PS Putaran : 6000 rpm. Saya menyadari bahwa masih ada beberapa hal yang dapat ditambahkan untuk melengkapi tugas ini, namun saya terlebih dahulu menerima saran dan tanggapan dari Dosen Pembimbing yang sifatnya membangun daya pikir demi kelancaran dan kesempurnaan dari tugas ini. Saya juga mengucapkan banyak terima kasih kepada bapak Ir. H. Amirsyam Nst, MT selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktu dan pemikiran kepada saya dan tidak lupa saya mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu namanya yang telah membantu saya dalam menyelesaikan Tugas Rancangan ini. Akhir kata, semoga tugas ini dapat menjadi pedoman dan perbandingan untuk tugas-tugas yang sejenisnya.

Medan,

Penyusun.

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.	II
LEMBAR ASISTENSI	Error! Bookmark not defined.	III
KATA PENGANTAR		v
DAFTAR ISI		vi
BAB 1		1
PENDAHULUAN		1
1.1. Latar Belakang.....		1
1.2. Tujuan Perencanaan.....		1
1.3. Batasan Masalah.		2
1.4. Sistematika Penulisan		2
BAB 2		4
TINJAUAN PUSTAKA		4
2.1. Klasifikasi Roda Gigi.....		4
2.2. Macam-macam Roda Gigi		7
2.3. Perencanaan Poros		12
2.4. Perencanaan Spline dan Naaf		16
2.5.1. Perhitungan Spline dan Naaf		17
2.5. Perencanaan Roda Gigi.....		19
2.6. Perencanaan Bantalan		26
2.7. Baut dan Mur		30
BAB 3		33
PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA RODA GIGI		33
3.1. Perhitungan Poros		33

3.2. Perhitungan Spline dan Naaf	35
3.3. Perhitungan Roda Gigi.....	38
3.3.1. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Satu.....	38
3.3.2. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Dua	42
3.3.3. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Tiga	46
3.3.4. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Empat	51
3.3.5. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Lima	55
3.3.6. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Mundur (Reverse)	60
3.4. Perhitungan Bantalan.....	64
3.5. Perhitungan Baut dan Mur.....	65
BAB 4	68
KESIMPULAN	68
DAFTAR PUSTAKA.....	72

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.

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 Umum

Adapun tujuan umum dari sistem roda gigi ini adalah :

- a. Untuk merendahkan putaran mesin.
- b. Untuk meredam momen yang timbul pada saat kendaraan berjalan.
- c. Untuk meneruskan putaran dari crank shaft menuju deferensial.

- Tujuan Khusus

Adapun tujuan khusus dari roda gigi ini adalah :

- a. Agar dapat menghitung tegangan yang terjadi pada roda gigi
- b. Agar dapat memilih / mengetahui bahan-bahan dan jenis bahan dalam perencanaan roda gigi.
- c. Agar dapat menghitung perbandingan putaran pada tiap – tiap 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 (N) = 92 PS
2. Putaran (n) = 6000 Rpm

1.4. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang akan dijabarkan yaitu diawali dengan Lembar Pengesahan, Kata Pengantar, Daftar Isi, 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
- Pasak
- Perencanaan Roda Gigi.

- a. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan pertama
- b. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kedua
- c. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan ketiga
- d. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan keempat
- e. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan kelima
- f. Perhitungan Roda Gigi pada kecepatan mundur

- Bantalan

- Baut dan Mur

Selanjutnya pada BAB 4 diakhiri dengan KETERANGAN, DAFTAR PUSTAKA, dan GAMBAR KERJA.

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 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.

2.1. 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 2.1

Tabel 2.1 klasifikasi roda gigi

Letak poros	Roda gigi	Keterangan
Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus, (a)	(Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
	Roda gigi miring, (b)	
	Roda gigi miring ganda, (c)	
	Roda gigi luar	Arah putaran berlawanan
	Roda gigi dalam dan pinyon, (d)	Arah putaran sama
	Batang gigi dan pinyon, (e)	Gerak lurus & berputar
Roda gigi dengan poros berpotongan	Roda gigi kerucut lurus, (f)	(Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi)
	Roda gigi kerucut spiral, (g)	
	Roda gigi kerucut ZEROL	
	Roda gigi kerucut miring	
	Roda gigi kerucut miring ganda	
	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.

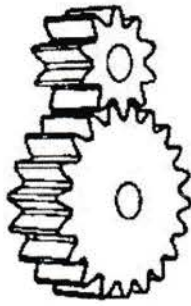
c. Roda gigi dengan Poros Silang / Tegak Lurus

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

2.2. Macam-macam Roda Gigi

a. Roda Gigi Lurus

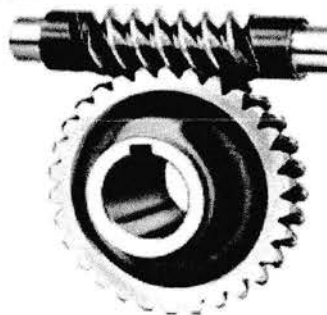
Roda gigi lurus adalah jenis roda gigi yang dapat mentransmisikan daya dan putaran antara dua poros yang sejajar. Roda gigi ini merupakan yang paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar dengan poros.



Gambar. 2.1. Roda gigi lurus

b. Roda Gigi Miring

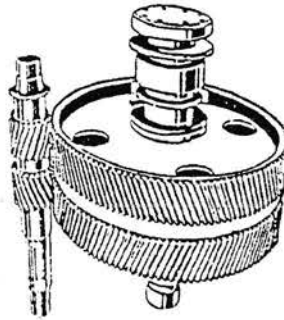
Roda gigi miring ini memiliki jalur gigi yang berbentuk ulir silindris yang mempunyai jarak bagi. Jumlah pasangan gigi yang saling membuat kontak serentak (perbandingan kontak) adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus sehingga pemindahan momen atau putaran melalui gigi - gigi tersebut dapat berlangsung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

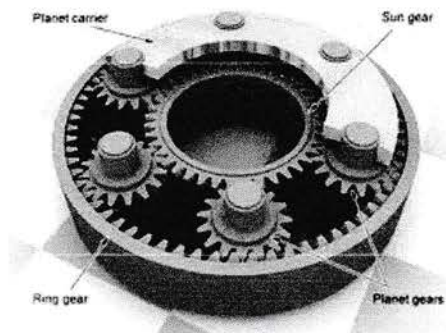
Pada roda gigi ini gaya aksial yang timbul pada gigi mempunyai alur berbentuk alur V yang akan saling memindahkan. Dengan roda gigi ini reduksi, kecepatan keliling dan daya diteruskan dan diperbesar tetapi pada pembuatannya agak sukar.



Gambar. 2.3. Roda gigi miring ganda

d. Roda Gigi Dalam dan Pinyon

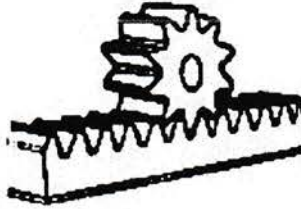
Roda gigi ini dipakai jika diinginkan transmisi dengan ukuran kecil dengan reduksi yang besar, karena ada pinyon yang terletak di dalam roda gigi ini.



Gambar. 2.4. Roda gigi dalam dan pinyon

e. Batang Gigi dan Pinyon

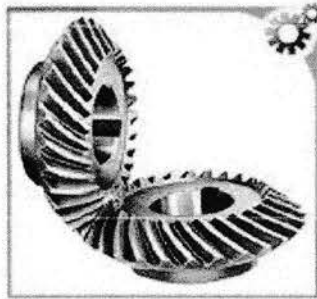
Merupakan dasar profil pahat pembuat gigi. Pasangan antara batang gigi dan pinyon digunakan untuk merubah gerak putar menjadi gerak lurus atau sebaliknya.



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° .



Gambar. 2.7. Roda gigi kerucut spiral

h. Roda Gigi Permukaan

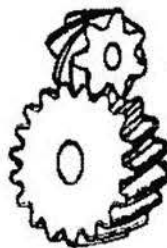
Roda gigi ini merupakan roda gigi dengan poros berpotongan yang bagian permukaannya rata.



Gambar. 2.8. Roda gigi permukaan

i. Roda Gigi Miring Silang

Roda gigi ini mempunyai kemiringan 7° 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

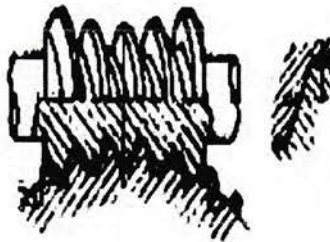
Roda gigi ini membentuk silindris dan lebih umum dipakai. Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran yang lebih besar tanpa mengurangi dayanya. Kemiringan antara 25° – 45° , roda gigi ini banyak dipakai pada sistem kemudi.



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 besardengan 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.



Gambar. 2.12. Roda gigi hypoid

2.3. Perencanaan 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 2.13 Poros

Dalam perencanaan poros pada transmisi roda gigi di ketahui daya dan putaran mesin, jika daya yang akan ditransmisikan adalah daya normal maka harga faktor koreksi (F_c) adalah 1,0-1,5 (Menurut buku Sularso, 1983, hal7). Maka daya rencana dihitung menurut persamaan berikut :

$$Pd = fc \cdot P \text{ (kW)} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana : Pd = Daya rencana

fc = faktor koreksi

P = Daya

Tabel 2.2. Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (fc)

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

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

Jika daya diberikan dalam daya kuda (PS), maka harus dikalikan dengan 0.735 untuk mendapatkan daya dalam kW.

Jika momen puntir (disebut juga sebagai momen rencana) adalah T (kg.mm) maka

$$Pd = \frac{(T / 1000)(2\pi \cdot n_1 / 60)}{120}$$

Sehingga:

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{Pd}{n_1} \dots\dots\dots(2.2)$$

Tabel 2.3. Baja karbon untuk konstruksi mesin dan batang yang difinis dingin untuk 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,
	<i>S45C-D</i>	-	60	dibubut, atau
	<i>S55C-D</i>	-	72	gabungan antara hal-hal tersebut

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

Tegangan geser yang di izinkan:

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \dots\dots\dots(2.3)$$

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

sesuai dengan standart ASME

sf_2 = faktor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline pada poros

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3} \dots\dots\dots(2.4)$$

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

K_t = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar

Tabel 2.4. Diameter poros

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	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600

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.

Bila momen rencana T (kg.mm) dibebankan pada suatu diameter poros d_s (mm), maka tegangan geser τ (kg.mm²) yang terjadi adalah

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d_s^3} \dots\dots\dots(2.5)$$

dimana : τ = tegangan geser (kg/mm²)

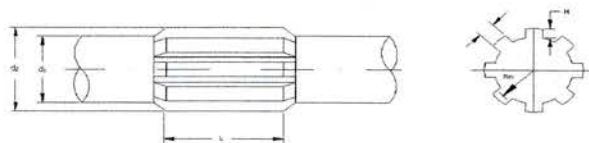
T = momen *torsi* rencana (kg.mm)

d_s = diameter poros (mm)

2.4. Perencanaan 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. Naaf berfungsi untuk menghubungkan plat gesek dengan spline pada poros yang digerakkan. Pada saat kopling terhubung maka daya dan putaran akan diteruskan dari plat gesek ke poros yang digerakkan melalui naaf. 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 perancangnya. 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 2.14 Spline

Untuk spline pada kendaraan dapat diambil menurut DIN 5462 sampai 5464. Dalam perencanaan ini diambil DIN 5463 untuk beban menengah. Seperti yang terdapat pada tabel dibawah ini :

Tabel 2.5. DIN 5462 – DIN 5464

Diameter dalam	Ringan DIN 5462			Menengah DIN 5463			Berat DIN 5464		
	Banyaknya Baji			Banyaknya Baji			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
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7

Diameter maksimum (diambil $d_s = 30$ mm)

Dimana : $d_s = 0,81 \cdot d_2$ (mm)

2.5.1. Perhitungan Spline dan Naaf

$$\text{Tinggi (H)} = \frac{d_2 - d_s}{2} \text{ (mm)} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$\text{Panjang (L)} = \frac{d_2^3}{d_s^2} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$\text{Jari - jari (Rm)} = \frac{d_2 + d_s}{4} \dots(\text{mm}) \dots\dots\dots(2.8)$$

$$\text{Jarak antara spline (w)} = 0,5 \cdot d_2 \dots(\text{mm}) \dots\dots\dots(2.9)$$

Besar gaya yang bekerja pada Spline :

$$F = \frac{T}{Rm} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana : F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

T = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 10976 kg.mm

Rm = jari-jari spline (mm)

Tegangan geser pada poros spline adalah :

$$\tau_g = \frac{F}{i \cdot w \cdot L} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana : τ_g = tegangan geser yang terjadi pada spline (kg/mm²)

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

i = jumlah gigi spline

w = jarak antar spline (mm)

L = panjang spline (mm)

Sedangkan tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$P = \frac{F}{i \cdot H \cdot L} \dots\dots\dots(2.12)$$

Tegangan geser yang diizinkan :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot \sigma_{trk} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana : τ_{gi} = Tegangan geser yang diizinkan

σ_{trk} = Kekuatan tarik

2.5. Perencanaan Roda Gigi

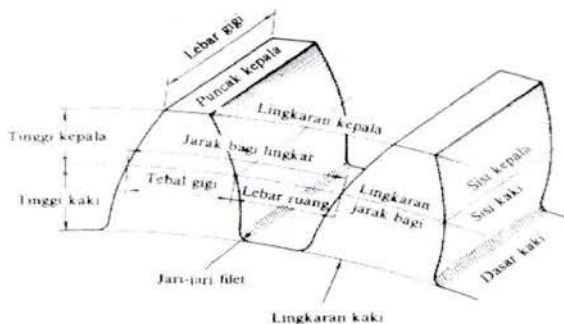
Nama-nama bagian roda gigi dapat dilihat pada gambar 2.15 di bawah ini, sedangkan ukuran gigi dinyatakan dengan “ Jarak Bagi Lingkaran “, jarak sepanjang lingkaran jarak bagi antara profil dua gigi yang berdekatan.

Jika jarak lingkaran bagi dinyatakan dengan d (mm), dan jumlah gigi z , maka jarak bagi lingkaran t (mm) dapat ditulis sebagai berikut :

$$t = \frac{\pi \cdot d}{z} \dots\dots\dots(2.14)$$

Jadi, jarak bagi lingkaran adalah keliling lingkaran jarak bagi dibagi dengan jumlah gigi. Dengan demikian ukuran gigi dapat ditentukan dari besarnya jarak bagi lingkaran tersebut. Namun, karena jarak bagi lingkaran selalu mengandung faktor π , pemakaiannya sebagai ukuran gigi kurang praktis. Untuk mengatasi hal ini, diambil ukuran yang disebut “modul“ dengan lambang m , dimana:

$$m = \frac{d}{z} \dots\dots\dots(2.15)$$



Gambar. 2.15. Nama-nama bagian roda gigi

Dengan cara ini, maka dapat ditentukan sebagai bilangan bulat atau bilangan pecahan yang lebih praktis. Maka modul dapat menjadi ukuran gigi.

Keterangan gambar :

1. Lingkaran jarak bagi (Pitch circle) yaitu lingkaran imajiner yang dapat memberikan gerakan yang sama seperti roda gigi sebenarnya.

2. Tinggi Kepala (Addendum) yaitu jarak radial gigi dari lingkaran jarak bagi ke puncak kepala.
3. Tinggi kaki (Dedendum) yaitu jarak radial gigi dari lingkaran jarak bagi ke dasar kaki.
4. Lingkaran kepala (Addendum circle) yaitu gambaran lingkaran yang melalui puncak kepala dan sepusat dengan lingkaran jarak bagi.
5. Lingkaran kaki (Dedendum circle) yaitu gambaran lingkaran yang melaludasar kaki dan sepusat dengan lingkaran jarak bagi.
6. Lebar gigi (Tooth space) yaitu sela antara dua gigi yang saling berdekatan.
7. Tebal gigi (Tooth thickness) yaitu lebar gigi antara dua sisi gigi yang berdekatan.
8. Sisi kepala (Face of the tooth) yaitu permukaan gigi di atas lingkaran jarak bagi.
9. Sisi kaki (Flank of the tooth) yaitu permukaan gigi di bawah lingkaran jarak bagi.
10. Lebar gigi (Face width) yaitu lebar gigi pada roda gigi secara paralel pada sumbunya.

Roda gigi transmisi yang direncanakan adalah :

$$\text{Daya } (N) = 92 \text{ PS}$$

$$\text{Putaran } (n) = 6000 \text{ rpm}$$

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

Tabel 2.5. Tabel Perbandingan Gigi

PERBANDINGAN GIGI	I	3,769
	II	2,045
	III	1,405
	IV	1,053
	V	0,815
	R	3,252

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

Tabel 2.6. 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		

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

Tabel 2.7. 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 : hal 240, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Sebelum melakukan perhitungan, terlebih dahulu di rencanakan jarak sumbu poros antara gigi, setelah itu dapat ditentukan diameter jarak bagi dengan persamaan berikut:

Diameter sementara lingkaran jarak bagi :

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

$$d_2 = \frac{2 \cdot a \cdot i}{1 + i} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana : d = Diameter sementara lingkaran jarak bagi

i = Perbandingan gigi

Perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana : i = Perbandingan gigi

z = Jumlah gigi

Diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$d_0 = z \cdot m \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana : d_0 =Diameter lingkaran jarak bagi

z = Jumlah gigi

m = Modul

Jarak sumbu poros :

$$a_0 = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

Dimana : a_0 = Jarak sumbu poros

d_0 =Diameter lingkaran jarak bagi

Kelonggaran puncak :

$$C_k = 0,25 \cdot m \quad \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana : C_k = Kelonggaran puncak

m =Modul gigi

Diameter kepala :

$$d_k = (z + 2) \cdot m \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana : d_k = Diameter kepala

z =Jumlah gigi

m = Modul modul gigi

Diameter kaki :

$$d_f = (z - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana : d_f = Diameter kaki

z =Jumlah gigi

C_k = Kelonggaran puncak

m =Modul gigi

Kedalaman pemotongan :

$$H = 2 \cdot m + C_k \dots\dots\dots(2.23)$$

Dimana : H = Kedalaman pemotongan

C_k = Kelonggaran puncak

m =Modul gigi

Kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana : v =Kecepatan keliling

d_0 =Diameter lingkaran jarak bagi

n =Putaran poros (rpm)

Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pd}{v} \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana : F_t = Gaya tangensial

Pd = Daya rencana

v = Kecepatan kelilin

Faktor dinamis :

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}} \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana : f_v = Faktor dinamis
 v = Kecepatan keliling

Beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$F_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana : F_b = Beban lentur
 σ_a =Diameter lingkaran jarak bagi
 m =Modul gigi
 Y = Faktor bentuk gigi
 f_v = Faktor dinamis

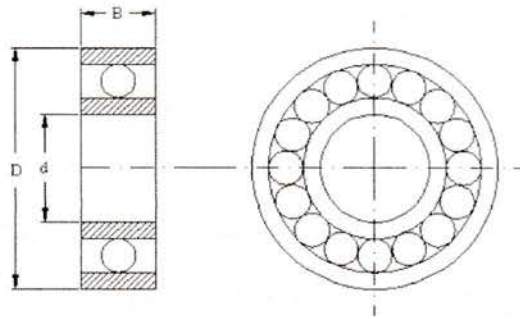
Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana : F'_H = Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar
 k_H =Faktor tegangan kontak
 d_0 =Diameter lingkaran jarak bagi
 f_v =Faktor dinamis
 z =Jumlah gigi

2.6. Perencanaan 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 2.16 Bantalan

Momen yang ditransmisikan dari poros $T = 10976 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ dan putaran $(n) = 6000 \text{ rpm}$.

Tabel 2.9. Bantalan Bola

Nomor Bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapabilitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapabilitas 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 (30mm). Berdasarkan dari tabel 3.7.

Nomor bantalan 6006,

Diameter bantalan : $D = 55 \text{ mm}$

Lebar bantalan : $B = 13 \text{ mm}$

Kapabilitas nominal dinamis spesifik : $C = 1030 \text{ kg}$

Kapabilitas nominal statis spesifik : $C_o = 740 \text{ kg}$

Untuk bantalan bola alur dalam $F_a/C_o = 0,014$ (direncanakan) dari tabel 3.8. di bawah ini :

Tabel 2.10. 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	$F_a / C_o = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	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				1,55	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							
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1	0,78	0,63	1,09	0,70	1,63	0,57	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	0,78	0,63	1,24	0,80	0,5	0,33	1	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 :

$$F_a = C_o \cdot 0,014 \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana: F_a = Beban aksial bantalan

C_o = Kapasitas nominal statis spesifik

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

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} > e \dots\dots\dots(2.30)$$

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

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots(2.31)$$

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 3.8. di atas

Faktor kecepatan f_n :

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

Faktor umur bantalan f_h :

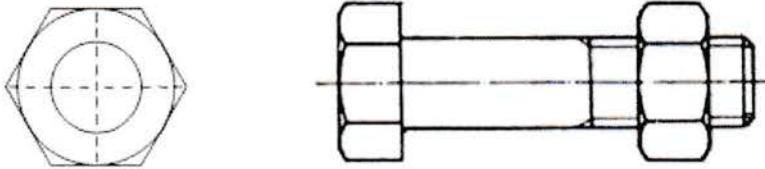
$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P} \dots\dots\dots(2.32)$$

Umur nominal dari bantalan L_h :

$$L_h = 500 \cdot (f_h)^3 \dots\dots\dots(2.33)$$

2.7. 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 2.17 Baut dan Mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan

$$W = P \text{ pada bantalan} = 54,37 \text{ kg}$$

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

Maka beban rencana W_d :

$$W_d = fc \cdot W \dots\dots\dots(2.34)$$

Diameter inti yang diperlukan

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot W_d}{\pi \cdot \sigma_a}} \dots\dots\dots(2.35)$$

Tabel 2.11. Ukuran standar ulir kasar metris

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

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

Tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_a = (0,5 - 0,75) \cdot \sigma_a \dots\dots\dots(2.36)$$

Jumlah ulir mur yang diperlukan

$$z \geq \frac{W_d}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot q_a} \dots\dots\dots(2.37)$$

dimana: q_a = Tekanan permukaan yang diinginkan

H_1 = Tinggi kaitan gigi dalam

D_2 = Diameter efektif ulir dalam

Tinggi mur

$$H = z \cdot p \dots\dots\dots(2.38)$$

Jumlah ulir mur

$$z' = \frac{H}{p} \dots\dots\dots(2.39)$$

Tegangan geser akar ulir baut

$$\tau_b = \frac{W_d}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \dots\dots\dots(2.40)$$

Tegangan geser akar ulir mur

$$\tau_n = \frac{W_d}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \dots\dots\dots(2.41)$$

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.

BAB 3

PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA RODA GIGI

3.1. Perhitungan Poros

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (N) sebesar 92 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).

$$\text{Daya (N)} = 92 \text{ PS}$$

$$\text{Putaran (n)} = 6000 \text{ rpm}$$

$$\text{Dimana :} \quad 1 \text{ Ps} = 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 92 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 67,62 \text{ kW}$$

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

Jika faktor koreksi adalah f_c (Tabel 2.2), dengan menggunakan persamaan (2.1) maka daya rencana Pd adalah :

$$\begin{aligned} Pd &= f_c \cdot P \\ &= 1,0 \cdot 67,62 \\ &= 67,62 \text{ kW} \end{aligned}$$

Jika momen puntir (*torsi*) adalah T ($kg \cdot mm$), dengan menggunakan persamaan (2.2) maka torsi untuk daya maksimum :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \\ T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{67,62}{6000} \\ T &= 10976 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Bahan poros di pilih baja karbon konstruksi mesin S35C dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 52 \text{ kg/mm}^2$. Dengan menggunakan persamaan (2.3) maka tegangan geser yang di izinkan

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \\ &= \frac{52}{6,0 \cdot 2,0} \\ &= 4,3 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.4) maka diperoleh pertimbangan untuk momen diameter poros :

$$\begin{aligned}d_s &= \left[\frac{5,1}{4,3} \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 10976 \right]^{1/3} \\ &= 28,6 \text{ mm} = 30 \text{ mm} \text{ (sesuai dengan tabel 2.4.)}\end{aligned}$$

Pada diameter poros di atas 30 mm, Dengan menggunakan persamaan (2.5) maka diperoleh tegangan geser yang terjadi pada poros adalah :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{5,1 \cdot 10976}{30^3} \\ &= 5,1 \cdot 0,406 \\ &= 2,1 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu : $2,1 < 4,3 \text{ kg/mm}^2$ (aman).

3.2. Perhitungan Spline dan Naaf

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (30 mm) bahan yang digunakan yaitu S35C dengan kekuatan tarik 52 kg/mm², untuk spline pada kendaraan dapat diambil menurut DIN 5462 sampai 5464. Dalam perencanaan ini diambil DIN 5463 untuk beban menengah. Seperti yang terdapat pada tabel (2.5) :

Diameter maksimum (diambil $d_s = 30$ mm)

Dimana :

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

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

$$d_2 = \frac{30}{0,81} = 37,04 \text{ mm} = 38 \text{ mm}$$

Spline yang direncanakan atau ketentuan ukurannya (dari tabel 2.5.) antara lain :

Jumlah (i) = 8 buah

Lebar (b) = 6 mm

Diameter luar (d_2) = 38 mm

Dengan menggunakan persamaan (2.6), maka diperoleh Tinggi:

$$(H) = \frac{d_2 - d_s}{2}$$

$$= \frac{38 - 30}{2}$$

$$= 4 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.7), maka diperoleh panjang:

$$\begin{aligned} (L) &= \frac{d_2^3}{d_s^2} \\ &= \frac{(38)^3}{(30)^2} = 60,97 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.8), maka diperoleh jari-jari:

$$\begin{aligned} (Rm) &= \frac{d_2 + d_s}{4} \\ &= \frac{38 + 30}{4} = 17 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.9), maka diperoleh jarak antara spline:

$$\begin{aligned} (w) &= 0,5 \cdot d_2 \\ &= 0,5 \cdot 38 \text{ mm} = 19 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.10), maka diperoleh besar gaya yang bekerja pada spline :

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{Rm} \\ F &= \frac{10976}{17} \\ &= 645,6 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.11), maka diperoleh tegangan geser pada poros spline adalah :

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{F}{i \cdot w \cdot L} \\ \tau_g &= \frac{645,6}{8 \cdot 19 \cdot 60,97} = 0,069 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.12), maka diperoleh sedang tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{F}{i \cdot H \cdot L} \\
 &= \frac{645,6}{8 \cdot 4 \cdot 60,97} \\
 &= 0,33 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Kekuatan tarik dari bahan yang direncanakan adalah 52 kg/mm² dengan faktor keamanan untuk pembebanan dinamis (8 – 10) diambil 10 untuk meredam getaran yang terjadi.

Dengan menggunakan persamaan (2.13), maka diperoleh tegangan geser yang diizinkan :

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

dimana :

$$\sigma_{trk} = \frac{52}{10} = 5,2 \text{ kg/mm}^2$$

maka :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot 5,2 = 4,16 \text{ kg/mm}^2$$

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

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

$$4,16 \geq 0,069$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan

3.3.Perhitungan Roda Gigi

3.3.1. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Satu

Diketahui : $P = 92 \text{ PS} = 67,62 \text{ kW}$

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

$$i = 3,769 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

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

Daya rencana P_d :

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 67,62 = 74,382 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.16), maka diperoleh diameter sementara lingkaran jarak bagi :

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

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 3,769} = 83,87 \text{ mm}$$

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

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 3,769}{1 + 3,769} = 316,12 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Dengan menggunakan persamaan (2.14), maka diperoleh jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{83,87}{6} = 13,97 \approx 14$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{316,21}{6} = 52,70 \approx 53$$

Dengan menggunakan persamaan (2.17), maka diperoleh perbandingan gigi :

$$i = \frac{z_2}{z_1} \text{ maka } i = \frac{53}{14} = 3,78$$

Dengan menggunakan persamaan (2.18),maka diperoleh diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

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

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

Dengan menggunakan persamaan (2.19),maka diperoleh jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{84 + 318}{2} = 201 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.20),maka diperoleh kelonggaran puncak :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.21),maka diperoleh diameter kepala :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.22),maka diperoleh diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (14 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 72 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (53 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 306 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.23), maka diperoleh 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 2.6.

$$z_1 = 14 \rightarrow Y_1 = 0,276$$

$$z_2 = 52 \rightarrow Y_2 = 0,408 + \left[\frac{52 - 50}{60 - 50} \cdot (0,276 - 0,408) \right]$$

$$Y_2 = 0,381$$

Dengan menggunakan persamaan (2.24), maka diperoleh kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 84 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 26,37 \text{ m/s}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.25), maka diperoleh gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 74,382}{26,37} = 287,71 \text{ kg}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26), maka diperoleh faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{26,37}} = 0,517$$

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, $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$.

Dengan menggunakan persamaan (2.27), maka diperoleh beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,276 \cdot 0,517$$

$$= 22,2 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$$

$$= 9 \cdot 6 \cdot 0,381 \cdot 0,517$$

$$= 10,63 \text{ kg/mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.28), maka diperoleh beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$

$$F'_H = 0,517 \cdot 0,079 \cdot 84 \cdot \frac{2 \cdot 53}{14 + 53}$$

$$= 5,42 \text{ kg/mm}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 5,42 \text{ kg/mm}$ dari F'_H .

3.3.2. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Dua

Diketahui : $P = 92 \text{ PS} = 67,62 \text{ kW}$

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

$$i = 2,045 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

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

Daya rencana Pd :

$$Pd = f_c \cdot P$$

$$= 1,1 \cdot 67,62 = 74,38 \text{ kW}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.16), maka diperoleh diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \qquad d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 2,045} = 131,46 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \qquad d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 2,045}{1 + 2,045} = 268,63 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Dengan menggunakan persamaan (2.14), maka diperoleh jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{131,46}{6} = 21,91 \approx 22$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{268,63}{6} = 44,77 \approx 45$$

Dengan menggunakan persamaan (2.17), maka diperoleh perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{45}{22} = 2,045$$

Dengan menggunakan persamaan (2.18), maka diperoleh diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 22 \cdot 6 = 132 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

Dengan menggunakan persamaan (2.19), maka diperoleh jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{132 + 270}{2} = 201 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.20), maka diperoleh kelonggaran puncak :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.21), maka diperoleh diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (22 + 2) \cdot 6 = 144 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (45 + 2) \cdot 6 = 282 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.22), maka diperoleh diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (22 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 117 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

Dengan menggunakan persamaan (2.23), maka diperoleh 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 2.6.

$$z_1 = 22 \rightarrow Y_1 = 0,327 + \left[\frac{22 - 21}{23 - 21} \cdot (0,333 - 0,327) \right]$$

$$Y_1 = 0,33$$

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

$$Y_2 = 0,399$$

Dengan menggunakan persamaan (2.24), maka diperoleh kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 132 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 41,448 \text{ m/s}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.25), maka diperoleh gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 74,38}{41,448} = 183,042 \text{ kg}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26), maka diperoleh faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{41,448}} = 0,461$$

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, $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$.

Dengan menggunakan persamaan (2.27), maka diperoleh beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned}
 F'_b &= \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v \\
 F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\
 &= 26 \cdot 6 \cdot 0,33 \cdot 0,461 \\
 &= 23,73 \text{ kg/mm} \\
 F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\
 &= 9 \cdot 6 \cdot 0,399 \cdot 0,461 \\
 &= 9,93 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.28), maka diperoleh beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned}
 F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\
 F'_H &= 0,461 \cdot 0,079 \cdot 132 \cdot \frac{2 \cdot 45}{22 + 45} \\
 &= 6,46 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 6,46 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

3.3.3. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Tiga

Diketahui : $P = 92 \text{ PS} = 67,62 \text{ kW}$

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

$$i = 1,405 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

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

Daya rencana P_d :

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \cdot P \\
 &= 1,1 \cdot 67,62 = 74,38 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.16), maka diperoleh diameter sementara lingkaran jarak bagi :

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

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 1,405} = 116,32 \text{ mm}$$

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

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,405}{1 + 1,405} = 233,67 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Dengan menggunakan persamaan (2.14), maka diperoleh jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{166,32}{6} = 27,72 \approx 28$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{233,67}{6} = 38,94 \approx 39$$

Dengan menggunakan persamaan (2.17), maka diperoleh perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{39}{28} = 1,39$$

Dengan menggunakan persamaan (2.18), maka diperoleh diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 28 \cdot 6 = 168 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 39 \cdot 6 = 234 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.19), maka diperoleh jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{168 + 234}{2} = 201 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.20), maka diperoleh kelonggaran puncak :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.21), maka diperoleh diameter kepala :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.22), maka diperoleh diameter kaki :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.23), maka diperoleh 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 2.6.

$$z_1 = 28 \rightarrow Y_1 = 0,349 + \left[\frac{28 - 27}{30 - 27} \cdot (0,358 - 0,349) \right]$$

$$Y_1 = 0,352$$

$$z_2 = 39 \rightarrow Y_2 = 0,383 + \left[\frac{39 - 38}{43 - 38} \cdot (0,396 - 0,383) \right]$$

$$Y_2 = 0,386$$

Dengan menggunakan persamaan (2.24), maka diperoleh kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 168 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 52,752 \text{ m/s}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.25), maka diperoleh gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 74,38}{52,752} = 143,81 \text{ kg}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26), maka diperoleh faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{52,752}} = 0,431$$

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, $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$.

Dengan menggunakan persamaan (2.27), maka diperoleh beban lentur yang
diizinkan persatuan lebar :

$$F'_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,352 \cdot 0,431$$

$$= 23,67 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$$

$$= 9 \cdot 6 \cdot 0,386 \cdot 0,431$$

$$= 8,98 \text{ kg/mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.28), maka diperoleh beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$

$$F'_H = 0,431 \cdot 0,079 \cdot 168 \cdot \frac{2 \cdot 39}{28 + 39}$$

$$= 6,66 \text{ kg/mm}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 6,66 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

3.3.4. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Empat

Diketahui : $P = 92 \text{ PS} = 67,62 \text{ kW}$

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

$$i = 1,053 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

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

Daya rencana P_d :

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 1,1 \cdot 67,62 = 74,38 \text{ kW}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.16), maka diperoleh diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \qquad d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 1,053} = 194,83 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \qquad d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 1,053}{1 + 1,053} = 205,16 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Dengan menggunakan persamaan (2.14), maka diperoleh jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{194,83}{6} = 32,47 \approx 33$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{205,16}{6} = 34,19 \approx 34$$

Dengan menggunakan persamaan (2.17), maka diperoleh perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{34}{33} = 1,03$$

Dengan menggunakan persamaan (2.18), maka diperoleh diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 33 \cdot 6 = 198 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

Dengan menggunakan persamaan (2.19), maka diperoleh jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{192 + 204}{2} = 201 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.20), maka diperoleh kelonggaran puncak :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.21), maka diperoleh diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (33 + 2) \cdot 6 = 210 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (34 + 2) \cdot 6 = 216 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.22), maka diperoleh diameter kaki :

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

$$\begin{aligned} d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (34 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 192 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.23), maka diperoleh 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 2.6.

$$z_1 = 33 \rightarrow Y_1 = 0,358 + \left[\frac{33 - 30}{34 - 30} \cdot (0,371 - 0,358) \right]$$

$$Y_1 = 0,368$$

$$z_2 = 34 \rightarrow Y_2 = 0,371 + \left[\frac{34 - 30}{34 - 30} \cdot (0,383 - 0,371) \right]$$

$$Y_2 = 0,383$$

Dengan menggunakan persamaan (2.24), maka diperoleh kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 198 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 62,172 \text{ m/s}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.25), maka diperoleh gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 74,38}{62,172} = 122,028 \text{ kg}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26), maka diperoleh faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{62,172}} = 0,411$$

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, $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$.

Dengan menggunakan persamaan (2.27), maka diperoleh beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$\begin{aligned} F'_{b1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 26 \cdot 6 \cdot 0,368 \cdot 0,411 \\ &= 23,59 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 9 \cdot 6 \cdot 0,374 \cdot 0,411 \\ &= 8,3 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.28), maka diperoleh beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\ F'_H &= 0,411 \cdot 0,079 \cdot 198 \cdot \frac{2 \cdot 35}{33 + 35} \\ &= 6,62 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 6,62 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

3.3.5. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Lima

Diketahui : $P = 92 \text{ PS} = 67,62 \text{ kW}$

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

$$i = 0,815 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

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

Daya rencana Pd :

$$\begin{aligned}Pd &= fc \cdot P \\ &= 1,1 \cdot 67,62 = 74,38 \text{ kW}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.16), maka diperoleh diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$\begin{aligned}d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \\ d_1 &= \frac{2 \cdot 200}{1 + 0,815} = 220,38 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \\ d_2 &= \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,815}{1 + 0,815} = 179,61 \text{ mm}\end{aligned}$$

Modul pahat $m = 6$

Dengan menggunakan persamaan (2.14), maka diperoleh jumlah gigi :

$$\begin{aligned}m &= \frac{d}{z} \Rightarrow z = \frac{d}{m} \\ z_1 &= \frac{d_1}{m} = \frac{220,38}{6} = 36,73 \approx 37 \\ z_2 &= \frac{d_2}{m} = \frac{179,61}{6} = 29,93 \approx 30\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.17), maka diperoleh perbandingan gigi :

$$\begin{aligned}i &= \frac{z_2}{z_1} \\ i &= \frac{30}{37} = 0,81\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.18), maka diperoleh diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned}d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 37 \cdot 6 = 222 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 30 \cdot 6 = 180 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.19), maka diperoleh jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{222 + 180}{2} = 201 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.20), maka diperoleh kelonggaran puncak :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.21), maka diperoleh diameter kepala :

$$\begin{aligned}d_{k1} &= (z_1 + 2) \cdot m = (37 + 2) \cdot 6 = 234 \text{ mm} \\ d_{k2} &= (z_2 + 2) \cdot m = (30 + 2) \cdot 6 = 192 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.22), maka diperoleh diameter kaki :

$$\begin{aligned}d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (37 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 207 \text{ mm} \\ d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (30 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 165 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.23), maka diperoleh 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 2.6.

$$z_1 = 37 \rightarrow Y_1 = 0,371 + \left[\frac{37 - 34}{38 - 34} \cdot (0,383 - 0,371) \right]$$

$$Y_1 = 0,38$$

$$z_2 = 30 \rightarrow Y_2 = 0,358$$

Dengan menggunakan persamaan (2.24), maka diperoleh kecepatan keliling :

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 222 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 69,708 \text{ m/s}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.25), maka diperoleh gaya tangensial :

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

$$F_t = \frac{102 \cdot 74,38}{69,708} = 108,836 \text{ kg}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26), maka diperoleh faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{69,708}} = 0,397$$

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, $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$.

Dengan menggunakan persamaan (2.27), maka diperoleh beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,38 \cdot 0,397$$

$$= 23,53 \text{ kg/mm}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v$$

$$= 9 \cdot 6 \cdot 0,358 \cdot 0,397$$

$$= 7,67 \text{ kg/mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.28), maka diperoleh beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2}$$

$$F'_H = 0,397 \cdot 0,079 \cdot 222 \cdot \frac{2 \cdot 30}{37 + 30}$$

$$= 6,23 \text{ kg/mm}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 6,23 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

3.3.6. Perhitungan Roda Gigi Kecepatan Mundur (Reverse)

Diketahui : $P = 92 \text{ PS} = 67,62 \text{ kW}$

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

$$i = 3,252 \text{ (Perbandingan gigi, berdasarkan spesifikasi)}$$

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

Daya rencana P_d :

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 1,1 \cdot 67,62 = 74,38 \text{ kW}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.16), maka diperoleh diameter sementara lingkaran jarak bagi :

$$d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + i} \qquad d_1 = \frac{2 \cdot 200}{1 + 3,252} = 94,07 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot i}{1 + i} \qquad d_2 = \frac{2 \cdot 200 \cdot 3,252}{1 + 3,252} = 305,92 \text{ mm}$$

Modul pahat $m = 6$

Dengan menggunakan persamaan (2.14), maka diperoleh jumlah gigi :

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

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{94,07}{6} = 15,67 \approx 16$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{305,92}{6} = 50,98 \approx 51$$

Dengan menggunakan persamaan (2.17), maka diperoleh perbandingan gigi :

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

$$i = \frac{51}{16} = 3,18$$

Dengan menggunakan persamaan (2.18), maka diperoleh diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standar) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= z_1 \cdot m \\ &= 16 \cdot 6 = 96 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{02} &= z_2 \cdot m \\ &= 51 \cdot 6 = 306 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.19), maka diperoleh jarak sumbu poros :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \\ &= \frac{96 + 306}{2} = 201 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.20), maka diperoleh kelonggaran puncak :

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

Dengan menggunakan persamaan (2.21), maka diperoleh diameter kepala :

$$d_{k1} = (z_1 + 2) \cdot m = (16 + 2) \cdot 6 = 108 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = (z_2 + 2) \cdot m = (51 + 2) \cdot 6 = 318 \text{ mm}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.22), maka diperoleh diameter kaki :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= (z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (16 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 81 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= (z_2 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (51 - 2) \cdot 6 - 2 \cdot 1,5 = 291 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.23), maka diperoleh 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 2.6.

$$z_1 = 16 \rightarrow Y_1 = 0,295$$

$$z_2 = 51 \rightarrow Y_2 = 0,408 + \left[\frac{51 - 50}{60 - 50} \cdot (0,421 - 0,408) \right] = 0,409$$

Dengan menggunakan persamaan (2.24), maka diperoleh kecepatan keliling :

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n}{60 \cdot 1000} \\ v &= \frac{3,14 \cdot 98 \cdot 6000}{60 \cdot 1000} = 30,772 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.25), maka diperoleh gaya tangensial :

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{102 \cdot Pd}{v} \\ F_t &= \frac{102 \cdot 74,38}{30,772} = 246,3 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.26), maka diperoleh faktor dinamis :

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

$$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{30,772}} = 0,498$$

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, $K_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$.

Dengan menggunakan persamaan (2.27), maka diperoleh beban lentur yang diizinkan persatuan lebar :

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

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v$$

$$= 26 \cdot 6 \cdot 0,295 \cdot 0,498$$

$$= 22,92 \text{ kg/mm}$$

$$\begin{aligned}
 F'_{b2} &= \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\
 &= 9 \cdot 6 \cdot 0,409 \cdot 0,498 \\
 &= 10,99 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.28), maka diperoleh beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned}
 F'_H &= f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \\
 F'_H &= 0,498 \cdot 0,079 \cdot 96 \cdot \frac{2 \cdot 51}{16 + 51} \\
 &= 5,75 \text{ kg/mm}
 \end{aligned}$$

Harga minimum $F'_{\min} = 5,75 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

3.4. Perhitungan Bantalan

Dengan menggunakan persamaan (2.29), maka diperoleh beban aksial bantalan:

$$\begin{aligned}
 F_a &= C_o \cdot 0,014 \\
 &= 740 \cdot 0,014 = 10,36 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Dari tabel (2.10) dapat diketahui harga beban radial F_r . Dengan menggunakan persamaan (2.30), maka diperoleh:

$$\begin{aligned}
 F_r &= \frac{F_a}{v \cdot e} \\
 &= \frac{10,36}{1 \cdot 0,19} = 54,53 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.31), maka diperoleh beban ekuivalen dinamis :

$$\begin{aligned}
 P &= 0,56 \cdot 54,53 + 2,30 \cdot 10,36 \\
 &= 54,37 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

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

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

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

Dengan menggunakan persamaan (2.32), maka diperoleh faktor umur bantalan:

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \cdot \frac{C}{P} \\ &= 0,177 \cdot \frac{1030}{54,37} = 3,35 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan (2.33), maka diperoleh umur nominal dari bantalan L_h :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot (f_h)^3 \\ &= 500 \cdot (3,35)^3 = 18797,688 \text{ jam} \end{aligned}$$

3.5. Perhitungan Baut dan Mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan

$$W = P \text{ pada bantalan} = 54,37 \text{ kg}$$

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

Dengan menggunakan persamaan (2.34), maka diperoleh beban rencana W_d :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,2 \cdot 54,37$$

$$= 65,244 \text{ kg}$$

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

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

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

(dipinisi tinggi)

Dengan menggunakan persamaan (2.35), maka diperoleh diameter inti yang diperlukan:

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

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 65,244}{3,14 \cdot 6}}$$

$$d_1 \geq 3,72 \text{ mm}$$

Dipilih ulir metris kasar diameter inti $d_1 = 4,917 \text{ mm} > 3,72 \text{ mm}$ dari tabel 2.11.

Maka pemilihan ulir standar ulir luar

diameter luar	$d = 6 \text{ mm}$
diameter inti	$d_1 = 4,917 \text{ mm}$
jarak bagi	$p = 1 \text{ mm}$

Dengan menggunakan persamaan (2.36), maka diperoleh 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	$H_1 = 0,541 \text{ mm}$

Dengan menggunakan persamaan (2.37), maka diperoleh jumlah ulir mur yang diperlukan:

$$z \geq \frac{W_d}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot q_a}$$
$$z \geq \frac{65,244}{3,14 \cdot 5,350 \cdot 0,541 \cdot 3}$$
$$z \geq 2,39 \rightarrow 3$$

Dengan menggunakan persamaan (2.38), maka diperoleh tinggi mur:

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

Dengan menggunakan persamaan (2.39), maka diperoleh jumlah ulir mur:

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

Dengan menggunakan persamaan (2.40), maka diperoleh tegangan geser akar ulir baut:

$$\tau_b = \frac{W_d}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } k = 0,84)$$
$$\tau_b = \frac{65,244}{3,14 \cdot 4,917 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 3} = 1,68 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan menggunakan persamaan (2.41), maka diperoleh tegangan geser akar ulir mur:

$$\tau_n = \frac{W_d}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } j = 0,75)$$
$$\tau_n = \frac{65,244}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 3} = 1,54 \text{ kg/mm}^2$$

BAB 4

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan rancangan Roda gigi untuk TOYOTA AVANZA diperoleh data sebagai berikut :

Daya (N)	=	92 Ps
Putaran (n)	=	6000 Rpm

1. Perhitungan Poros

Momen Torsi (T)	=	10976 kg.mm
Bahan Poros	=	S35C
Diameter Poros	=	30 mm

2. Perhitungan Spline Dan Naaf

Bahan spline dan naaf	=	S35C
Lebar spline (b)	=	6 mm
Jumlah spline dan naaf (i)	=	8
Diameter luar spline (d_2)	=	38 mm
Jari - jari spline dan naaf (r_m)	=	17 mm
Tinggi spline dan naaf (h)	=	4 mm
Panjang spline dan naaf (L)	=	60,97 mm
Gaya bekerja pada spline dan naaf	=	645,6 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})	=	96mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	72mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	5,42 kg/mm

Roda Gigi 2

Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi (z_1)	=	22
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	132 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	144mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	117mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	6,46 kg/mm

Roda Gigi 3

Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi (z_1)	=	28
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	168 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	180 mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	153 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	6,66 kg/mm

Roda Gigi 4

Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi (z_1)	=	33
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	198 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	210 mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	183 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	6,62 kg/mm

Roda Gigi 5

Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi (z_1)	=	37
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	222 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	234 mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	207 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	6,23 kg/mm

Roda Gigi mundur (*reverse*)

Bahan roda gigi	=	FC 20
Jumlah gigi (z_1)	=	16
Diameter lingkaran jarak bagi (d_{01})	=	96 mm
Diameter kepala (d_{k1})	=	108 mm
Diameter kaki (d_{f1})	=	81 mm
Beban permukaan diizinkan (F'_H)	=	5,75 kg/mm

4. Perhitungan Bantalan

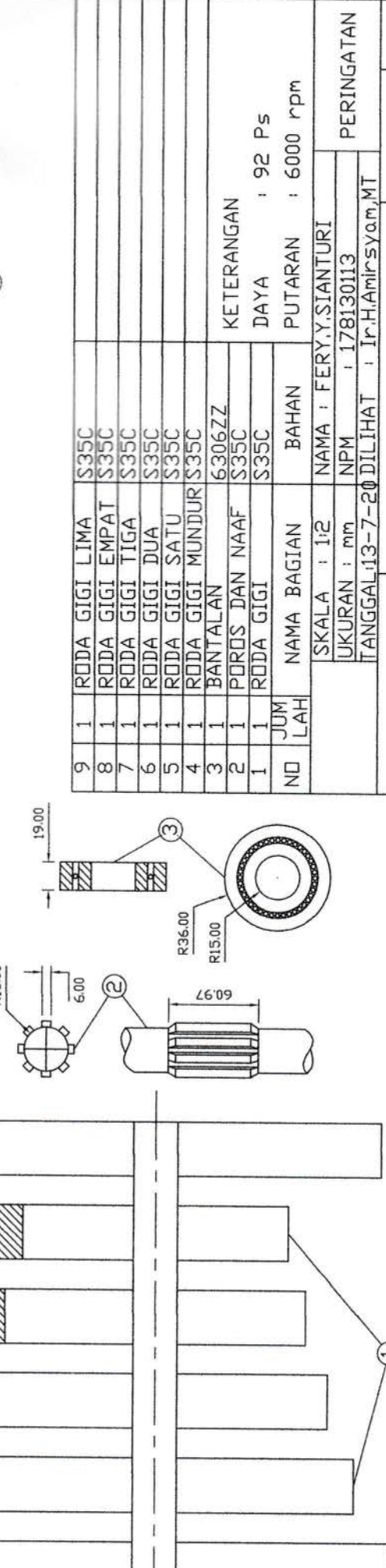
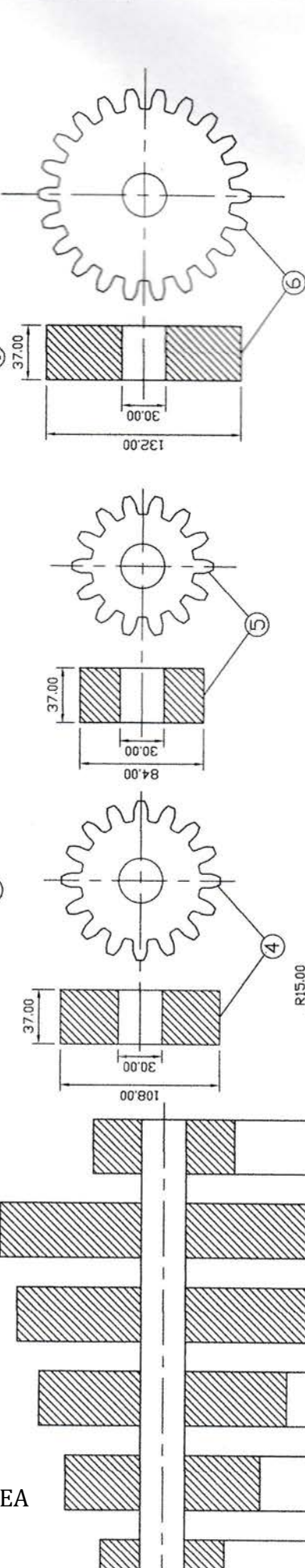
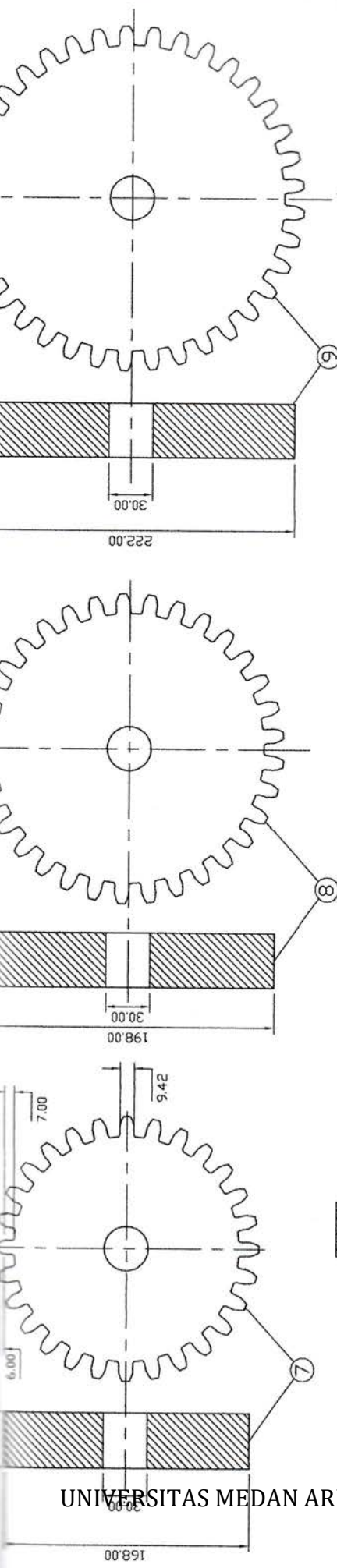
Diameter bantalan (D)	=	55 mm
Lebar bantalan (B)	=	13 mm
Beban ekivalen dinamis bantalan (P)	=	54,37 kg
Umur nominal bantalan (L_h)	=	18797,688 jam

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)	=	4,917 mm
Jarak bagi (p)	=	1 mm
Tinggi kaitan (H_1)	=	0,541 mm
Tinggi mur (H)	=	3 mm

DAFTAR PUSTAKA

1. Ir. Sularso, MSME dan Kyokatsu Suga, 1983, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.



ND	JUM LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN
9	1	RODA GIGI LIMA	S35C
8	1	RODA GIGI EMPAT	S35C
7	1	RODA GIGI TIGA	S35C
6	1	RODA GIGI DUA	S35C
5	1	RODA GIGI SATU	S35C
4	1	RODA GIGI MUNDUR	S35C
3	1	BANTALAN	6306ZZ
2	1	POROS DAN NAAF	S35C
1	1	RODA GIGI	S35C
KETERANGAN			
DAYA : 92 Ps			
PUTARAN : 6000 rpm			
SKALA : 1:2		NAMA : FERY.Y.SIANTURI	
UKURAN : mm		NPM : 178130113	
TANGGAL:13-7-20		DILIHAT : Ir.H.Amir-syam.MT	
ELEMEN MESIN UMA PERANCANGAN RODAGIGI AVANZA			PERINGATAN
			A4