

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN II

RODA GIGI TRANSMISSION HONDA MOBILIO

Daya (P) : 88 Ps

Putaran (n) : 6600 rpm

Disusun oleh :

PAISEN G. SIHOMBING
NPM : 168130038



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2019

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN II RODA GIGI TRANSMISSION

Daya (P) : 88 Ps

Putaran (n) : 6600 rpm

Disusun Oleh :

PAISEN G. SIHOMBING

NPM :168130038

Diketahui Oleh :
Ketua Jurusan Teknik Mesin



(BOBBY UMROH ST, MT)

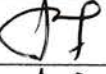
Disetujui Oleh :
Dosen Pembimbing



(BOBBY UMROH ST, MT)

LEMBAR ASISTENSI

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN II (RODA GIGI HONDA MOBILIO)

NO	HARI/TANGGAL	URAIAN	PARAF
1	Senin, 4/02, 2019	Klasifikasi Roda Gigi	
2	Senin, 11/02, 2019	Perencanaan poros penggerak	
3	Senin, 18/02, 2019	Perencanaan spline	
4	Senin, 25/02, 2019	Pemilihan bahan dan poros	
5	Senin, 4/03, 2019	Klasifikasi Bantalan	
6	Senin, 11/03, 2019	Perencanaan Roda Gigi Kecepatan	
7	Senin, 18/03, 2019	Macam - macam Roda Gigi	
8	Senin, 25/03, 2019	Spesifikasi Roda Gigi	

Medan,

Dosen Pembimbing



(BOBBY UMROH ST, MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

TUGAS RANCANGAN :II

Agenda :/FTM/TR II/2019
Nama : PAISEN G. SIHOMBING
NIM : 168130038
Spesifikasi Tugas : Rancangan Roda Gigi dengan Daya 88 Ps dan Putaran 6600 rpm
-Perencanaan Meliputi
* Jenis Roda Gigi
* Ukuran Roda Gigi
* Gambar Kerja

Diberikan Tanggal : 11/01/2019

Selesai Tanggal : 11/04/2019

Medan,...../...../2019

Disetujui oleh

Ka. Program Studi

Dosen Pembimbing

Koordinator



(BOBBY UMROH ST, MT)



(BOBBY UMROH ST, MT)



(Ir. H. AMRU SIREGAR, MT)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kehadiran Tuhan YME, karena dengan rahmatnya 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 Jurusan Teknik Mesin untuk merancang sebuah roda gigi Transmission. Dalam tugas Perancangan gigi transmission ini, penulis merancang Roda Gigi Transmission jenis kendaraan HONDA MOBILIO dengan Daya : 88 Ps dan Putaran : 6600 rpm.

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

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

Akhirnya penulis mengucapkan banyak terimakasih kepada Bapak BOBBY UMROH ST,MT sebagai Dosen pembimbing dan rekan-rekan Mahasiswa yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas ini. penulis berharap tugas ini dapat bermanfaat bagi penulis pribadi khususnya dan bagi pihak yang membutuhkan.

Medan, 11 Januari 2019



PAISEN G. SIHOMBING
NPM : 168130038

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	iii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Perencanaan	1
1.2. Tujuan Perencanaan	2
1.3. Batasan Masalah	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Secara Umum	3
2.2. Klasifikasi Roda Gigi	3
BAB III PERENCANAAN POROS DAN SPLINE	7
3.1. Perencanaan Poros Penggerak	7
3.2. Bahan Poros	8
3.3. Perencanaan Spline	12
3.4. Spline Poros Output	13
BAB IV PERENCANAAN RODA GIGI	16
4.1. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 1	16
4.2. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 2	20
4.3. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 3	24
4.4. Perencanaan Roda Gigi Kecepatan 4	28
BAB V PERHITUNGAN BANTALAN	33
5.1. Klarifikasi Bantalan	33
5.2. Perhitungan Bantalan	34
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	38
6.1. Kesimpulan	38
6.2. Saran	38
DAFTAR PUSTAKA	39

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Setiap mesin dirancang dan dibuat untuk memberikan fungsi-fungsi tertentu yang dapat meringankan pekerjaan manusia. Untuk dapat memberikan fungsi tersebut sebuah mesin dapat meringankan dan memerlukan kerja sama dari berbagai komponen yang bekerja menurut suatu mekanisme. Sebagai penggerak dari mekanisme tersebut dapat digunakan tenaga hewan atau manusia secara langsung jika mesinnya sederhana, tetapi karena berbagai alasan sebagian besar mesin menggunakan motor penggerak (Engine) yang bisa berupa motor bakar maupun motor listrik. Motor-motor tersebut pada umumnya memberikan daya dalam bentuk putaran pada sebuah poros, yang disebut poros penggerak, yang selanjutnya akan diteruskan keseluruhan komponen dalam mekanisme. Sebagai penyambung antara poros penggerak dan poros yang digerakkan maka digunakan kopling dalam pengoprasianya. Salah satu sistem transmissi adalah roda gigi yang secara umum digunakan untuk memindahkan atau meneruskan daya dan putaran poros. Dengan adanya roda gigi dapat dinaikkan atau diturunkan jumlah putaran poros pada poros keluar dengan jalan mengatur rasio roda gigi.

Diluar cara transmissi diatas, adapula cara lain untuk meneruskan daya, yaitu dengan sabuk dengan rantai. Namun demikian,transmissi roda gigi mempunyai keunggulan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, juga daya yang lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi disamping cara yang lain, karena memiliki ketelitian yang lebih besar dalam proses pembuatan, pemasangan maupun pemeliharaannya.

Penggunaan roda gigi sebagai alat transmissi telah menduduki tempat terpenting di segala bidang selama 200 tahun belakangan ini. Penggunaanya dimulai dari alat ukur yang kecil dan teliti seperti jam tangan, sampai reduksi pada turbin besar yang berdaya tinggi hingga puluhan megawatt.

1.2 TUJUAN PENULIS

Tujuan dari tugas rancangan roda gigi adalah :

- Agar mahasiswa memahami hal-hal utama yang harus diperhatikan terutama yang menyangkut prinsip kerja dan merancang bagian-bagian dari sistem transmisi roda gigi (gear box).
- Agar mahasiswa memahami berbagai hubungan karakteristik bahan dan sifat yang dibutuhkan dalam merancang suatu system transmisi roda gigi (gear box).
- Agar mahasiswa dapat menghitung dan merencanakan roda-roda gigi pada umumnya.

1.3 BATASAN MASALAH

Pada perancangan ini yang dibahas adalah desain suatu roda gigi kendaraan roda empat, yakni jenis HONDA MOBILIO untuk menaikkan atau menurunkan jumlah putaran poros yang keluar dengan jalan mengatur rasio roda gigi dengan daya dan putaran sebagai berikut :

Daya : 88 PS / 64,68 kW Dimana : 1PS = 0,735 KW
Putaran : 6600 rpm

Dalam hal ini akan dihitung ukuran dari pada komponen roda gigi tersebut meliputi : perancangan poros, perencanaan roda gigi, perencanaan spline, perencanaan bantalan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Secara Umum

Jika dari dua buah roda berbentuk silinder atau kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya salah satu diputar maka yang lain ikut berputar pula. Alat yang menggunakan cara kerja yang semacam ini untuk memindahkan daya disebut roda gesek. Cara ini cukup baik untuk meneruskan daya kecil dengan putaran yang tidak perlu tepat.

Guna mentransmisikan daya besar dan putaran yang tepat dilakukan dengan roda gesek. Untuk itu kedua roda tersebut harus dibuat bergigi pada kelilingnya sehingga penerusan daya diteruskan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling terkait. Roda gigi semacam ini, yang berbentuk silinder atau kerucut disebut dengan roda gigi.

Seperti yang telah dikemukakan pada bab sebelumnya pemakaian roda gigi seperti alat terpenting dalam segala bidang. Dalam bab ini akan dibahas lebih dahulu penggolongan roda gigi kemudian akan diuraikan nama setiap bagian dan peristilahannya, untuk roda gigi lurus yang merupakan roda gigi yang paling dasar diantara yang lain.

2.2 Klasifikasi Roda Gigi

Roda gigi diklasifikasikan seperti dalam table 2.1, menurut letak poros, arah putaran dan bentuk jalur gigi. Roda-roda gigi yang terpenting dan yang disebutkan dalam tabel 2,1, diperlihatkan dalam gambar 2.1

Roda gigi dengan poros sejajar adalah roda gigi dimana giginya sejajar pada dua bidang silinder (bidang jarak bagi), kedua bidang selinder tersebut bersinggungan dan yang satu mengelinding pada yang lain dengan sumbu tetap sejajar. Roda gigi lurus merupakan roda gigi yang paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar poros. Roda gigi miring mempunyai jalur gigi saling membuat kotak serentak (perbandingan kotak adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus), sehingga perpindahan momen atau putaran melalui gigi-gigi tersebut dapat berlangsung dengan halus. Sifat ini sangat baik untuk mentransmissikan putaran

roda gigi dan beban yang besar. Namun roda gigi miring memerlukan bantalan aksial dan kotak roda gigi yang lebih kokoh, karena jalur gigi yang berbentuk ulir tersebut memerlukan gaya reaksi yang sejajar dengan poros. Dalam hal ini roda gigi miring ganda, gaya aksial yang timbul pada gigi yang mempunyai alur V tersebut, akan saling meniadakan. Dengan roda gigi ini, perbandingan reduksi kecepatan keliling dan gaya yang diteruskan dapat diperbesar, tetapi sukar dalam pembuatannya. Roda gigi dalam, dipakai jika diinginkan alat transmissi dengan ukuran kecil dengan perbandingan reduksi dasar profil pahat pembuatan gigi. Pasangan antara batang gigi dan pinion digunakan untuk merubah gerakan menjadi lurus dan juga sebaliknya.

Table 2.1 Klasifikasi Roda Gigi

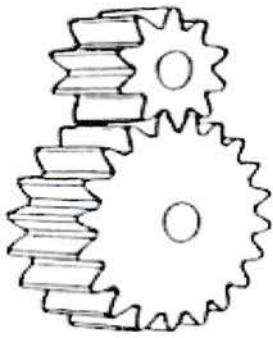
Letak poros	Roda gigi	Keterangan
Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus,(a) Roda gigi miring,(b) Roda gigi miring ganda,(c)	(klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
	Roda gigi luar, Roda gigi dalam dan pinion,(d) Bantalan gigi dan pinion,(e)	Arah putaran berlawanan Arah putaran sama Gerakan lurus dan 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	Roda gigi miring silang,(i) Batang gigi miring silang	Kotak titik Gerakan lurus dan berputar
	Roda gigi cacing silindris,(j) Roda gigi cacing selubung	

poros silang	ganda(Globoid),(k)	
	Rodaa gigi cacing samping	
	Roda gigi hyperboloid	
	Roda gigi hipoid,(l) Roda gigi permukaan silang	

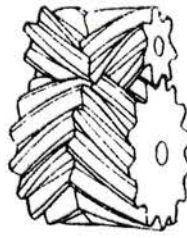
Sumber : Sularso & Kiokatsu suga, Dasar pemilihan elemen mesin.

Pada roda gigi kerucut, bidang jarak bagi merupakan bidang kerucut yang puncaknya terletak dititik potong sumbu poros.roda gigi lurus dengan gigi lurus adalah yang paling mudah dibuat dan paling sering dipakai. Tetapi roda gigi ini sangat berisik karena perbandingan kotaknya yang kecil, juga konstruksinya tidak memungkinkan pemasangan bantalan pada kedua ujung porosnya. Roda gigi ujung spiral memiliki perbandingan kotak yang besar. Sudut poros kedua roda gigi kerucut ini besarnya dibuat 90° .

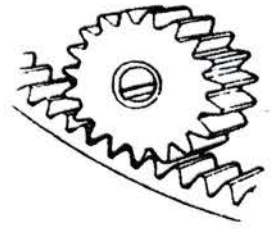
Dalam golongan roda gigi dengan poros bersilang, terdapat roda gigi miring silang, roda gigi cacing meneruskan putaran dengan perbandingan reduksi besar. Roda gigi cacing silindris mempunyai cacing berbentuk silindris yang lebih umum dipakai. Tetapi untuk beban yang lebih besar, cacing globolid atau cacing selubung ganda dengan perbandingan kotak yang lebih besar dapat digunakan roda gigi hipoid seperti yang sering dipakai pada roda gigi difresial mobil. Roda gigi ini mempunyai jalur gigi berbentuk spiral pada bidang kerucut yang sumbunya bersilang dan memidahkan gaya pada permukaan gigi berlangsung secara meluncur dan menggelinding



Roda Gigi Lurus Dalam

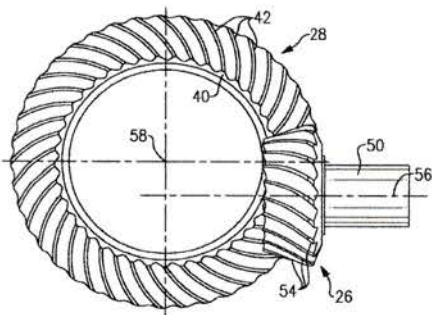


Roda Gigi Miring Ganda



Roda Gigi

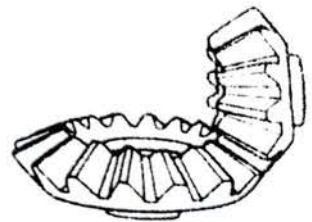
Gambar 2.1. Macam-macam Roda Gigi



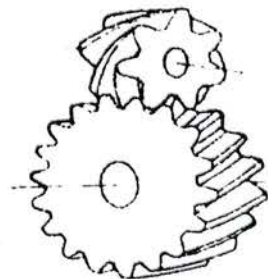
Roda Gigi Spiral



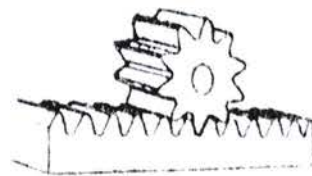
Roda Gigi Miring



Roda Gigi Kerucut Lurus



Roda Gigi Silang



Batang Gigi Dan Pinion

Gambar 2.1. Macam-macam Roda Gigi

BAB III

PERENCANAAN POROS DAN SPLINE

Poros merupakan bagian yang terpenting dalam mesin. Pada tugas rancangan ini ditegaskan untuk merencanakan poros untuk poros transmissi daya yang ditransmisikan melalui roda gigi.

Spesifikasi yang dipilih adalah kendaraan roda empat yaitu: HONDA MOBILIO, dengan data-data sebagai berikut:

Daya Max (P) : 88 PS / 64,68 kW
Putaran (n) : 6600 rpm

3.1. Perencanaan Poros penggerak (Main Shaft)

Menurut data-data diatas maka daya yang direncanakan (Pd) adalah :

$$Pd = Fc.P (Kw).....(Sularso,1997:7)$$

Dimana : Pd :daya desain/rencana

Fc : factor koreksi (1,2-2,0),diambil 2

P : Daya mula-mula

Tabel 3.1.Daya yang ditransmisikan

Daya yang ditransmisikan	Fc
➤ Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
➤ Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
➤ Daya normal	1,0-1,5

Perencanaan poros penggerak (poros input) jika daya dikembalikan dengan Hp maka harus dilakukan dengan 0,735 untuk mendapatkan Kw.

Dimana : Dimana : Daya yang dipindahkan (P)

$$Pd = P. fc$$

$$Pd = 64,68 \times 1,2$$

$$= 77,616 Kw$$

Sehingga :

$$T = 9,746 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots (Sularso, 1997:7)$$

$$T = 9,746 \times 10^5 \times 92,6/6600$$

$$T = 13673,93 \text{ kg.mm}$$

$$T = 13,68 \text{ kg.m}$$

3.2. Bahan poros

Poros yang digunakan untuk mesin atau transmissi biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinish, baja carbon s-c. dalam rancangan ini diambil bahan poros S40C dengan kekuatan tarik (OB) = 55 kg/m

Table 3.2. Baja karbon kontruksi mesin dan baja batang yang di finish Dingin untuk poros.

Standard dan macam	Tambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	keterangan
Baja karbon kontruksi	S 30C	Penormalan	48	
	S 35C	Penormalan	52	
Mesin	S 40C	Penormalan	55	
	S 45C	Penormalan	58	
	S 50C	Penormalan	62	
	S 60C	Penormalan	66	
Batang baja yang di finish dingin	S 34 C-D		53	Ditarik dingin
	S 45 C-D		60	Digrinda dibubut
	S 55 C-D		72	Atau gabungan hal-hal tersebut

Tegangan gesek yang diizinkan τ_a (kg/mm²) dihitung dengan rumus :

$$\tau_a = \frac{\tau_B}{sf1 \cdot sf2} \cdot \frac{p}{n} \dots\dots\dots (Sularso, 1997:8)$$

Dimana : τ_a = Tegangan gesek izin (kg/mm²)

sf1 = Faktor keamanan kelelahan puntir

$$= 5,6 \div 6,0$$

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

sf2 = faktor keamanan poros beratur berangkat

$$= 1,3 \div 3,0$$

$$= 1,5 \text{ diambil}$$

$$\tau_a = \frac{55}{6,0 \cdot 1,5} = 6,1 \text{ kg/mm}^2$$

diameter poros penggerak (Ds) mm dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$Ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} (Cb \cdot Kt \cdot T) \right]^{1/3} \dots\dots\dots (Sularso, 1997:8)$$

dimana : Cb = Faktor beban lentur

$$= 1,5 \text{ diambil}$$

Kt = Momen punter

$$= 1,3 \text{ diambil}$$

Maka
$$= \left[\frac{5,1}{6,1} (1,3 \cdot 1,5 \cdot 13673,93) \right]^{1/3}$$

$$= 24,95 \text{ mm}$$

$$Ds = 30 \text{ mm diambil menurut table}$$

Tabel 3.3 Diameter poros

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(103)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*153,5	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
	*12,5	32	30	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	147	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			220		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
9			90			
			95			

Keterangan :

1. Tanda bilangan standar
2. Bilangan didalam kurung untuk dipasang bantalan

Tegangan geser yang terjadi :

$$\tau = \frac{5,1T}{ds^3} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:7})$$

$$\begin{aligned}\tau &= 5,1 \times 13673,93 / (30^3) \\ &= 2.58 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena $\tau_a > \tau$ maka poros aman yakni $6,1 \text{ kg/mm}^2 > 2.58 \text{ kg/mm}^2$

3.2.Perencanaan untuk poros main shaft (output)

Perencanaan memakai S 45 C dan $\sigma_b 58 \text{ kg/mm}^2$ tegangan geser lain (σ_a) kg/mm^2 dapat dihitung dengan rumus

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf1 \cdot sf2}$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan kelelahan puntir

= 6 diambil

Sf2 = Faktor keamanan beratur dan bertingkat

= 3 diambil

Maka :

$$\tau_a = \frac{58}{6 \times 3} = 3,22 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot Cb \cdot Kt \cdot T \right]^{1/3}$$

Dimana : Cb = 1,5 diambil

Kt = 1,3 diambil

$$D_s = \left[\frac{5,1}{3,22} \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 13673,93 \right]^{1/3}$$

$$= 32,8 \text{ mm}$$

$$= 38 \text{ mm (diambil)}$$

Untuk perhitungan kekuatan poros, konstruksi bisa dipakai jika memenuhi syarat antara lain :

$$\tau = \frac{5,1 T}{d_s^3}$$

$$= \frac{5,1 \cdot 13673,93}{38^3}$$

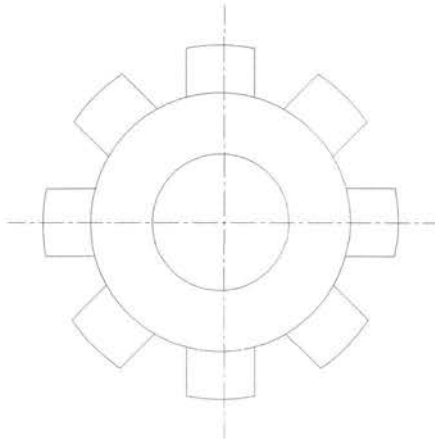
$$= 1,27 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 1,27 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 1,27 \text{ kg/mm}^2$$

Karena $\tau_a : 3,22 \text{ kg/mm}^2 > 1,27 \text{ kg/mm}^2$ maka poros dapat dikatakan aman.

3.3.perencanaan spline



Gambar 3.1 Spline

Keterangan gambar

W = Ketebalan spline.

h = Tinggi spline.

d = Diameter dalam spline.

D = Diameter luar spline.

I = Panjang spline.

R_m = Jari rata-rata.

Perencanaan spline dapat dibagi menjadi dua spline yaitu :

- 1.Spline poros input.
- 2.Spline poros output.

3.4. Spline poros output (counter shaft)

Dari tabel 1.7. Machiner design, Arround Deatchman. Direncanakan :

N = Jumlah spline

$$= 8 \text{ buah}$$

I = panjang spline

$$= (1,5 - 2).d_s$$

$$= 1,5 \text{ diambil}$$

b = Lebar spline

$$= \frac{r.d_s}{2.n}$$

h = Tinggi spline

$$= 0,095.d_s$$

d_{s1} = diameter minimum diameter poros

$$= 0.81.d_s$$

Maka diameter poros input $d_s = 38 \text{ mm}$ sehingga :

$$d_{s1} = 0,81.d_s$$

$$d_{s1} = 0,81 \times 38$$

$$d_{s1} = 30,78 \text{ mm}$$

W = Jarak Spline

$$W = 0,156. D_s$$

$$W = 0,156 \times 38$$

$$W = 5,928 \text{ mm}$$

$$h = 0,095 \times 38 = 3,61 \text{ mm}$$

$$I = 2.d_s$$

$$= 2 \times 38 = 76 \text{ mm}$$

Gaya yang diterima oleh seluruh spline

$$F = \frac{T}{ds/2}$$

$$F = \frac{13673,93}{38/2} = 719,68 \text{ kg/mm}^2$$

Jadi gaya yang diterima oleh spline :

$$F_s = \frac{F}{n} = \frac{719,68}{8} = 89,96 \text{ kg/mm}^2$$

Pada perencanaan bahan spline yakni S 45 C dengan $\tau_b = 58 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan gesek izin

$$\tau_a = \frac{Tb}{sf1 \cdot sf2}$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan kelelahan punter

= 6 diambil

Sf2 = factor keamanan beratur dan bertingkat

= 3 diambil

Maka :

$$\tau_a = \frac{Tb}{sf1 \cdot sf2}$$

$$\tau_a = \frac{58}{6 \times 3} = 3,22 \text{ kg/mm}^2$$

pemriksaan spline terhadap tegangan tumbukan (Tg)

$$T_g = (T_g) \frac{F}{s} \dots\dots\dots (\text{kg/mm})$$

Dimana :

A = Luas penampang yang mengalami gesekan

= l.h

= 76 mm x 3,61 mm

= 274,36 mm²

$$T_g = \frac{F_s}{A}$$

$$T_g = \frac{89,96}{274,36} = 0,32 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan spline terhadap tegangan geser (Tgs)

$$T_{gs} = \frac{F_s}{I.w} \dots\dots\dots(\text{Stolk 1981: 169})$$

$$T_{gs} = \frac{89,96}{76.5,928} = 0,20 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$T_a > T_{gs}$$

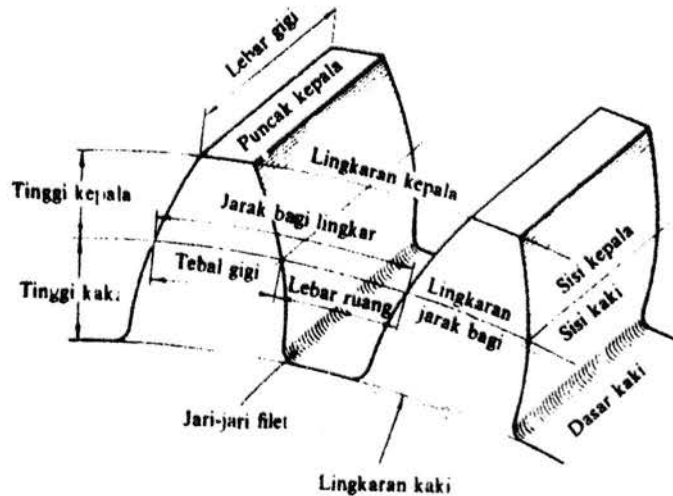
$$3,22 \text{ kg/mm}^2 > 0,22 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan gesek uji lebih besar dari tegangan yang diberikan, maka konstruksi ini aman dipakai.

BAB IV

PERENCANAAN RODA GIGI

Pada perencanaan elemen mesin ini yang direncanakan adalah roda gigi lurus yaitu sebagai berikut :



Gambar.3.1.Roda Gigi

4.1.Perencanaan Roda Gigi kecepatan I

A.1.Pinion

Untuk merencanakan sebuah roda gigi beberapa ukuran roda terlebih dahulu ditentukan modul sebagai berikut :

$m = 2$ diambil dari table modul standar

$z =$ jumlah gigi yang direncanakan, diambil 16

jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukuran dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (d_o) :.....(Holowoko, Hall "Machine design"hal.355)

$$\begin{aligned} d_o &= 2 \times m \\ &= 2 \times 16 = 32 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (d_k) :

Daya rencana :

$$\begin{aligned} d_k &= (z + 2) \times m \\ &= (16 + 2) \times 2 = 36 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :.....(Sularso,1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= z_i \times m \times \cos a \\ &= 16 \times 2 \times \cos 20^\circ = 30,06 \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots \dots \dots (\text{diambil } 9) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck && \text{Dimana } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

A.2.Gear H

$$I = n_1/n_2 = Z_2/Z_1 = D_{p2}/D_{p1}$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi h :

$$I = Z_H/Z_A$$

$$3 = Z_H/16$$

$$Z_H = 3 \times 16 = 48$$

Maka :

1. Diameter lingkaran bagi (do).....(Sularso,1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 48 = 96 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :

$$\begin{aligned} dk &= (Z_H + 2) \times m \\ &= (48 + 2) \times 2 = 100 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :.....(Sularso, 1997:218)

$$\begin{aligned} dg &= ZH \times m \times \cos a \\ &= 48 \times 2 \times \cos 20^\circ = 39,17 \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,5 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots\dots\dots(\text{diambil } 9) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck && (\text{diambil } ck = 0,25 \times m) \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

A.3.Perhitungan kecepatan pada pinion A

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$d_o = 32$$

$$n = 6600$$

Maka :

$$\begin{aligned} V &= \frac{3,14 \cdot 32 \cdot 6600}{60 \cdot 1000} \\ &= 11,05 \text{ m/det} \end{aligned}$$

2. Gaya tangensial (Ft) yang terjadi adalah :

$$F_t = \frac{102 \cdot x \cdot p_d}{v} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$V = 11,05 \text{ m/det}$$

$$P_d = 83,79 \text{ kw}$$

Maka :

$$F_t = \frac{102 \cdot x \cdot 83,79}{11,05}$$

$$= 773,44 \text{ kg}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (tb):

$$T_b = \frac{f_t \cdot x \cdot h}{b \cdot x \cdot h^2 / 6} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:239})$$

Dimana :

$$T_b = \frac{851,25 \cdot x \cdot 4,5}{18 \cdot x \cdot (4,5)^2 / 6}$$

$$= 63,06 \text{ kg/mm}^3$$

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah 57,46 kg/mm, bahan pinion diambil dari baja S 35 C dengan tegangan lentur ijin 58 kg/mm. $\sigma_B = 57,46 \text{ kg/mm}$ (lit. Sularso table 6.7) maka pinion A dalam keadaan aman dan gear H dalam keadaan aman.

4. Tegangan gesek ijin (τ_a)

$$\tau_a = \frac{q}{sf1 \cdot sf2} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:8})$$

Dimana :

Sf = factor keamanan untuk bahan S-C dengan harga, diambil 6

Sf = factor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau bertangga dengan harga 1,3 – 3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6 \cdot 1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan gesek pada pinion A (τ_g)

$$\tau_g = \frac{5,1 \cdot T}{d_o^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1 \cdot 13673,93}{32^3}$$

$$\tau_g = 2,12 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$T_a > T_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 2,12 \text{ kg/mm}^2$$

Maka konstruksi ini dinyatakan aman

4.2. Perencanaan roda gigi pada kecepatan II

B. 1. Pinion B

Untuk mengetahui dimensi utamanya terlebih dahulu dicari modul dengan persamaan :

m = 2 diambil dari table modul standar

z = 24 (jumlah gigi yang direncanakan)

jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukuran dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (d_o) :(Sularso,1997:216)

$$d_o = 2 \times m$$

$$= 2 \times 24 = 48 \text{ mm}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :.....(Sularso,1997:218)
 Daya rencana :

$$dk = (Z + 2) \times m$$

$$= (24 + 2) \times 2 = 52 \text{ mm}$$
3. Diameter lingkaran dasar (do) :

$$dg = Zi \times m \times \cos a$$

$$= 24 \times 2 \times \cos 20^\circ = 19,58$$
4. Jarak bagi (to) :

$$to = \pi \times m$$

$$= 3,14 \times 2 = 6,28$$
5. Jarak bagi normal (tc) :

$$tc = \pi \times m \times \cos a$$

$$= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56$$
6. Lebar gigi (b) :

$$b = (6 - 10) \times m \dots \dots \dots (\text{diambil } 9)$$

$$= 9 \times 2 = 18$$
7. Tebal kaki gigi (ip) :

$$ip = 2 \times m + ck$$

$$= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm}$$

$$\text{Diambil } ck = 0,25 \times m$$

$$= 0,25 \times 2 = 0,5$$
8. Tebal gigi (h) :.....(Sularso,1997:219)

$$h = 2 \times m + ck$$

$$= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm}$$

B. 2. Gear G

$$I = n1/n2 = Z2/Z1 = Dp2/Dp1$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi h :

$$I = ZG/ZB$$

$$3 = ZG/24$$

$$ZG = 24 \times 3 = 72 = 72 \text{ buah}$$

$$\text{Maka : } m = 72$$

Ukuran-ukuran gear G

1. Diameter lingkaran bagi (do).....(Sularso,1997:216)

$$\begin{aligned} d_o &= 2 \times m \\ &= 2 \times 72 = 144 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :

Daya rencana :

$$\begin{aligned} dk &= (Z + 2) \times m \\ &= (72 + 2) \times 2 = 148 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :.....(Sularso,1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Z_i \times m \times \cos a \\ &= 72 \times 2 \times \cos 20^\circ = 58,76 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m).....(\text{Diambil } 9) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck && \text{Diambil } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (ip) :(Sularso, 1997:219)

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

B. 3. Perhitungan kekuatan pada pinion B

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$d_o = 144$$

$$n = 6600$$

Maka :

$$V = \frac{3,14.144.6600}{60.1000}$$

$$V = 49,737 \text{ m/det}$$

2. Gaya tangensial (Ft) yang terjadi adalah :

$$ft = \frac{102.x.pd}{v} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$V = 49,737 \text{ m/det}$$

$$Pd = 64,68 \text{ kw}$$

Maka :

$$ft = \frac{102.x.96,12}{49,737}$$

$$= 197,12 \text{ kg}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (Tb) :

$$\tau_b = \frac{ft.x.l}{b.x.h^2 / 6} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:239})$$

Dimana :

$$\tau_b = \frac{197.12.x.4,5}{18x(4,5)^2 / 6}$$

$$= 16,32 \text{ kg/mm}^3$$

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah 16,06 kg/mm, bahan pinion diambil baja S 50 C dengan tegangan lentur ijin 32 kg/mm. $\sigma_B = 16,06$ kg/mm (lit Sularso table 6.7,hal 241) maka pinion B dalam keadaan aman dan gear G dalam keadaan aman.

4. Tegangan geser ijin (τ_a) :

$$\tau_a = \frac{\sigma}{sf1.sf2} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:8})$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan untuk bahan S-C dengan harga, diambil 6

Sf2 = Faktor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau bertangga dengan harga 1,3-3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6.1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan geser pada pinion A (τ_g) :

$$\tau_g = \frac{5,1.T}{do^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1.13673,93}{144^3}$$

$$\tau_g = 0,023 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$\tau_a > \tau_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 0,023 \text{ kg/mm}^2$$

Maka kontruksi ini dinyatakan aman dipakai.

4.3. Perencanaan roda gigi pada kecepatan III

Untuk mengetahui dimensi utamanya terlebih dahulu dicari modul dengan persamaan :

m = 2 diambil dari table modul standar

z = 27 buah (jumlah gigi yang dirancang)

Jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukuran dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (do) :.....(Sularso, 1997:216)

$$do = 2 \times m$$

$$= 2 \times 27 = 54 \text{ mm}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :.....(Sularso, 1997:218)

Daya rencana :

$$\begin{aligned} dk &= (Z+2) \times m \\ &= (27+2) \times 2 = 58 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

4. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

5. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots \dots \dots (\text{diambil } 10) \\ &= 10 \times 2 = 20 \end{aligned}$$

6. Tebal kaki gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck && \text{Dimana } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

7. Tebal gigi (h) :.....(Sularso, 1997:219)

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

C.1. Gear F

$$I = n_1/n_2 = Z_2/Z_1 = D_{p2}/D_{p1}$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi F :

$$I = Z_F/Z_G$$

$$2,25 = Z_F/27$$

$$Z_F = 27 \times 3 = 81$$

Maka :

$$m = 81$$

Ukurn-ukuran Gear F

1. Diameter lingkaran bagi (do) :.....(Sularso, 1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 81 = 162 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter lingkaran kepala (dk) :

Daya rencana :

$$\begin{aligned} dk &= (Z+2) \times m \\ &= (27+2) \times 2 = 58 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Diameter lingkaran dasar :.....(Solaraso,1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Z_i \times m \cos a \\ &= 2 \times 72 \times \cos 20^\circ = 22,04 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to):

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc):

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi(b):

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots\dots\dots(\text{dimbil } 10) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck && \text{Diambil } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (ip) :.....(Sularso, 1997:219)

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

C.2.Perhitungan kekuatan pada pinion C

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot do \cdot n}{60.1000} \dots\dots\dots(\text{Sularso,1997:238})$$

Dimana :

$$\begin{aligned} do &= 162 \\ n &= 6600 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} V &= \frac{3,14.162.6600}{60.1000} \\ V &= 55,954 \text{ m/det} \end{aligned}$$

2. Gaya tangensial (Ft) yang terjadi adalah :

$$f_t = \frac{102 \cdot x \cdot p_d}{v} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:238})$$

Dimana :

$$V = 55,954 \text{ m/det}$$

$$p_d = 83,79 \text{ kw}$$

Maka :

$$\begin{aligned} f_t &= \frac{102 \cdot x \cdot 92,6}{55,954} \\ &= 168,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (τ_b) :

$$\tau_b = \frac{f_t \cdot x \cdot l}{b \cdot x \cdot h^2 / 6} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:239})$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{168,8 \cdot x \cdot 4,5}{18 \cdot x \cdot (4,5)^2 / 6} \\ &= 12,50 \text{ kg/mm}^3 \end{aligned}$$

Tegangan lentur yang terjadipada roda gigi adalah 13,76 kg/mm, bahan pinion diambil baja S 55 C - D dengan tegangan lentur ijin 35 kg/mm. $\sigma_B = 13,76 \text{ kg/mm}$ (lit.Sularso table 6.7) maka pinion C dalam keadaan aman dan gear F dalam keadaan aman.

4. Tegangan gesek ijin (Tg) :

$$\tau_g = \frac{q}{sf1 \cdot sf2} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:8})$$

Dimana :

Sf1 = Faktor keamanan untuk bahan S-C dengan harga, diambil 6

Sf2 = Faktor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau tidak dengan harga 1,3-3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6 - 1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan gesek pada pinion A (tg) :

$$\tau_g = \frac{5,1.T}{d_o^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1.13673,93}{162^3}$$

$$\tau_g = 0,01 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

$$\tau_a > \tau_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 0,01 \text{ kg/mm}^2$$

Maka kontruksi ini dinyatakan aman dipakai.

4.4.Perencanaan roda gigi pada kecepatan IV

Untuk mengetahui dimensi utamanya terlebih dahulu dicari modul dengan persamaan :

$m = 2$ diambil dari table modul standar

$z = 38$ buah (jumlah gigi yang dirancang)

jika diketahui modul (m) adalah 2 mm, maka ukuranya dari pinion 1 dapat dihitung :

1. Diameter lingkaran bagi (d_o) :.....(Sularso,1997:216)

$$d_o = 2 \times m$$

$$= 2 \times 38 = 76 \text{ mm}$$

2. Diameter lingkaran kepala (d_k) :.....(Sularso,1997:218)

Daya rancangan :

$$d_k = (Z+2) \times m$$

$$= (38+2) \times 2 = 80 \text{ mm}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :>>.....(Sularso, 1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Z_1 \times m \times \cos a \\ &= 38 \times 2 \times \cos 20^\circ = 31,01 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Jarak bagi normal (tc) :

$$\begin{aligned} tc &= \pi \times m \times \cos a \\ &= 3,14 \times 2 \times \cos 20^\circ = 2,56 \end{aligned}$$

6. Lebar gigi (b) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots \dots \dots (\text{diambil } 10) \\ &= 9 \times 2 = 18 \end{aligned}$$

7. Tebal kaki gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + ck && \text{Dimana } ck = 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} && = 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

8. Tebal gigi (h) :.....(Sularso,1997:219)

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + ck \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

D.2.Gear E

$$I = n_1/n_2 = Z_1/Z_2 = D_{p2}/D_{p1}$$

Ratio transmisi direncanakan 3, sehingga jumlah gigi E :

$$I = ZE/ZD$$

$$2,25 = ZE/38$$

$$ZE = 38 \times 3 = 114 \text{ buah}$$

Maka :

$$m = 2$$

ukuran-ukuran gear E

1. Diameter lingkaran bagi (do) :.....(Sularso,1997:216)

$$\begin{aligned} do &= 2 \times m \\ &= 2 \times 114 = 228 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter longkaran kepala (dk) :

$$dk = (Z+2) \times m$$

$$= 76 + 2 \times 2 = 156 \text{ mm}$$

3. Diameter lingkaran dasar (dg) :.....(Sularso,1997:128)

$$\begin{aligned} dg &= Z_i \times m \times \cos a \\ &= 76 \times 2 \times \cos 20^\circ = 62,03 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Jarak bagi (to) :

$$\begin{aligned} to &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 2 = 6,28 \end{aligned}$$

5. Lebar gigi (tc) :

$$\begin{aligned} b &= (6-10) \times m \dots \dots \dots (\text{diambil } 10) \\ &= 10 \times 2 = 20 \end{aligned}$$

6. Tebal kaki gigi (h) :

$$\begin{aligned} h &= 2 \times m + c_k & \text{Dimana } c_k &= 0,25 \times m \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} & &= 0,25 \times 2 = 0,5 \end{aligned}$$

7. Tebal gigi (ip) :

$$\begin{aligned} ip &= 2 \times m + c_k \\ &= 2 \times 2 + 0,5 = 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

D.3.Perhitungan kekuatan pada pinion D

1. Kecepatan keliling pada pinion 1 adalah :

$$V = \frac{\pi \cdot d_o \cdot n}{60.1000} \dots \dots \dots (\text{Sularso,1997:238})$$

Dimana :

$$\begin{aligned} d_o &= 228 \\ n &= 6600 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} V &= \frac{3,14.228.6600}{60.1000} \\ V &= 78,751 \text{ m/det} \end{aligned}$$

2. Gaya tangensial (ft) yang terjadi adalah :

$$ft = \frac{102.x.pd}{v} \dots\dots\dots(Sularso,1997:239)$$

Diman :

$$V = 78,751 \text{ m/det}$$

$$pd = 92,6 \text{ kw}$$

Maka :

$$ft = \frac{102.x.92,6}{78,751}$$

$$= 119,93 \text{ kg}$$

3. Tegangan lentur yang terjadi (τ_b) :

$$\tau_b = \frac{ft.x.l}{b.x.h^2 / 6} \dots\dots\dots(Sularso,1997:239)$$

Dimana :

$$\tau_b = \frac{119,93.x.4,5}{18.x.(4,5)^2 / 6}$$

$$= 8,88 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah $9,77 \text{ kg/mm}^2$, bahan pinion yang diambil baja S 35 C dengan tegangan lentur ijin 26 kg/mm . $\tau_b = 9,77 \text{ kg/mm}$ (lit.Sularso table 6.7) maka pinion D dalam keadaan aman.

4 Tegangan gesr ijin (tg) :

$$\tau_a = \frac{\sigma}{sf1.sf2} \dots\dots\dots(Sularso,1997:8)$$

Dimana :

Sf1 = factor keamanan untuk bahan S-C dengan harga,diambil 6

Sf2 = Faktor keamanan yang ditinjau apakah poros diberi pasak atau bertangga dengan harga 1,3-3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_a = \frac{52}{6-1,5} = 5,77 \text{ kg/mm}^2$$

5. Tegangan geser pada pinion A (τ_g) :

$$\tau_g = \frac{5,1.T}{d_o^3}$$

$$\tau_g = \frac{5,1.13673,93}{228^3}$$

$$\tau_g = 0,005 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian :

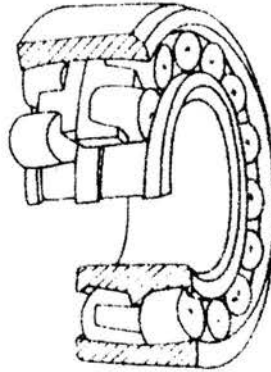
$$\tau_a > \tau_g$$

$$5,77 \text{ kg/mm}^2 > 0,005 \text{ kg/mm}^2$$

Maka konstruksi ini dinyatakan aman dipakai.

BAB V

PERHITUNGAN BANTALAN



Gambar 4.1 Bantalan

Bantalan yaitu elemen mesin yang menumpu poros yang berbeda, sehingga putaran atau getaran bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman dan tahan lama.

Bantalan harus kokoh untuk menumpu poros serta elemen mesin yang lainnya bekerja dengan baik. Maka prestasi seluruh system akan menurun atau dapat bekerja sebagai mestinya.

5.1.Klasifikasi Bantalan

1. Atas dasar gerak bantalan terhadap poros :

a) Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gerakan luncur antar poros dan bantalan, karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara plumas.

b).Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gerakan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru) rol atau jarum dalam rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a).Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah gerak lurus sumbu poros

b).Bantalan axial

Arah beban yang ditumpu ini sejajar dengan sumbu poros

c).Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus.

Dalam perancangan ini dipilih bantalan gelinding jenis bola ulir baris tunggal

5.2. Perhitungan bantalan

Gaya ekivalen yang bekerja pada bantalan (P_o) beban aksial (F_a) kg dan gaya radial (F_r). Pada bantalan ini gaya ekivalen yang bekerja (P_o) adalah :

$$P_o = V (x_o.F_r.) + (y.f_a)$$

Dimana :

P_o = Beban ekivalen yang bekerja pada bantalan

X_o = Faktor radial= 0,6 (diambil)

F_a = Faktor aksial = 0,5 (diambil)

F_r = Gaya radial = 26,64 kg (direncanakan)

F_o = Gaya aksial = 11,88 kg (direncanakan)

Maka :

$$\begin{aligned} P_o &= (0,6 \times 26,64) + (0,5 \times 11,88) \\ &= 21,92 \text{ kg} \end{aligned}$$

Factor lama pemakaian (F_h)

$$\begin{aligned} F_h &= 3\sqrt{\frac{L}{500}} = 3\sqrt{\frac{10.000}{500}} \\ &= 2,714 \end{aligned}$$

Lama pemakaian/jam (L) = 10.000

$$\text{Dan } F_n = 3\sqrt{\frac{33,3}{n}}$$

Dimana :

$$n = \text{putaran (6600 rpm)}$$

$$F_n = 3 \sqrt{\frac{33,3}{6600}} = 0,212$$

dari hasil perhitungan maka, kapasitas normalisasi spesifik (a) yaitu :

$$\begin{aligned} C &= p_o \times \frac{F_h}{F_n} \\ &= 21,92 \times \frac{2,714}{0,212} = 280.61 \text{ kg} \end{aligned}$$

Maka C yang diambil adalah 360 kg, kemudian ukuran bantalan dapat dilihat dari table dibawah yang meliputi :

- Diameter luar (D) = 26 mm
- Diameter dalam (D) = 10 mm
- Lebar Bantalan (B) = 8 mm
- Kapasitas normal dinamis spesifikasi = 360 kg

Table 8.1 Harga Nomor bantalan

Nomor Bantalan			Ukuran Luar Diameter (mm)				Kapasitas spesifikasi dinamis C (kg)	Kapasitas nominal spesifikasi Co (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa Kotak	D	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001z	6001vv	12	28	8	0,5	400	229
6002	z	02 vv	15	32	9	0,5	440	263
6003	02 zz	6003vv	17	35	10	0,5	470	396
6004	6003 z	04 vv	20	42	12	1,0	735	465
6005	z	05 vv	25	47	12	1,0	790	530
6006	04 zz	6006vv	30	55	13	1,0	1030	740
6007	05 zz	07 vv	35	62	14	1,5	1250	915
6008	6006 z	08 vv	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	z	6009vv	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	07 zz	6010vv	50	80	16	1,5	1710	1430
	08 zz							
	6009z							
	10							
	zz							
6200	6200z	6200vv	10	30	9	1,0	400	236
6201	z	01 vv	12	32	10	1,0	535	305
6202	01 z	02 vv	15	35	11	1,0	600	360
6203	02 z	6203vv	17	40	12	1,5	750	460
6204	6203z	04 vv	20	47	14	1,5	1000	635

6205	z	05 vv	25	52	15	1,5	1100	730
6207	04 z	6206vv	30	62	16	2,2	1530	1050
6208	05 z	07 vv	35	72	17	2,0	2010	1430
6209	6206z	08 vv	40	80	18	2,0	2380	1650
6210	z	6209vv	45	85	19	2,0	2570	1880
	07 z	10 vv	50	90	20	2,0	2750	2100
	08 z							
	6209z							
	z							
	10 z							
6300	6300z	6300vv	10	35	11	1,0	635	365
6300	z	01 vv	12	37	12	1,5	760	450
6300	01 z	02 vv	15	42	13	1,5	895	545
6300	02 z	6303vv	17	47	14	1,5	1070	660
6300	6303z	04 vv	20	52	15	2,0	1250	785
6300	z	05 vv	25	62	17	2,0	1610	1080
6300	04 z	6306vv	30	72	19	2,0	2090	1440
6300	05 z	07 vv	35	80	20	2,5	2620	1840
6300	6306z	08 vv	40	90	23	2,5	3200	2300
6300	z	6309vv	45	10	25	2,5	4150	3100
6300	07 z	10 vv	50	0	27	3,0	4850	3650
	08 z			11				
	6309z			0				
	z							
	10 z							

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1. Kesimpulan

Dapat dilihat dari hasil analisa perhitungan data-data rancangan untuk Roda Gigi dapat disimpulkan sebagai berikut :

- a. Dari data-data spesifikasi dapat dihitung diameter poros yang direncanakan dengan memenuhi syarat, memenuhi factor keamanan, momen puntir dan tegangan yang di izinkan, ternyata dari hasil analisa perhitungan poros, factor keamanannya sangat mengizinkan.
- b. Dari perhitungan spline dan naf, dimana komponen ini sangat berfungsi sebagai penerus momen keroda gigi dan juga memenuhi persyaratan untuk perancangan.
- c. Dari perhitungan pegas, dimana ruang gesek sebagai alat pemindah putaran dan daya dengan perantara gesekan. Dari hasil analisa ini didapat jumlah plat gesek, factor gaya gesekan serta bahan untuk rancangan.
- d. Dari bantalan juga memenuhi jenis bahan yang direncanakan
- e. Dari pelumasan data-data yang diperoleh juga memenuhi persyaratan dimana suhu yang timbul akibat putan mesin sempurna dan juga benar-bener terjamin.

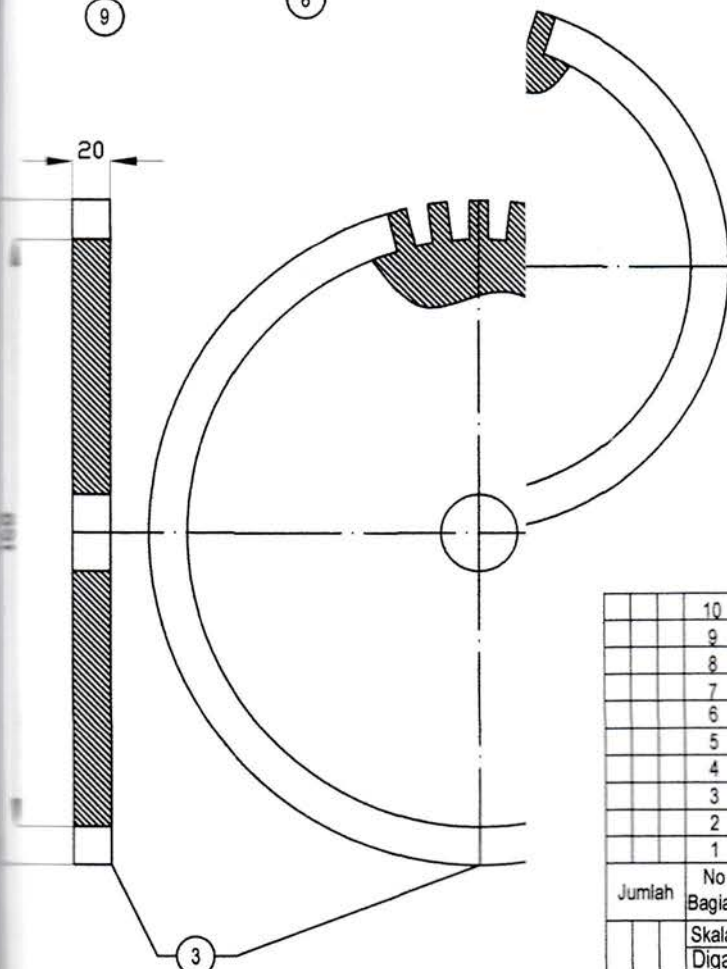
Dengan demikian dari table BAB I sampai dengan selesai ternyata rancangan ini memenuhi persyatan untuk satu perencanaan.

6.2. Saran

- a. Design harus lebih menarik
- b. Rancangan harus tahan lama, karena hal ini sangat diminati para konsumen
- c. Khusus penulis sangat megharapkan bimbingan dari dosen selaku pembimbing dalam terlaksananya tugas rancangan Roda Gigi, agar tugas ini menjadi sempurna.
- d. Pada rancangan ini, pemakaian bahan menurut teoritis adalah sudah aman akan tetapi tidaklah cukup hanya berpedoman menurut teori saja, sehingga diperlukan juga pengkajian ulang, sehingga mahasiswa akan lebih tau dan mengerti.

DAFTAR PUSTAKA

1. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin Sularso.
Oleh, Kiyakatsu Suga. Penerbit, Pradya Paramita, Jakarta, 1991.
2. Buku Service Manual TOYOTA AGYA



Tugas Rancang
Elemen Mesin