

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

RODA GIGI DAIHATSU TERIOS

DAYA (N) = 109 PS

PUTARAN (n) = 6000 rpm

Disusun oleh :

Nama : ROBBY AFRIAN

NPM : 178130126



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

2020

LEMBAR ASISTENSI

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (RODA GIGI)

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF

Medan,

Dosen Pembimbing



(Ir.H. Amirsyam Nst ,MT)

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (RODA GIGI)

NamaMahasiswa : **ROBBY AFRIAN**
NPM : **178130126**
Semester : **VI (ENAM)**

SPESIFIKASI :

Rencanakanlah KOPLING untuk DAIHATSU TERIOS dengan:

Daya (N) : 109 ps

Putaran (n) : 6000 rpm

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

Tentukan sendiri.

Diberikan Tanggal : 2019.....
Selesai tanggal : 2020.....
Asistensi Setiap :

Medan ,..... 2020
DOSEN PEMBIMBING


(Ir.H. Amirsyam Nst ,MT)

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
RODA GIGI DAIHATSU TERIOS

DAYA (N) = 109 PS
PUTARAN (n) = 6000 rpm

DISUSUN OLEH :
Nama : ROBBY AFRIAN
NPM : 178130126

Disetujui Oleh :
Ketua Prodi Teknik Mesin



Muhammad Idris, ST, MT

Pembimbing
Tugas Rancangan



Ir. H. Amirsyam Nst, MT

(B)

Koordinator Rancangan



Ir. Amru Siregar, MT

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas rahmat dan hidayah Nya penulis dapat menyelesaikan tugas rancangan ini. Adapun isi pembuatan tugas rancangan ini adalah mengenai Rancangan Roda Gigi DAIHATSU TERIOS Tugas rancangan ini penulis sajikan. sedemikian rupa sehingga para pembaca dapat mempelajari dan memahaminya. Tujuan tugas rancangan ini dibuat oleh penulis tidak lain adalah untuk mengembangkan pengetahuan umum mengenai Perancangan Kopling, yang mendukung segala bidang, baik untuk pemula maupun tingkat menengah ataupun kaum awam. Sehingga tugas ini kelak berguna untuk para pembaca. Pada kesempatan ini penulis juga mengucapkan terima kasih kepada bapak Ir.H. Amirsyam Nst ,MT atas segala bimbingan yang telah diberikan dalam menyelesaikan tugas ini. Penulis menyadari laporan ini tidak sempurna, maka dengan itu penulis mengharapkan kritik dan saran atas penyempurnaan tugas rancangan ini yang membangun ide - ide baru dari perkembangan teknologi yang semakin hari semakin maju. Akhir kata, semoga tugas ini dapat menjadi pedoman dan perbandingan untuk tugas-tugas yang sejenisnya.

Medan, juli 2020

ROBBY AFRIAN

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vi
BAB I PENDAHULUAN	
1.1.Latar Belakang.....	1
1.2.Tujuan Perencanaan.....	2
1.3.Batasan Masalah	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1.Klasifikasi Roda Gigi.....	3
2.2>Nama-nama Bagian Roda Gigi dan Bagiannya	6
2.3.Perbandingan Putaran dan Roda Gigi.....	8
2.4.Jenis –jenis Transmisi Manual.....	8
2.5.Mekanisme Kerja Transmisi 5 Kecepatan Dengan Over Drive.....	9
BAB III PERANCANGAN RODA GIGI	
3.1.Pemilihan Bahan dan Jenis Roda Gigi.....	17
3.2.Perencanaan Ukuran Roda Gigi Input	18
3.3.Perencanaan Ukuran Roda Gigi Pada Kecepatan 1	25
3.4.Perencanaan Ukuran Roda Gigi Pada Kecepatan 2	27
3.5.Perencanaan Ukuran Roda Gigi Pada Kecepatan 3	28
3.6.Perencanaan Ukuran Roda Gigi Pada Kecepatan 4	30
3.7.Perencanaan Ukuran Roda Gigi Pada Kecepatan 5	30
3.8.Perencanaan Ukuran Roda Gigi Pada Kecepatan Mundur	32

BAB IV PERENCANAAN POROS

4.1. Penentuan Daya Perencanaan.....	35
4.2. Analisa Beban.....	36
4.3. Perencanaan Bahan dan Ukuran Poros.....	37
4.3.1. Poros output.....	37
4.3.2. Perencanaan poros perantara.....	49
4.3.3. Poros pada perantara.....	53
4.4. Pemeriksaan Kekuatan Poros.....	55
4.4.1. Pemeriksaan kekuatan poros output.....	55
4.4.2. Pemeriksaan kekuatan poros perantara.....	56

BAB V PERANCANGAN SPLINE DAN NAAF

5.1. Perencanaan Spline.....	57
5.1.1. Pemilihan bahan spline.....	58
5.1.2. Perencanaan spline pada poros output.....	59
5.1.3. Perencanaan spline pada poros perantara.....	61
5.1.4. Pemeriksaan kekuatan spline.....	62
5.2. Perencanaan Naaf.....	63
5.2.1. Pemilihan bahan naaf.....	64
5.2.2. Perencanaan naaf pada poros output.....	64
5.2.3. Perencanaan naaf pada poros perantara.....	65
5.2.4. Pemeriksaan kekuatan naaf.....	66

BAB VI PERENCANAAN BANTALAN

6.1. Perencanaan Bantalan Pada Poros Output.....	68
6.2. Perencanaan Bantalan Pada Poros Perantara.....	73
6.2.1. Pemeriksaan Tegangan Tumbukan.....	46
6.2.2. Pemeriksaan Tegangan Geser.....	47

BAB VII KESIMPULAN

7.1.Kesimpulan	76
7.2.Saran	79

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Dalam proses permesinan khususnya otomotif yang memakai sistem pembakaran pada penggerak mulanya akan dapat beroperasi bila daya dan putaran yang dihasilkan diteruskan oleh system transmisi alat atau mesin tersebut, dimana daya dan putaran tersebut dari mesin ditransmisikan ke roda-roda. Pada penggerakan mesin diperlukan suatu komponen untuk menambah kecepatan yang sering di sebut roda gigi, dimana roda gigi ini di hubungkan dengan kopling.

Secara umum roda gigi adalah bagian elemen mesin yang banyak digunakan untuk meneruskan daya dan putaran, berbanding dengan elemen-elemen mesin lain yang memiliki sifat dan fungsi yang sama seperti sabuk dan rantai, maka roda gigi memiliki kelebihan dan keunggulan tersendiri.

Roda gigi lebih ringkas dan konstruksinya lebih sederhana. Selain itu, roda gigi lebih sering digunakan untuk meneruskan daya pada putaran tinggi, sehingga bila dibandingkan dengan sabuk atau rantai, mereka akan menjadi kurang efisien (pengaruh slip yang terjadi).

Memperhatikan paparan tersebut dapat diterima penggunaan roda gigi sebagai pemindah daya dan putaran pada kendaraan bermotor. Perencanaan dan pembuatan roda gigi memerlukan ketelitian dan ketepatan agar seluruh keunggulan yang dimaksud diatas dapat diwujudkan. Roda gigi yang telah dibuat biasanya disusun menjadi satu rangkaian terpadu dan disusun dalam suatu wadah yang disebut kotak roda gigi (*gear box*).

Fungsi dari sistem roda gigi adalah:

1. Meningkatkan perbandingan daya dan putaran roda gigi untuk berbagai tingkat kecepatan putar.
2. Mencapai perbandingan penggunaan bahan bakar dan laju kendaraan yang mempengaruhi efisiensi kendaraan.
3. Memungkinkan agar kendaraan bermotor dapat bergerak mundur.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 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 yang disebutkan dalam table 2.1. diperlihatkan pada gambar 2.1.

Roda gigi dengan poros sejajar adalah roda gigi dimana giginya berjajar pada dua bidang silinder (bidang jarak bagi); kedua bidang silinder tersebut bersinggungan dan yang satu menggelinding pada yang lain dengan sumbu tetap sejajar.

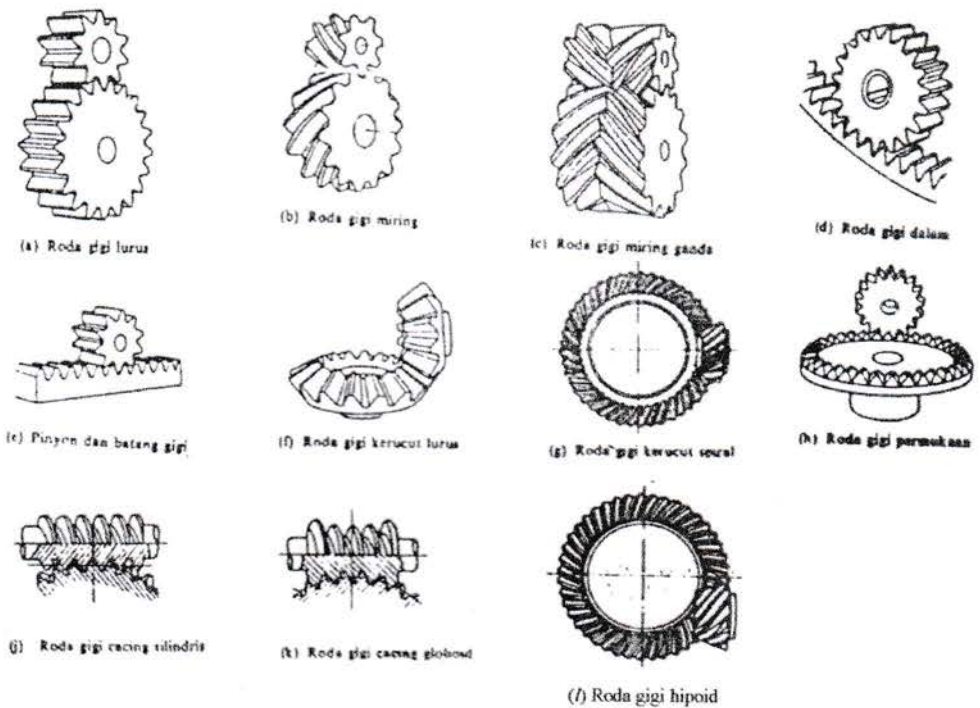
Roda gigi lurus (a) merupakan roda gigi paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar poros. Roda gigi miring (b) mempunyai jalur gigi yang membentuk ulir pada silinder jarak bagi. Pada roda gigi miring ini, jumlah pasangan gigi yang saling membuat kontak serentak (perbandingan kontak) adalah lebih besar daripada roda gigi lurus, sehingga perpindahan momen atau putaran melalui gigi – gigi tersebut dapat berlangsung dengan halus. Sifat ini sangat baik untuk mentransmisikan putaran tinggi dan beban 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 roda gigi miring ganda (c) gaya aksial yang timbul pada gigi yang mempunyai alur berbentuk v tersebut, akan saling meniadakan. Dengan roda gigi ini, perbandingan reduksi, kecepatan keliling dan daya yang diteruskan dapat diperbesar, tetapi pembuatannya sukar. Roda gigi dalam (d) dipakai jika diinginkan alat transmisi dengan ukuran kecil dengan perbandingan reduksi besar, karena pinion terletak di dalam roda gigi. Batang gigi (e) merupakan dasar profil pahat pembuat gigi. Pasangan antara batang gigi dan pinion digunakan untuk merubah gerakan putar menjadi lurus dan juga sebaliknya.

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
Roda gigi dengan poros berpotongan	Batang gigi dan pinyon (e)	Gerakan lurus dan berputar
	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 dengan poros berpotongan berbentuk istimewa)
Roda gigi kerucut miring ganda		
Roda gigi dengan poros silang	Roda gigi permukaan dengan poros berpotongan (h)	
	Roda gigi miring silang (i)	Kontak titik
	Batang gigi miring silang	Gerakan lurus dan berputar
	Roda gigi cacing silindris (j)	
	Roda gigi cacing selubung ganda (globoid) (k)	
	Roda gigi cacing sampung	
	Roda gigi hiperboloid	
Roda gigi hipoid (l)		
	Roda gigi permukaan silang	

Pada roda gigi kerucut, bidang jarak bagi merupakan bidang kerucut yang puncaknya terletak di titik potong sumbu poros. Roda gigi kerucut lurus (f) dengan gigi lurus, adalah yang paling mudah dibuat dan paling sering dipakai. Tetapi roda gigi ini sangat berisik karena perbandingan kontak yang kecil. juga konstruksinya tidak memungkinkan pemasangan bantalan pada kedua ujung poros – porosnya. Roda gigi kerucut spiral (g), karena mempunyai perbandingan kontak yang lebih besar, dapat meneruskan putaran tinggi dan beban besar. Sudut poros kedua roda gigi kerucut ini biasanya dibuat 90°.

Dalam golongan roda gigi dengan poros bersilang, terdapat roda gigi miring silang (i), roda gigi cacing (j dan k), roda gigi hipoid (l) dan lain – lain. Roda gigi cacing meneruskan putaran dengan perbandingan reduksi besar. Roda gigi macam (j) mempunyai cacing berbentuk silinder dan lebih umum dipakai. Tetapi untuk beban besar, cacing globoid atau cacing selubung ganda (k) dengan perbandingan kontak yang lebih besar dapat digunakan roda gigi hipoid adalah seperti yang dipakai pada roda gigi diferensial mobil. Roda gigi ini mempunyai jalur gigi berbentuk spiral pada bidang kerucut yang sumbu bersilang, dan pemindahan gaya pada permukaan gigi berlangsung secara meluncur dan menggelinding.



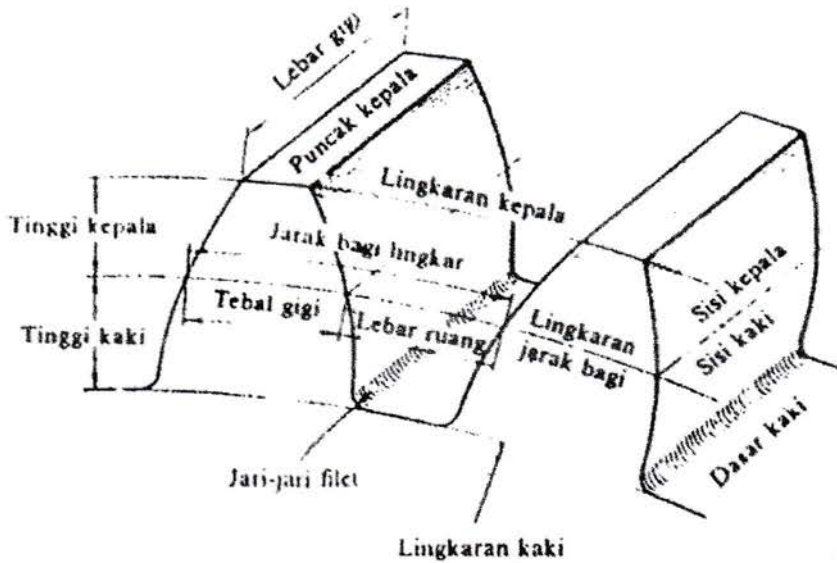
Gambar 2.1. jenis-jenis roda gigi

Roda gigi yang tidak disebutkan sebelumnya, semuanya mempunyai perbandingan kecepatan sudut tetap antara kedua poros. Tetapi di samping itu terdapat pula roda gigi yang perbandingan kecepatan sudutnya dapat bervariasi, seperti misalnya roda gigi eksentris, roda gigi bukan lingkaran, roda gigi lonjong seperti pada meteran air, dan sebagainya. ada juga roda gigi dengan putaran yang

terputus – putus dan roda gigi Geneva yang dipakai misalnya untuk menggerakkan film pada proyektor bioskop.

2.2 NAMA – NAMA BAGIAN RODA GIGI DAN UKURANNYA

Nama – nama bagian utama roda gigi diberikan dalam gambar 2.2.



Gambar 2.2. Nama – nama bagian roda gigi

Keterangan gambar di atas sebagai berikut:

1. Diameter jarak bagi (d dalam mm) adalah lingkaran khayal yang menggelinding tanpa slip.
2. Ukuran gigi dinyatakan dengan jarak bagi lingkaran (t dalam mm) yaitu jarak bagi antara profil dua gigi yang berdekatan. Jika jumlah roda gigi adalah z maka:

$$t = \frac{\pi d}{z} \quad (2-1)$$

Modul adalah hasil bagi diameter dengan jumlah gigi:

$$m = \frac{d}{z} \quad (2-2)$$

tekanan yang sama besar serta proporsinya seperti diuraikan di atas disebut roda gigi standar. Roda gigi ini dapat saling bekerja sama tanpa dipengaruhi oleh jumlah giginya. Sehingga dapat pula disebut roda gigi yang dapat dipertukarkan.

2.3 PERBANDINGAN PUTARAN DAN PERBANDINGAN RODA GIGI

Jika perputaran roda gigi yang berpasangan dinyatakan dengan n_1 (rpm) pada poros penggerak dan n_2 (rpm) pada poros yang digerakkan, diameter jarak bagi d_1 dan d_2 dalam mm dan jumlah gigi z_1 dan z_2 , maka perbandingan putaran adalah

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m z_1}{m z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i} \quad (2-9)$$

Dimana i adalah perbandingan jumlah gigi pada roda gigi 2 (digerakkan) terhadap roda gigi 1 (penggerak / pinyon)

Pada roda gigi lurus standar $i = 4 \div 5$ atau hingga 7 jika dengan perubahan kepala. Pada roda gigi miring dan miring ganda dapat mencapai 10. Roda gigi dipakai untuk reduksi jika $u < 1$ atau $i > 1$ dan juga menaikkan putaran jika $u > 1$ atau $i < 1$.

Jarak sumbu poros a (mm) dan diameter lingkaran jarak bagi d_1 dan d_2 dalam mm dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (2-10)$$

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

$$d_2 = \frac{2ai}{1+i}$$

2.4 JENIS – JENIS TRANSMISI MANUAL

Transmisi putaran dan daya dengan menggunakan roda gigi pada kendaraan terutama mobil terdiri dari transmisi otomatis dan manual. Transmisi otomatis menggunakan rangkaian roda gigi planet. Transmisi manual mempunyai

mempunyai beberapa jenis yang banyak digunakan yakni 3 tingkat kecepatan, 4 tingkat kecepatan, 4 tingkat kecepatan dengan *overdrive* dan 5 tingkat kecepatan dengan *overdrive*.

Pada tugas rancangan roda gigi ini, sesuai data – data yang diperoleh pada brosur kendaraan, diketahui jenis transmisi yang digunakan adalah *rear wheel drive* dengan 5 tingkat kecepatan dengan *overdrive*.

Pada transmisi roda gigi biasa, tingkat kecepatan 1:1 yakni sama dengan putaran mesin / putaran roda gigi input yang juga dikenal dengan *direct drive*.

Pada mobil kecepatan tinggi, biasanya diperlukan putaran poros output lebih tinggi dari putaran poros input dan poros engkol mesin. Untuk itu dalam perancangan roda gigi digunakan rasio over drive. Transmisi yang dirancang *overdrive* dipenuhi jika keadaan poros output dapat berputar lebih tinggi dari poros input.

Dengan adanya *overdrive* ini manfaat yang diperoleh adalah mesin dapat berputar pada putaran lebih rendah untuk mempertahankan laju kendaraan saat dikendarai di jalan raya. Dengan demikian bahan bakar yang dikonsumsi lebih sedikit tetapi laju kendaraan dapat dipertahankan. Dengan demikian juga akan menambah umur pakai mesin.

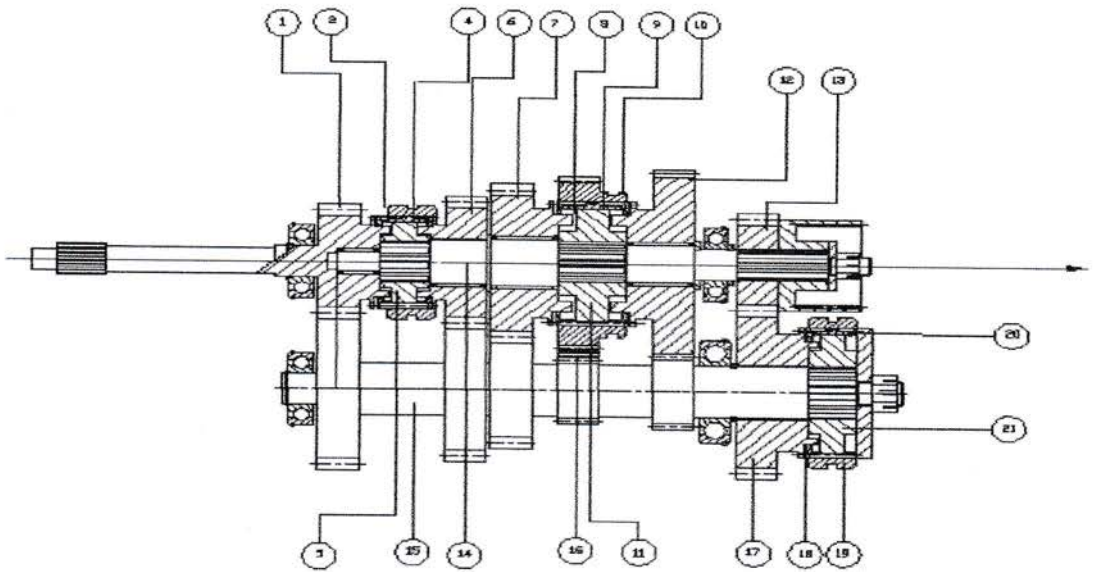
2.5 MEKANISME KERJA TRANSMISI 5 KECEPATAN DENGAN OVER DRIVE

Mekanisme kerja yang digunakan pada transmisi roda gigi adalah putaran dan daya dari poros input ditransmisikan melalui roda gigi perantara yang diteruskan ke poros output. Roda gigi ini akan digunakan untuk transmisi daya dan putaran yang mempunyai 5 speed atau 1 speed mundur (reverse).

1. Posisi Gigi Netral

Kopling dalam keadaan terhubung, putaran roda gigi input diteruskan ke roda gigi perantara input. Pada poros perantara terpasang secara tetap (solid) roda gigi perantara input, roda gigi perantara 3, 2, dan 1, serta roda gigi perantara mundur. Putaran pada roda gigi input (A) menyebabkan putaran pada roda gigi

perantara 3, 2, 1, mundur, dan sinkromes penghubung kecepatan 5 yang terpasang pada spline poros perantara (U). Roda gigi perantara ini gigi-giginya terhubung ke roda gigi yang terpasang pada poros output. Karena tidak ada sinkromes yang terhubung pada roda gigi (F,G,L,M,P) maka roda gigi ini hanya menggelinding pada poros, sehingga putaran dari roda gigi perantara akan diteruskan pada masing-masing roda gigi tersebut. Sementara Roda gigi idler tidak terhubung dengan roda gigi perantara mundur sehingga tidak ada putaran yang diteruskan ke poros output . Gambar 2.3 menunjukkan posisi gigi netral.

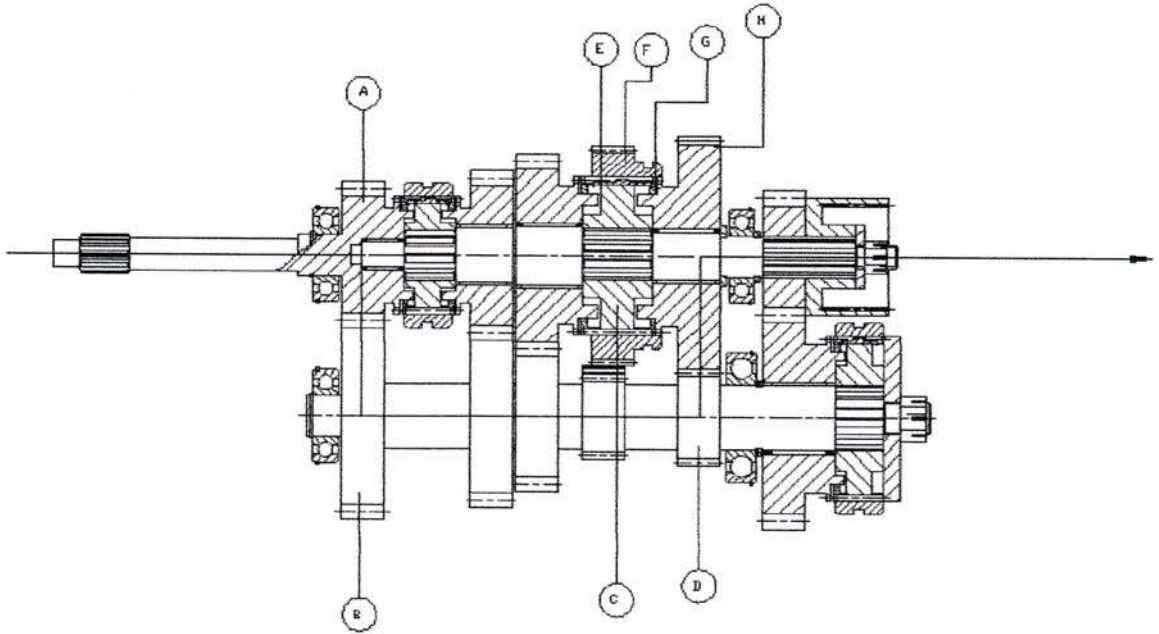


Gambar 2.3 Posisi gigi netral

2. Speed 1

Setelah pedal kopling ditekan untuk memutuskan putaran dari mesin ke roda gigi input, poros persneling yang digerakan ke posisi speed 1 akan menggeser sincronizer sleeve 2-1(F). Pergerakan sincronizer sleeve 2-1 akan mengakibatkan key(E) ikut bergerak sehingga akan mendorong sincronizer ring(G) yang mengakibatkan bertemunya external teeth Sincronizer ring dengan external gear teeth speed 1. Sincronizer ring yang terhubung dengan external gear teeth speed 1 mengakibatkan roda gigi speed 1 yang telah berputar akibat putaran poros perantara yang berasal dari mesin terhenti. Terhentinya putaran roda gigi speed 1

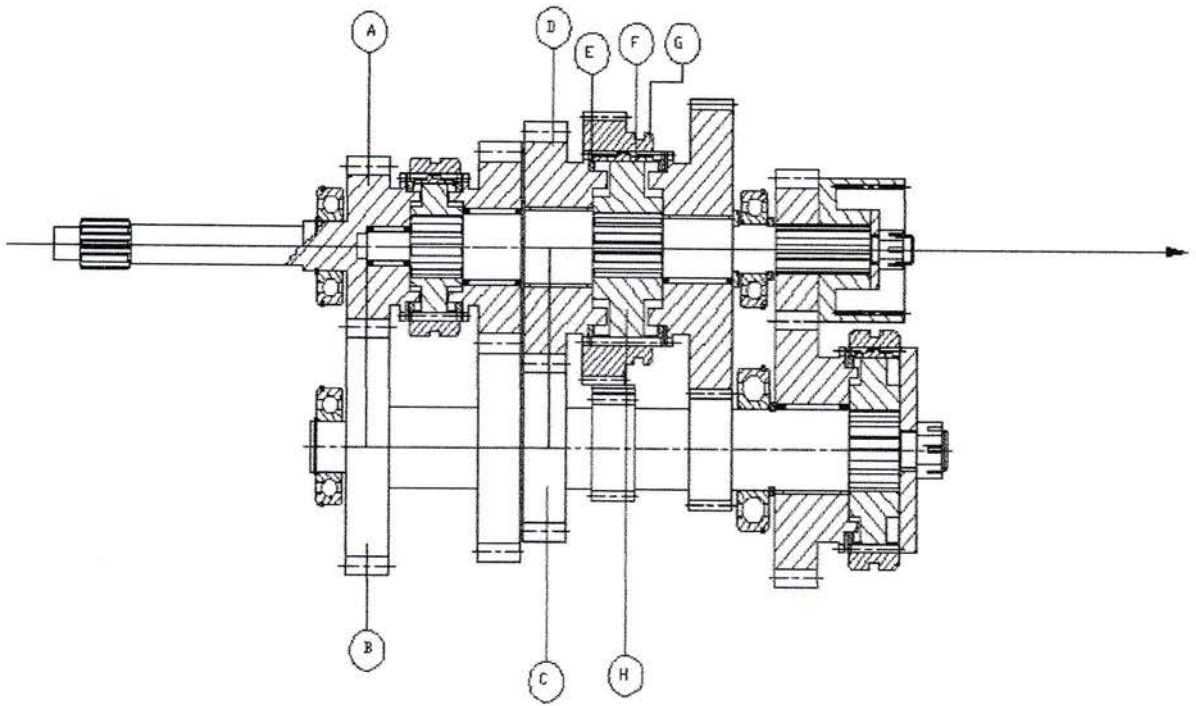
mengakibatkan sincronizer sleeve 2-1(F) masuk pada sela gigi external gear teeth speed 1 dan external teeth Sincronizer ring, sehingga putaran dari roda gigi output 1(H), yang berasal dari putaran roda gigi perantara 1(D) tersambung pada external splines dan akhirnya memutar spline dan poros output yang solid. Gambar 2.4 dibawah ini menunjukkan posisi gigi 1.



Gambar 2.4 Posisi gigi 1

3. Speed 2

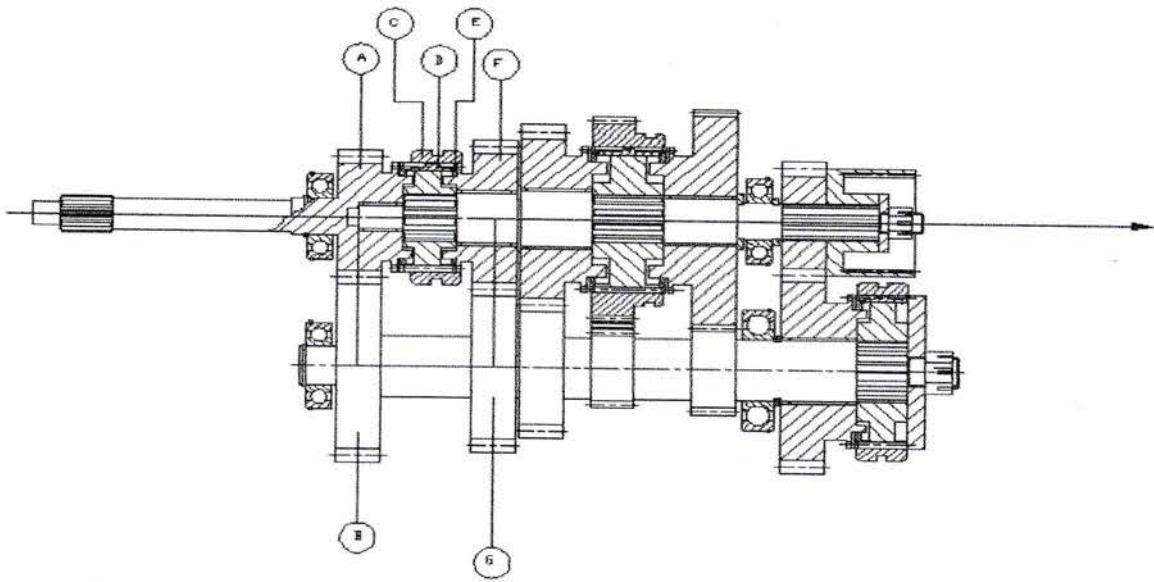
Setelah pedal kopling ditekan untuk memutuskan putaran dari mesin ke roda gigi input, poros persneling yang digerakan ke posisi speed 2 akan menggeser sincronizer sleeve 2-1(G). Pergerakan sincronizer sleeve 2-1 akan mengakibatkan key(F) ikut bergerak sehingga akan mendorong sincronizer ring(E) yang mengakibatkan bertemunya external teeth Sincronizer ring dengan external gear teeth speed 2. Sincronizer ring yang terhubung dengan external gear teeth speed 2 mengakibatkan roda gigi speed 2 yang telah berputar terhenti. Terhentinya putaran roda gigi speed 2 mengakibatkan sincronizer sleeve 2-1(G) masuk pada sela gigi external gear teeth speed 2 dan external teeth Sincronizer ring, sehingga putaran dari roda gigi output 2(D), yang berasal dari putaran roda gigi perantara 1(C) tersambung pada external splines dan akhirnya memutar spline dan poros output yang solid. Gambar 2.5 dibawah ini menunjukkan posisi gigi 2.



Gambar 2.5 Posisi gigi 2

4. Speed 3

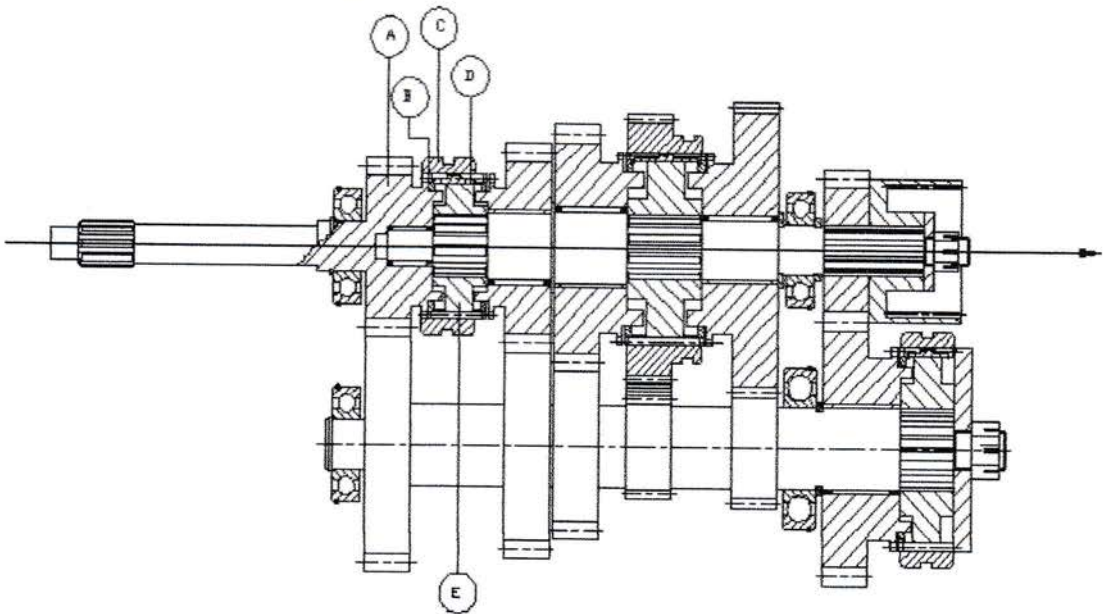
Setelah pedal kopling ditekan untuk memutuskan putaran dari mesin ke roda gigi input, poros persneling yang digerakan ke posisi speed 2 akan menggeser sincronizer sleeve 4-3(E). Pergerakan sincronizer sleeve 4-3 akan mengakibatkan key(D) ikut bergerak sehingga akan mendorong sincronizer ring(E) yang mengakibatkan bertemunya external teeth Sincronizer ring dengan external gear teeth speed 3. Sincronizer ring yang terhubung dengan external gear teeth speed 3 mengakibatkan roda gigi speed 3 yang telah berputar Sebelumnya terhenti. Terhentinya putaran roda gigi speed 1 mengakibatkan sincronizer sleeve 4-3(C) masuk pada sela gigi external gear teeth speed 3 dan external teeth Sincronizer ring, sehingga putaran dari roda gigi output 3(F), yang berasal dari putaran roda gigi perantara 3(G) tersambung pada external splines dan akhirnya memutar spline dan poros output yang solid. Gambar 2.6 dibawah ini menunjukkan posisi gigi 3.



Gambar 2.6 Posisi gigi 3

5. Speed 4

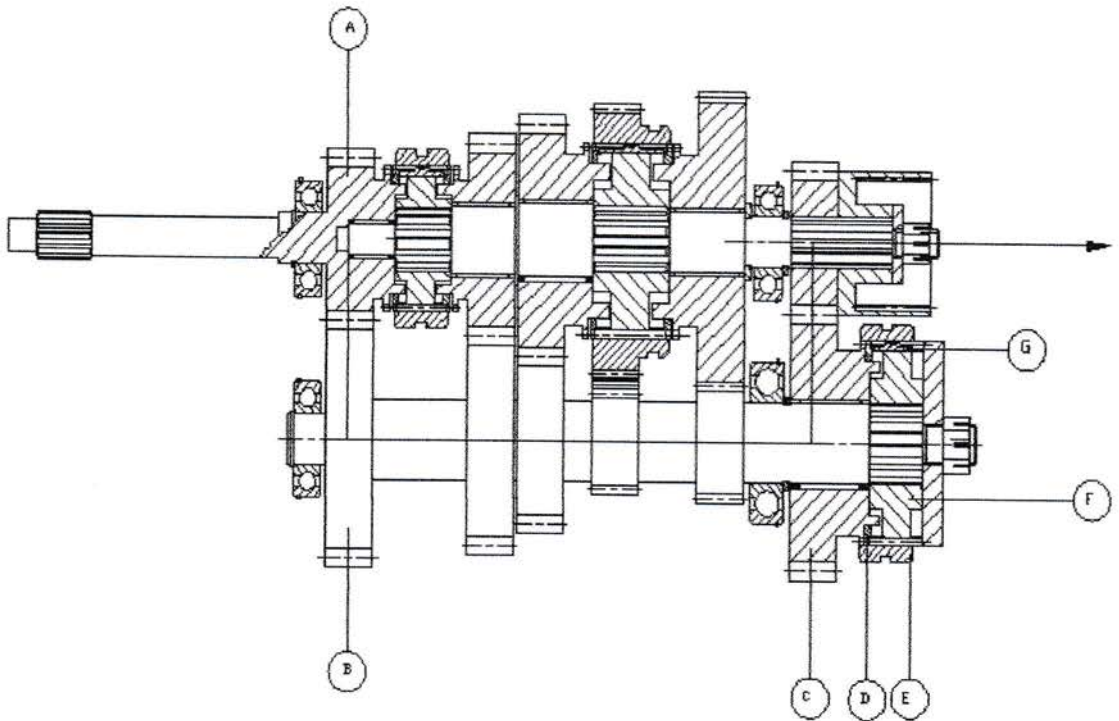
Dengan cara yang sama seperti yang diatas, tuas persnelling yang digerakan ke speed 4 menyebabkan sincronizer sleeve 3-4 (C) bergerak ke kiri dan terhubung langsung dengan roda gigi input. Setelah pedal kopling dilepas maka putaran dari roda gigi input (A) terhubung langsung ke poros output melalui sincronizer 3-4, sehingga poros output berputar dengan rasio putaran 1:1. Gambar 2.7 dibawah ini menunjukkan posisi gigi 4.



Gambar 2.7 Posisi gigi 4

6. Speed 5

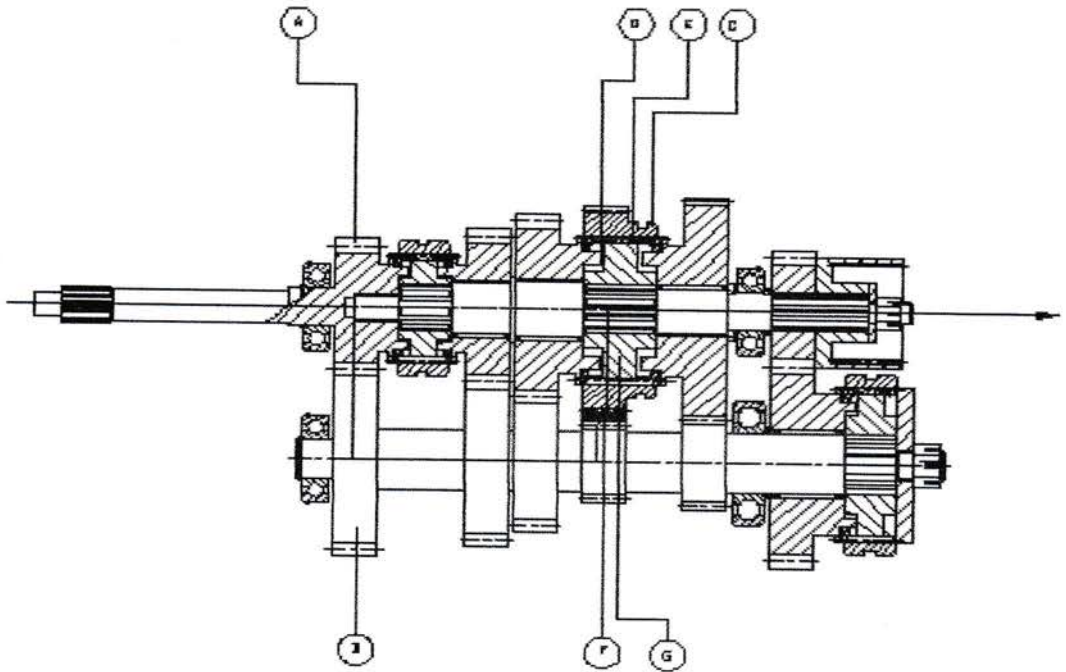
Setelah pedal kopling ditekan untuk memutuskan putaran dari mesin ke roda gigi input, poros persneling yang digerakan ke posisi speed 5 akan menggeser sincronizer sleeve 5(C). Pergerakan sincronizer sleeve 5 akan mengakibatkan key(G) ikut bergerak sehingga akan mendorong sincronizer ring(D) yang mengakibatkan bertemunya external teeth Sincronizer ring dengan external gear teeth speed 5. Sincronizer ring yang terhubung dengan external gear teeth speed 5 mengakibatkan roda gigi speed 5 yang telah berputar Sebelumnya terhenti. Terhentinya putaran roda gigi speed 5 mengakibatkan sincronizer sleeve 5(C) masuk pada sela gigi external gear teeth speed 5 dan external teeth Sincronizer ring, sehingga putaran dari roda gigi ini terhubung langsung dengan roda gigi output 5 yang akhirnya spline dan poros output yang solid ikut berputar. Gambar 2.8 dibawah ini menunjukkan posisi gigi 5.



Gambar 2.8 Posisi gigi 5

7. Gigi mundur

Setelah pedal kopling ditekan, tuas persnelling digerakan ke posisi R (reverse) yang menyebabkan roda gigi mundur terhubung dengan roda gigi idler dan roda gigi output mundur. Secara bersamaan pergerakan ini mengakibatkan poros output berputar akibat spline reverse dan poros output solid.



Gambar 2.9 Posisi gigi revers

KETERANGAN GAMBAR DESIGN

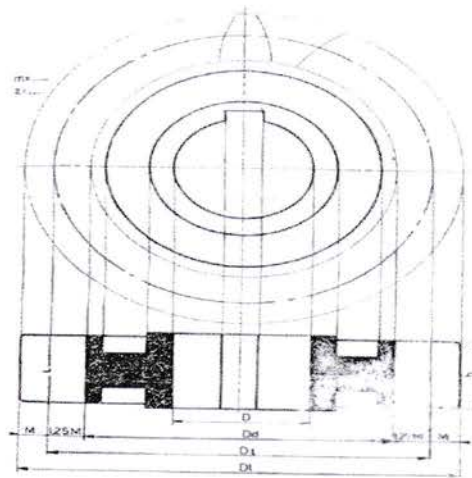
1. Main drive gear
2. 3 - 4 Synchronizer sleeve
3. Ring Synchronizer speed 4
4. 3 - 4 Synchronizer key
5. 3 - 4 Hub. Synchronizer
6. Third speed gear

7. second speed gear
8. Ring Synchronizer speed 2
9. 1 – 2 Synchronizer key
10. Reverse and sleeve gear
11. 1 – 2 Hub. Synchronizer
12. First speed gear
13. Fifth speed gear
14. Main shaft
15. Counter shaft
16. Idler gear
17. Fifth counter gear
18. Ring Synchronizer speed 5
19. Sleeve Synchronizer Roda gigi speed 5
20. Synchronizer key roda gigi 5
21. Fifth Hub. Synchronizer
22. Main shaft Hub
23. Ring
24. Bolt
25. Ring
26. Bolt
27. Roller bearing key
28. Ball bearing input shaft
29. Main and counter shaft key
30. Ball bearing counter shaft

BAB III

PERANCANGAN RODA GIGI

Roda gigi pada tugas rancang ini terdiri dari roda gigi yang terdapat pada poros utama (dengan memperhatikan *assembly* roda gigi) roda gigi input (roda gigi kopling), roda gigi output 1, roda gigi output 2, roda gigi output 3, roda gigi output 5, dan roda gigi output mundur. Kemudian, ada roda gigi yang berada poros perantara yang terdiri dari roda gigi perantara input, roda gigi perantara 1, roda gigi perantara 2, roda gigi perantara 3, roda gigi perantara 5, dan roda gigi perantara mundur. Ditambah lagi sebuah roda gigi *idler* (pembalik).



Gambar : 3.1. Roda Gigi

Perancangan roda gigi ini akan meliputi perancangan ukuran – ukuran utama dari roda gigi input dan roda gigi perantara input, roda gigi output 1 dan roda gigi perantara 1, roda gigi output 2 dan roda gigi perantara 2, roda gigi output 3 dan roda gigi perantara 3, roda gigi output 5 dan roda gigi perantara 5, roda gigi output mundur – roda gigi perantara mundur dan roda gigi *idler* (pembalik).

3.1 PEMILIHAN BAHAN DAN JENIS RODA GIGI.

Bahan roda gigi perantara dibuat sama dengan bahan poros perantara karena roda gigi ini bersatu dengan poros perantara, yaitu dari bahan baja paduan

dengan pengerasan kulit S 15 C K dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 50\text{kg/mm}^2$. kekuatan lentur ijin $\sigma_a = 30\text{ kg/mm}^2$ dan kekerasan 400. Sedangkan roda gigi pada poros utama terdiri dari bahan yang sama dengan bahan roda gigi perantara ini agar ketika bekerja dengan tegangan kerja terbagi merata pada kedua roda gigi yang melakukan kontak sehingga dapat dihindari terjadinya konsentrasi tegangan. Adapun jenis roda gigi yang dipilih yaitu Roda Gigi Miring.

3.2 PERENCANAAN UKURAN RODA GIGI INPUT

Pada perencanaan roda gigi ini ditetapkan jarak antar sumbu utama (poros utama dan poros perantara) sebesar $a = 100\text{ mm}$. Jarak ini akan dipakai pada perancangan roda gigi berikutnya. Selain itu juga ditetapkan reduksi putaran input ke roda gigi perantara input sebesar $i = 1,5$.

Dengan memperhatikan persamaan yang diperoleh pada Bab II bagian 2.3, pada keadaan ini yang menjadi roda gigi yang digerakkan adalah roda gigi perantara input ($D_2 = D_{pi}$) dan yang menjadi roda gigi penggerak (pinyon) adalah roda gigi input ($D_1 = D_i$). Maka didapat hubungan:

$$\begin{aligned}
 D_1 = D_i &= \frac{2 a}{i + 1} \\
 D_i &= \frac{2 \times 100}{1,5 + 1} && (3-1) \\
 &= 80\text{ mm}
 \end{aligned}$$

Maka diameter lingkaran jarak bagi roda gigi perantara input adalah:

$$\begin{aligned}
 D_{pi} &= D_i \times i \\
 &= 1,5 \times 80 && (3-2) \\
 &= 120\text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dengan perencanaan awal terhadap modul yaitu $m = 4\text{ mm}$ maka diperoleh jumlah gigi masing – masing roda gigi sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 z_i &= \frac{D_i}{m} = \frac{80}{4} \\
 &= 20 \text{ buah} \\
 z_{pi} &= \frac{D_{pi}}{m} = \frac{120}{4} \\
 &= 30 \text{ buah}
 \end{aligned}
 \tag{3-3}$$

Selanjutnya akan dihitung kecepatan keliling dari roda gigi dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$V = \frac{\pi D_i n_i}{60000} \tag{Lit 10, hal: 238}$$

Dimana :

- V = kecepatan keliling (m/s)
- D_i = diameter pinyon, dalam hal ini diameter poros input (mm)
- n_i = putaran pinyon, dalam hal ini putaran poros input (rpm)

Maka diperoleh kecepatan keliling sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi \times 80 \times 6000}{60000} \\
 &= 25,133 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Besarnya gaya tangensial yang dialami roda gigi adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} \tag{Lit 10, hal: 238}$$

dimana:

- F_t = gaya tangensial roda gigi (kg)
- P_d = daya perencanaan (kW)
- V = kecepatan keliling (m/s)

Sehingga diperoleh gaya tangensial sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{102 \times 96,138}{25,133} \\
 &= 389,93 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Besarnya beban lentur per satuan lebar sisi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F'_b = \sigma_a \times m \times Y \times f_v \quad (\text{Lit 8, hal: 240})$$

Dimana:

- F'_b = beban lentur per satuan lebar sisi (kg/mm)
- σ_a = kekuatan lentur ijin bahan, dari tabel 3.3. sebesar 30 kg/mm²
- m = modul roda gigi (mm)
- Y = faktor bentuk gigi, yang dapat dilihat pada tabel 3.1.
- f_v = faktor dinamis, yang besarnya tergantung besar kecepatan, dapat dilihat pada tabel 3.2.

Tabel 3.1. Faktor bentuk gigi

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

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

Tabel 3.2. Faktor dinamis f_v

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

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

Dari tabel tampak bahwa faktor bentuk gigi untuk $z_i = 20$ adalah sebesar $Y = 0,320$ sedangkan untuk jumlah gigi $z_{pi} = 30$, faktor bentuk gigi adalah sebesar $Y = 0,359$.

Sedangkan faktor dinamis f_v dipilih untuk kecepatan V di antara $20 \div 50 \text{ m/s}$, maka diperoleh:

$$\begin{aligned} f_v &= \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{V}} \\ &= \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{25,133}} \\ &= 0,52315 \end{aligned} \quad (\text{Lit 10, hal: 240})$$

Sehingga diperoleh beban lentur per satuan lebar sisi untuk masing – masing roda gigi input dan roda gigi perantara input adalah sebagai berikut:

Untuk roda gigi input:

$$\begin{aligned} F_{bi}' &= 30 \times 4 \times 0,320 \times 0,52315 \\ &= 20,1 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi perantara input:

$$\begin{aligned} F_{bpi}' &= 30 \times 4 \times 0,358 \times 0,52315 \\ &= 22,5 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Jika tekanan antara sesama permukaan gigi terlalu besar, gigi akan mengalami keausan atau menjadi bopeng dengan cepat. Selain itu, permukaan gigi juga akan mengalami kerusakan karena keletihan oleh beban berulang.

Dengan demikian maka tekanan yang dikenakan pada permukaan gigi, atau kapasitas pembebanan permukaan harus dibatasi. Cara yang digunakan untuk membatasi yakni dengan menghitung beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar permukaan gigi (F_H') dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_H' = f_v k_H d_{01} \frac{2 z_2}{z_1 + z_2} \quad (\text{Lit 10, hal: 243})$$

dimana:

F_H' = beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar (kg/mm)

f_v = faktor dinamis

d_{01} = diameter jarak bagi roda gigi penggerak (mm)

z_1, z_2 = jumlah gigi roda gigi penggerak dan yang digerakkan

k_H = faktor tegangan kontak, yang dapat dilihat pada tabel 3.3.

Tabel 3.3. Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi

Bahan roda gigi (Kekerasan H_B)		k_H (N/mm^2)	Bahan roda gigi (Kekerasan H_B)		k_H (N/mm^2)
Pinyon	Roda gigi besar		Pinyon	Roda gigi besar	
Baja (150)	Baja (150)	0,027	Baja (400)	Baja (400)	0,311
Baja (200)	Baja (150)	0,039	Baja (500)	Baja (400)	0,329
Baja (250)	Baja (150)	0,053	Baja (600)	Baja (400)	0,348
Baja (200)	Baja (200)	0,053	Baja (500)	Baja (500)	0,389
Baja (250)	Baja (200)	0,069	Baja (600)	Baja (600)	0,569
Baja (300)	Baja (200)	0,086	Baja (150)	Besi cor	0,039
Baja (250)	Baja (250)	0,086	Baja (200)	Besi cor	0,079
Baja (300)	Baja (250)	0,107	Baja (250)	Besi cor	0,130
Baja (350)	Baja (250)	0,130	Baja (300)	Besi Cor	0,139
Baja (300)	Baja (300)	0,130	Baja (150)	Perunggu fosfor	0,041
Baja (350)	Baja (300)	0,154	Baja (200)	Perunggu fosfor	0,082
Baja (400)	Baja (300)	0,168	Baja (250)	Perunggu fosfor	0,135
Baja (350)	Baja (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,188
Baja (400)	Baja (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,186
Baja (500)	Baja (350)	0,226	Besi cor nikel	Perunggu fosfor	0,155

Sumber: Dasar Pemilihan dan Perancangan Elemen Mesin, Sularso & Kiyokatsu Suga, Hal. 243

Dari tabel 3.3. di atas tampak bahwa untuk bahan roda gigi pinyon dan roda gigi besar dari baja dengan kekerasan 400 – 400 BHN masing – masing, sesuai dengan bahan roda gigi yang telah kita pilih pada bagian sebelumnya, maka diperoleh harga faktor tegangan kontak sebesar $k_H = 0,311$. Maka beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar diperoleh sebagai berikut:

$$F'_H = 0,52315 \times 0,311 \times 80 \times \frac{2 \times 30}{20 + 30}$$

$$= 15,62 \text{ kg/mm}$$

Untuk menghitung lebar sisi roda gigi, kita perhatikan dua macam perhitungan yang telah dilakukan yaitu perhitungan lenturan (F_{bi}' dan F_{bpi}') dan perhitungan tekanan permukaan (F_H'). Lebar sisi yang diperlukan dihitung atas dasar per satuan lebar yang terkecil. Dari perhitungan sebelumnya diperoleh $F_{bpi}' > F_{bi}' > F_H'$. Sehingga beban per satuan lebar yang dipakai adalah beban permukaan per satuan lebar sisi (F_H') maka diperoleh lebar sisi sementara sebagai berikut:

$$b = \frac{F_t}{F_H'}$$

$$= \frac{389,93}{15,62}$$

(Lit 8, hal: 240)

$$= 24,96 \text{ mm}$$

$$b \approx 25 \text{ mm}$$

Kemudian pemeriksaan dilakukan dengan membandingkan lebar sisi sementara ini dengan modul sehingga diperoleh harga $\frac{b}{m}$ yang besarnya harus di antara 6 – 10. Jika tidak perhitungan di atas semuanya diulang kembali dengan mengganti modul, atau bahan dan perlakuan panasnya yang digunakan. Maka dilakukan pemeriksaan sebagai berikut:

$$\frac{b}{m} = \frac{25}{4} = 6,25$$

Karena harga $\frac{b}{m} = 6,25$ ($6 < 6,25 < 10$), maka lebar sisi 25 mm dapat diterima.

Pada saat beroperasi, roda gigi akan mengalami tegangan lentur akibat gaya tangensial. Gigi merupakan bagian yang mengalami pembebanan paling kritis sehingga pemeriksaan kekuatan didasarkan pada kekuatan gigi. Yaitu dengan membandingkan tegangan lentur yang terjadi tidak boleh melebihi tegangan lentur ijin bahan. Tegangan lentur ijin bahan roda gigi yaitu S 15 CK adalah $\sigma_a = 30 \text{ kg/mm}^2$. Sedangkan tegangan lentur yang terjadi adalah :

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} \quad (\text{Lit 8, hal: 239})$$

Dimana :

σ_t = tegangan lentur yang terjadi (kg/mm^2)

F_t = gaya tangensial pada roda gigi (kg)

h = tinggi gigi (mm)

$$= 2m + C_k$$

$$= 2 \times 4 + 0,25 \times 4$$

$$= 9 \text{ mm}$$

b = lebar sisi roda gigi (mm)

t = tebal gigi

$$= \frac{1}{2} \pi m$$

$$= \frac{1}{2} \pi \times 4$$

$$= 6,28 \text{ mm}$$

Maka tegangan lentur yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{6 \times 389,93 \times 9}{25 \times (6,28)^2} \\ &= 21,33 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Jadi tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi lebih kecil dari tegangan lentur ijin bahan ($\sigma_t < \sigma_a$) sehingga rancangan telah aman. Maka spesifikasi roda gigi perantara output dan input sebagai berikut:

- Modul : $m = 4$
- Jumlah roda gigi roda gigi input : $z_i = 20$
- Jumlah roda gigi perantara input : $z_{pi} = 30$

$$n_1 = \frac{n_i}{3,587} = \frac{6000}{3,587} = 1672,72 \text{ rpm} \quad (3-4)$$

- Putaran roda gigi perantara 1

$$n_{p1} = n_{pi} = \frac{6000}{1,5} = 4000 \text{ rpm} \quad (3-5)$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 1 adalah:

$$i = \frac{n_{p1}}{n_1} = \frac{4000}{1627,71} = 2,391 \quad (3-6)$$

Sesuai dengan persamaan sebelumnya untuk mencari besar diameter jarak bagi roda gigi perantara 1, sebagai berikut:

Diameter roda gigi perantara 1 :

$$D_{p1} = \frac{2 a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+2,391} = 58,97 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p1} = \frac{D_{p1}}{m} = \frac{58,97}{4} = 14,74 \rightarrow \text{dipilih 15 buah}$$

Diameter roda gigi output 1 adalah:

$$D_1 = D_{p1} \times i = 58,97 \times 2,391 = 141,026 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_1 = \frac{D_1}{m} = \frac{141,026}{4} = 35,26 \rightarrow \text{dipilih 35 buah}$$

Maka; Diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p1} = m \times z_{p1} = 4 \times 15 = 60 \text{ mm}$$

$$D_1 = m \times z_1 = 4 \times 35 = 140 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p1} n_{p1}}{60000} = \frac{\pi \times 60 \times 4000}{60000} = 18,1 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{18,1} = 541,77 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 541,77 \times 9}{25 \times 6,28^2} = 29,67 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ($\sigma_t < \sigma_a$) sehingga roda gigi kecepatan 1 yang direncanakan cukup aman.

3.4 PERENCANAAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 2

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak (pinyon) adalah roda gigi pada poros perantara yakni roda gigi perantara 2 dan menggerakkan roda gigi output 2. Sesuai dengan tabel 3.4. di atas kita peroleh perbandingan roda gigi (*gear ratio*) pada kecepatan 2 adalah 2,022. Maka:

- Putaran roda gigi output 2

$$n_2 = \frac{n_1}{2,022} = \frac{6000}{2,022} = 2967,36 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara 2

$$n_{p2} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 2 adalah:

$$i = \frac{n_{p2}}{n_2} = \frac{4000}{2967,36} = 1,348$$

Maka diameter jarak bagi roda gigi perantara 2 dapat dicari:

$$D_{p2} = \frac{2 a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+1,348} = 85,18 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p2} = \frac{D_{p2}}{m} = \frac{85,18}{4} = 21,29 \rightarrow \text{dipilih 21 buah}$$

Diameter roda gigi output 2 adalah:

$$D_2 = D_{p2} \times i = 85,18 \times 1,348 = 114,82 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_2 = \frac{D_2}{m} = \frac{114,82}{4} = 28,705 \rightarrow \text{dipilih 29 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p2} = m \times z_{p2} = 4 \times 21 = 84 \text{ mm}$$

$$D_2 = m \times z_2 = 4 \times 29 = 116 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p2} n_{p2}}{60000} = \frac{\pi \times 84 \times 4000}{60000} = 19,4 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{19,4} = 505,47 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 505,47 \times 9}{25 \times 6,28^2} = 27,68 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ($\sigma_t < \sigma_a$) sehingga roda gigi kecepatan 2 yang direncanakan cukup aman.

3.5 PERENCANAAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 3

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak (pinyon) adalah roda gigi pada poros perantara yakni roda gigi perantara 3 dan menggerakkan roda gigi output 3. Sesuai dengan tabel 3.4. di atas kita peroleh perbandingan roda gigi (*gear ratio*) pada kecepatan 3 adalah 1,384. Maka:

- Putaran roda gigi output 3

$$n_3 = \frac{n_i}{1,384} = \frac{6000}{1,384} = 4335,26 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara 3

$$n_{p3} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 3 adalah:

$$i = \frac{n_{p3}}{n_3} = \frac{4000}{4335,26} = 0,923$$

Maka diameter jarak bagi roda gigi perantara 3 dapat dicari:

$$D_{p3} = \frac{2 a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+0,923} = 104,02 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p3} = \frac{D_{p3}}{m} = \frac{104,02}{4} = 26,005 \rightarrow \text{dipilih 26 buah}$$

Diameter roda gigi output 3 adalah:

$$D_3 = D_{p3} \times i = 104,02 \times 0,923 = 95,98 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_3 = \frac{D_3}{m} = \frac{95,98}{4} = 23,995 \rightarrow \text{dipilih 24 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p3} = m \times z_{p3} = 4 \times 26 = 104 \text{ mm}$$

$$D_3 = m \times z_3 = 4 \times 24 = 96 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p3} n_{p3}}{60000} = \frac{\pi \times 104 \times 4000}{60000} = 21,78 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{21,78} = 450,23 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 450,23 \times 9}{25 \times 6,28^2} = 24,66 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ($\sigma_t < \sigma_a$), yaitu: $29,98 \text{ kg/mm}^2 < 30 \text{ kg/mm}^2$. Sehingga roda gigi kecepatan 3 yang direncanakan cukup aman.

3.6 PERENCANAAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 4

Pada kecepatan 4 merupakan gigi tarik langsung (*direct drive*) maka perbandingan reduksi sebesar 1,000. Disini putaran dari mesin disalurkan langsung pada poros output melalui sincronizer. Maka roda gigi input juga merupakan roda gigi 4.

3.7 PERENCANAAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN 5

Pada mekanisme ini, yang bertindak sebagai penggerak (pinyon) adalah roda gigi pada poros perantara yakni roda gigi perantara 5 dan menggerakkan roda gigi output 5. Sesuai dengan tabel 3.4. di atas kita peroleh perbandingan roda gigi (*gear ratio*) pada kecepatan 5 adalah 0,861 yang merupakan gigi *overdrive*. Maka:

- Putaran roda gigi output 5 adalah:

$$n_5 = \frac{n_i}{0,861} = \frac{6000}{0,861} = 6968,64 \text{ rpm}$$

- Putaran roda gigi perantara 5

$$n_{p5} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan 5 adalah:

$$i = \frac{n_{p5}}{n_5} = \frac{4000}{6968,64} = 0,574$$

Maka diameter jarak bagi roda gigi perantara 5 dapat dicari:

$$D_{p5} = \frac{2 a}{1+i} = \frac{2 \times 100}{1+0,574} = 127,065 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_{p5} = \frac{D_{p5}}{m} = \frac{127,065}{4} = 31,77 \rightarrow \text{dipilih 32 buah}$$

Diameter roda gigi output 5 adalah:

$$D_5 = D_{p5} \times i = 127,065 \times 0,574 = 72,935 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_5 = \frac{D_5}{m} = \frac{72,935}{4} = 18,23 \rightarrow \text{dipilih 18 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{p5} = m \times z_{p5} = 4 \times 32 = 128 \text{ mm}$$

$$D_5 = m \times z_5 = 4 \times 18 = 72 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah:

$$V = \frac{\pi D_{p5} n_{p5}}{60000} = \frac{\pi \times 128 \times 4000}{60000} = 26,81 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{26,81} = 365,76 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 365,76 \times 9}{25 \times 6,28^2} = 20,03 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ($\sigma_t < \sigma_a$) sehingga roda gigi kecepatan 5 yang direncanakan cukup aman.

3.8 PERENCANAAN UKURAN RODA GIGI PADA KECEPATAN MUNDUR

Mekanisme kecepatan mundur melibatkan 3 buah roda gigi, masing – masing roda gigi perantara mundur (sebagai penggerak), roda gigi output mundur dan sebuah roda gigi pembalik. *Gear ratio* pada kecepatan mundur adalah 3,384. Maka:

- Putaran roda gigi output mundur adalah:

$$n_r = \frac{n_i}{3,384} = \frac{6000}{3,384} = 1773,05 \text{ rpm}$$

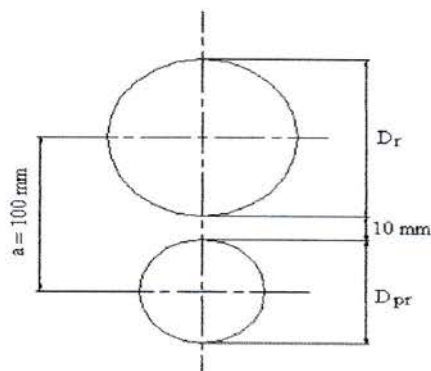
- Putaran roda gigi perantara mundur

$$n_{pr} = n_{pi} = 4000 \text{ rpm}$$

Maka perbandingan reduksi putaran roda gigi pada kecepatan mundur adalah:

$$i = \frac{n_{pr}}{n_r} = \frac{4000}{1773,05} = 2,256$$

Antara roda gigi output mundur dan roda gigi perantara mundur terdapat ruang beba. Ruangbebas ini direncanakan sebesar 10 mm. Maka dengan memperhatikan gambar berikut:



$$\begin{aligned} \frac{1}{2} D_r + \frac{1}{2} D_{pr} + 10 &= 100 \\ \frac{1}{2} (D_r + D_{pr}) &= 90 \\ D_r + D_{pr} &= 180 \\ i D_{pr} + D_{pr} &= 180 \\ D_{pr} &= \frac{180}{1+i} \\ &= \frac{180}{1+2,256} \\ &= 55,28 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah gigi:

$$z_{pr} = \frac{D_{pr}}{m} = \frac{55,28}{4} = 13,82 \rightarrow \text{dipilih 14 buah}$$

Diameter roda gigi output 5 adalah:

$$D_r = D_{pr} \times i = 55,28 \times 2,256 = 124,72 \text{ mm}$$

Jumlah gigi:

$$z_r = \frac{D_r}{m} = \frac{124,72}{4} = 31,18 \rightarrow \text{dipilih 31 buah}$$

Maka diameter roda gigi yang sebenarnya adalah:

$$D_{pr} = m \times z_{pr} = 4 \times 14 = 56 \text{ mm}$$

$$D_r = m \times z_r = 4 \times 31 = 124 \text{ mm}$$

Pada rangkaian roda gigi kecepatan mundur ini terdapat roda gigi *idler* yang bertugas membalikkan arah. Karena pada rancangan di atas reduksi yang digunakan hanya antara roda gigi mundur dengan roda gigi output mundur maka reduksi roda gigi perantara mundur dengan roda gigi perantara *idler* adalah 1. Maka ukuran roda gigi *idler* harus sama dengan roda gigi perantara mundur.

$$D_{idler} = D_{pr} = 56 \text{ mm}$$

$$z_{idler} = z_{pr} = 14 \text{ buah}$$

Kecepatan keliling pinyon adalah :

$$V = \frac{\pi D_{pr} n_{pr}}{60000} = \frac{\pi \times 56 \times 4000}{60000} = 11,79 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada pinyon adalah:

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} = \frac{102 \times 96,138}{11,79} = 814,82 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada gigi adalah:

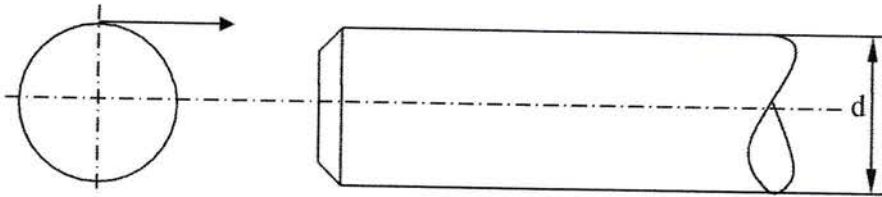
$$\sigma_t = \frac{6 F_t h}{b t^2} = \frac{6 \times 814,82 \times 9}{25 \times 6,28^2} = 29,98 \text{ kg/mm}^2$$

Tampak bahwa tegangan lentur yang terjadi pada gigi lebih kecil dari tegangan ijin bahan ($\sigma_t < \sigma_a$), yaitu $29,98 \text{ kg/mm}^2 < 30 \text{ kg/mm}^2$. Sehingga roda gigi kecepatan mundur yang direncanakan cukup aman.

BAB IV

PERENCANAAN POROS

Poros merupakan suatu bagian stasioner yang berputar, dimana poros (keseluruhannya berputar) mengalami pembebanan puntiran dan pembebanan lentur.



Gambar: 4.1. Poros

Pada tugas rancangan ini akan dilakukan perencanaan pada poros output dan poros perantara.

4.1 PENENTUAN DAYA PERENCANAAN

Poros yang akan dirancang adalah poros transmisi yang digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran sebesar:

$$N = 109 \text{ PS}$$

dimana

$$\begin{aligned} 1 \text{ PS} &= 0,986 \text{ hp} \\ &= 0,986 \times 109 \\ &= 107,474 \text{ hp} \end{aligned}$$

(Lit 2, hal : 5)

Penentuan daya rencana diperoleh dari rumus :

$$P_d = f_c \times N$$

(Lit 10, hal : 7)

dimana :

P_d = daya rencana (kW)

f_c = faktor koreksi

N = daya nominal keluaran motor penggerak (kW)

Untuk daya nominal pada motor penggerak sebesar 107,474 hp adalah 80,175 kW, dimana 1 hp = 0,746 kW. Di bawah ini adalah faktor koreksi sesuai dengan daya yang akan ditransmisikan dapat diperoleh dari Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Faktor-faktor koreksi berdasarkan daya yang akan ditransmisikan

Daya yang Akan Ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Buku : Sularso dan Kiyokatsu Suga " Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" Hal : 7

Untuk merancang poros, daya yang ditransmisikan sesuai dengan brosur kendaraan merupakan daya maksimum mesin, dari harga f_c pada tabel 4.1 diperoleh faktor koreksi 0,8 – 1,2. Disini dipilih faktor koreksi sebesar 1,2, Maka :

$$P_d = 1,2 \times 80,175 \text{ kW} \\ = 96,138 \text{ kW}$$

4.2 ANALISA BEBAN

Dengan adanya daya dan putaran, maka poros akan mendapat beban berupa momen puntir dan momen lentur. Oleh sebab itu dalam penentuan ukuran-ukuran utama dari poros akan dihitung berdasarkan beban puntir serta kemungkinan-kemungkinan kejutan/tumbukan dalam pembebanan, seperti pada saat motor mulai berjalan.

Besarnya momen puntir yang dikerjakan pada poros dapat dihitung dari

$$M_p = 9,74 \cdot 10^5 \times \frac{P_d}{n} \quad (\text{Lit 10, hal : 7})$$

Dimana :

M_p = momen puntir (Nm)

P_d = daya rencana (kW)

n = putaran (rpm)

Untuk daya rencana $P_d = 96,138$ kW dan putaran $n = 6000$ rpm, momen puntirnya adalah:

$$\begin{aligned} Mp &= 9,74 \cdot 10^5 \times \frac{96,138}{6000} \\ &= 15606,4 \text{ kg mm} \\ &= 153,04 \text{ Nm} \end{aligned}$$

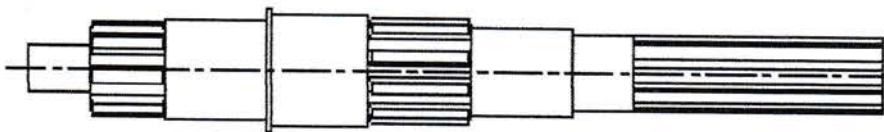
4.3 PERENCANAAN BAHAN DAN UKURAN POROS

4.3.1 POROS OUTPUT

Terdapat dua poros yang digabung menjadi satu pada poros input, yaitu poros beserta roda gigi transmisi speed 4 sebagai poros input dan poros bertingkat sebagai poros transmisi speed 1, 2, 3, 5, dan reverse dan juga sebagai poros output dimana besar diameter poros akan dianalisa berdasarkan gaya-gaya yang dialaminya, berupa gaya tangensial, gaya radial, dan gaya aksial.

Bahan poros digunakan baja karbon rendah 0,25 % dengan perlakuan dingin (cold drawn) dimana kekuatan bahan pada titik yield $S_y = 372$ MPa, dengan factor keamanan 1,2. Panjang poros yang akan dirancang 250 mm. Tegangan geser maksimum yang diizinkan yaitu :

$$\begin{aligned} \tau &= 0,5 \frac{S_y}{SF} \\ &= \frac{0,5 \times 372}{1,2} = 155 \text{ MPa} \end{aligned}$$



Gambar 4.2. Penampang roda gigi poros output

Besar gaya keseluruhan pada setiap titik-titik adalah besar dari gaya F_{radial} , $F_{\text{tangensial}}$, dan F_{aksial} yang mana akan dapat diketahui dari perhitungan gaya seperti dibawah ini :

$$F_t = \frac{102 P_d}{V}$$

$$F_r = F_t \tan \phi_t \quad (\text{Lit 6, hal : 208})$$

$$F_a = F_t \tan \psi \quad (\text{Lit 6, hal : 208})$$

Dimana :

F_r = gaya radial (N)

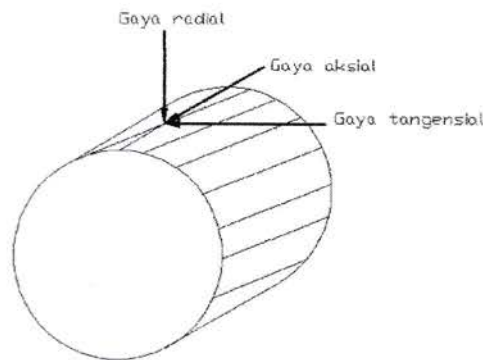
F_t = gaya tangensial (N)

F_a = gaya aksial (N)

ϕ_t = sudut tekan arah puntiran $22,8^\circ$

ϕ_n = sudut tekan pada arah normal 20°

ψ = sudut kemiringan gigi 30°



Gambar 4.3. Gaya yang dialami roda gigi

Kecepatan 1

$$F_t = 541,77 \text{ kg}$$

$$= 5314,76 \text{ N}$$

$$F_r = 541,77 \tan 22,8^\circ$$

$$= 2234,12 \text{ N}$$

$$F_a = 541,77 \tan 30^\circ$$

$$= 3068,48 \text{ N}$$

Untuk **Kecepatan Reverse** gaya yang bekerja hanya gaya tangensial dan gaya radial karena untuk gigi reverse di gunakan gigi lurus. Maka rumus yang di gunakan adalah

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} \quad \text{dan} \quad F_r = F_t \tan 20^\circ$$

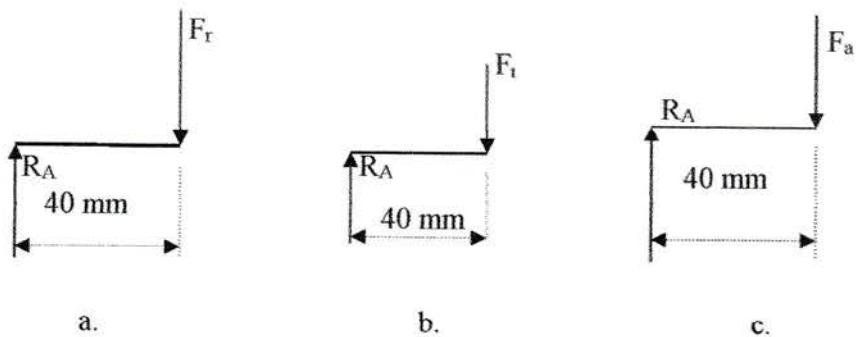
$$F_t = \frac{102 \times 96,138}{17,9} = 547,82 \text{ kg} = 5374,16 \text{ N}$$

$$F_r = 5374,16 \tan 20^\circ = 1956,03 \text{ N}$$

Tabel 4.2 Gaya-gaya yang bekerja pada setiap kecepatan

Kecepatan	F tangensial	F aksial	F radial
2	4958,66	2862,88	2084,42
3	4416,75	2550	1856,63
4	3825,21	2208,48	1607,97
5	3588,1	2071,59	1508,29

Poros untuk kecepatan 4



Gambar 4.3. a Diag. benda bebas gaya radial

Gambar 4.3. b Diag. benda bebas gaya tangensial

Gambar 4.3. c Diag. benda bebas gaya aksial

Gaya reaksi beban radial

$$\begin{aligned} R_A &= -F_r \\ &= -1607,97 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{Lentur}} &= -R_A L \\ &= -1607,97 \text{ N} \times 0,04 \text{ m} \\ &= -64,31 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Gaya reaksi beban tangensial

$$\begin{aligned} R_A &= -F_t \\ &= -3825,21 \text{ N} \\ M_{\text{Lentur}} &= -3825,21 \text{ N} \times 0,04 \text{ m} \\ &= -153 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Gaya reaksi beban aksial

$$R_A = -F_a \\ = - 2208,48 \text{ N}$$

$$M_{Lentur} = - 2208,48 \times 0,04 \text{ m} \\ = - 88,33 \text{ Nm}$$

Momen lentur maksimum yang terjadi adalah:

$$M_{Lentur} = \sqrt{M_r^2 + M_t^2 + M_a^2} \\ = \sqrt{(-64,31)^2 + (-153)^2 + (-88,33)^2} \\ = 188 \text{ Nm}$$

$$M_t = 9550 \times \frac{P_d}{n} \\ = 9550 \times \frac{96,138}{6000} \\ = 153,01 \text{ Nm}$$

dimana :

M_L = Momen lentur maksimum

M_t = Momen torsi / puntir maksimum

P_d = daya rencana

n = putaran poros input

Diameter poros dihitung mengikut :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau} \left[\sqrt{(C_m M_{lentur})^2 + (C_t M_{torsil})^2} \right] \right\}^{1/3} \quad (\text{Lit 6, hal : 265})$$

dimana :

τ = tegangan geser izin dari bahan yaitu 155 MPa.

C_m = factor keamanan untuk kombinasi factor kejut dan lelah untuk momen lentur diambil 1,5 karena beban mengalami kejutan.

C_t = factor keamanan untuk momen puntir karena adanya alur pasak diambil 1,0

M_l = momen lentur maksimum

M_p = momen puntir maksimum

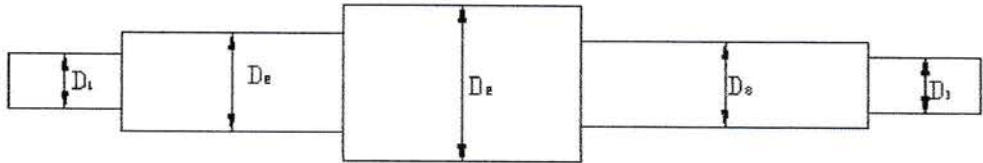
Maka :

$$d_s^3 = \left\{ \frac{5,1}{155 \times 10^6} \left[\sqrt{(1,5 \times 188)^2 + (1,0 \times 153,01)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_s = 0,021 m$$

$$d_s = 21 mm$$

Perencanaan poros bertingkat untuk transmisi kecepatan 3, 2, R, 1, 5 dan poros output.



Gambar 4.4 Penampang poros transmisi bertingkat

Beban tangensial

Gaya reaksi di B

$$R_B = \frac{(4416,75 \times 70) + (4958,66 \times 115,5) + (5374,16 \times 153,5) + (5314,76 \times 188,5) + (3588,1 \times 222,5)}{209,5}$$

$$= 16791,31 \text{ N}$$

Gaya reaksi A

$$R_A = 4416,75 + 4958,66 + 5374,16 + 5314,76 - 16791,31 + 3588,1$$

$$= 6861,12 \text{ N}$$

Momen lentur gaya tangensial

$$M_1 = 6861,12 \times 0 = 0$$

$$M_2 = (6861,12 \times 0,07) = 480,27 \text{ Nm}$$

$$M_3 = (6861,12 \times 0,1155) - (4416,75 \times 0,0455) = 591,49 \text{ Nm}$$

$$M_4 = (6861,12 \times 0,1535) - (4416,75 \times 0,0835) - (4958,66 \times 0,038) = 495,79 \text{ Nm}$$

$$M_5 = (6861,12 \times 0,1885) - (4416,75 \times 0,1185) - (4958,66 \times 0,073) - (5374,16 \times 0,035) = 219,85 \text{ Nm}$$

$$M_6 = (6861,12 \times 0,2095) - (4416,75 \times 0,1395) - (4958,66 \times 0,094) - (5374,16 \times 0,056) - (5314,76 \times 0,021) = -57,40 \text{ Nm}$$

$$M_7 = (6861,12 \times 0,2225) - (4416,75 \times 0,1525) - (4958,66 \times 0,107) - (5374,16 \times 0,069) - (5314,76 \times 0,034) + (16791,31 \times 0,013) = 0,010 \text{ Nm}$$

Gaya reaksi R_B

$$R_B = \frac{(2084,42 \times 70) + (1856,63 \times 115,5) + (1956,03 \times 153,5) + (2234,12 \times 188,5) + (1508,29 \times 222,5)}{209,5} = 6765,28 \text{ N}$$

Gaya reaksi A

$$R_A = 2084,42 + 1856,63 + 1956,03 + 2234,12 - 6765,28 + 1508,29 = 2874,21 \text{ N}$$

Momen lentur gaya radial

$$M_1 = 2874,21 \times 0 = 0$$

$$M_2 = (2874,21 \times 0,07) = 201,19 \text{ Nm}$$

$$M_3 = (2874,21 \times 0,1155) - (2084,42 \times 0,0455) = 237,17 \text{ Nm}$$

$$M_4 = (2874,21 \times 0,1535) - (2084,42 \times 0,0835) - (1856,63 \times 0,038) = 196,59 \text{ Nm}$$

$$M_5 = (2874,21 \times 0,1885) - (2084,42 \times 0,1185) - (1856,63 \times 0,073) - (1956,03 \times 0,035) = 90,78 \text{ Nm}$$

$$M_6 = (2874,21 \times 0,2095) - (2084,42 \times 0,1395) - (1856,63 \times 0,094) - (1956,03 \times 0,056) - (2234,12 \times 0,021) = -19,6 \text{ Nm}$$

$$M_7 = (2874,21 \times 0,2225) - (2084,42 \times 0,1525) - (1856,63 \times 0,107) - (1956,03 \times 0,069) - (2234,12 \times 0,034) + (6765,28 \times 0,013) = 0,00075 \text{ Nm}$$

Gaya reaksi R_B

$$R_B = \frac{(2550 \times 70) + (2862,88 \times 115,5) + (3100,9 \times 153,5) + (3068,48 \times 188,5) + (2071,59 \times 222,5)}{209,5}$$
$$= 9663,42 \text{ N}$$

Gaya reaksi A

$$R_A = 2550 + 2862,88 + 3100,9 + 3068,48 - 9663,42 + 2071,5$$
$$= 3990,3 \text{ N}$$

Momen lentur gaya aksial

$$M_1 = 3990,3 \times 0 = 0$$
$$M_2 = (3990,3 \times 0,07) = 279,32 \text{ Nm}$$
$$M_3 = (3990,3 \times 0,1155) - (2550 \times 0,0455) = 344,85 \text{ Nm}$$
$$M_4 = (3990,3 \times 0,1535) - (2550 \times 0,0835) - (2862,88 \times 0,038) = 290,8 \text{ Nm}$$
$$M_5 = (3990,3 \times 0,1885) - (2550 \times 0,1185) - (2862,88 \times 0,073) -$$
$$(3100,9 \times 0,035) = 132,47 \text{ Nm}$$
$$M_6 = (3990,3 \times 0,2095) - (2550 \times 0,1395) - (2862,88 \times 0,094) -$$
$$(3100,9 \times 0,056) - (3068,48 \times 0,021) = -26,95 \text{ Nm}$$
$$M_7 = (3990,3 \times 0,2225) - (2550 \times 0,1525) - (2862,88 \times 0,107) -$$
$$(3100,9 \times 0,069) - (3068,48 \times 0,034) + (9663,42 \times 0,013) = -27,8 \text{ Nm}$$

a. POROS KECEPATAN I

Momen lentur maksimum yang terjadi adalah:

$$M_{Lentur} = \sqrt{M_r^2 + M_t^2 + M_a^2}$$
$$= \sqrt{(90,78)^2 + (219,85)^2 + (132,47)^2}$$
$$= 272,25 \text{ Nm}$$

$$M_t = 9550 \times \frac{P_d}{n}$$
$$= 9550 \times \frac{96,138}{1672,72}$$

$$= 548,87 \text{ Nm}$$

dimana :

M_L = Momen lentur maksimum

M_t = Momen torsi / puntir maksimum

P_d = daya rencana

n = putaran poros input

Diameter poros dapat dihitung dengan rumus :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau} \left[\sqrt{(C_m M_{lentur})^2 + (C_t M_{tors})^2} \right] \right\}^{1/3}$$

dimana :

τ = tegangan geser izin dari bahan yaitu 155 MPa.

C_m = factor keamanan untuk kombinasi factor kejut dan lelah untuk momen lentur diambil 1,5 karena beban mengalami kejutan.

C_t = factor keamanan untuk momen puntir karena adanya alur pasak diambil 1,0

M_L = momen lentur maksimum

M_p = momen puntir maksimum

Maka :

$$d_s^3 = \left\{ \frac{5,1}{155 \times 10^6} \left[\sqrt{(1,5 \times 272,25)^2 + (1,0 \times 548,87)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_s = 0,0282 \text{ m}$$

$$d_s = 28 \text{ mm}$$

b. POROS KECEPATAN 2

Momen lentur maksimum yang terjadi adalah:

$$\begin{aligned} M_{Lentur} &= \sqrt{M_r^2 + M_t^2 + M_a^2} \\ &= \sqrt{(237,17)^2 + (591,49)^2 + (344,85)^2} \\ &= 724,59 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_t = 9550 \times \frac{P_d}{n}$$

$$= 9550 \times \frac{96,138}{2967,36}$$

$$= 309,4 \text{ Nm}$$

dimana :

- M_L = Momen lentur maksimum
- M_t = Momen torsi / puntir maksimum
- P_d = daya rencana
- n = putaran poros input

Diameter poros dapat dihitung dengan rumus :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau} \left[\sqrt{(C_m M_{lentur})^2 + (C_t M_{torsi})^2} \right] \right\}^{1/3}$$

dimana :

- τ = tegangan geser izin dari bahan yaitu 155 MPa.
- C_m = factor keamanan untuk kombinasi factor kejut dan lelah untuk momen lentur diambil 1,5 karena beban mengalami kejut.
- C_t = factor keamanan untuk momen puntir karena adanya alur pasak diambil 1,0
- M_l = momen lentur maksimum
- M_p = momen puntir maksimum

Maka :

$$d_s^3 = \left\{ \frac{5,1}{155 \times 10^6} \left[\sqrt{(1,5 \times 724,59)^2 + (1,0 \times 309,4)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_s = 0,03337 \text{ m}$$

$$d_s = 35 \text{ mm}$$

c. POROS KECEPATAN 3

Momen lentur maksimum yang terjadi adalah:

$$M_{Lentur} = \sqrt{M_r^2 + M_t^2 + M_a^2}$$

$$= \sqrt{(201,19)^2 + (480,27)^2 + (279,32)^2}$$

$$= 590,9 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned}
 M_t &= 9550 \times \frac{P_d}{n} \\
 &= 9550 \times \frac{96,138}{4335,26} \\
 &= 211,77 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

dimana :

- M_L = Momen lentur maksimum
- M_t = Momen torsi / puntir maksimum
- P_d = daya rencana
- n = putaran poros input

Diameter poros dapat dihitung dengan rumus :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau} \left[\sqrt{(C_m M_{lentur})^2 + (C_t M_{tors})^2} \right] \right\}^{1/3}$$

dimana :

- τ = tegangan geser izin dari bahan yaitu 155 MPa.
- C_m = factor keamanan untuk kombinasi factor kejut dan lelah untuk momen lentur diambil 1,5 karena beban mengalami kejut.
- C_t = factor keamanan untuk momen puntir karena adanya alur pasak diambil 1,0
- M_l = momen lentur maksimum
- M_p = momen puntir maksimum

Maka :

$$\begin{aligned}
 d_s^3 &= \left\{ \frac{5,1}{155 \times 10^6} \left[\sqrt{(1,5 \times 590,9)^2 + (1,0 \times 211,77)^2} \right] \right\}^{1/3} \\
 d_s &= 0,031 \text{ m} \\
 d_s &= 30 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

d. POROS KECEPATAN 5

Momen lentur maksimum yang terjadi adalah:

$$M_{Lentur} = \sqrt{M_r^2 + M_t^2 + M_a^2}$$

$$= \sqrt{0 + 0 + (-27,8)^2}$$

$$= 27,8 \text{ Nm}$$

$$M_t = 9550 \times \frac{P_d}{n}$$

$$= 9550 \times \frac{96,138}{6968,64}$$

$$= 131,74 \text{ Nm}$$

dimana :

M_L = Momen lentur maksimum

M_t = Momen torsi / puntir maksimum

P_d = daya rencana

n = putaran poros input

Diameter poros dapat dihitung dengan rumus :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau} \left[\sqrt{(C_m M_{lentur})^2 + (C_t M_{tors})^2} \right] \right\}^{1/3}$$

dimana :

τ = tegangan geser izin dari bahan yaitu 155 MPa.

C_m = factor keamanan untuk kombinasi factor kejut dan lelah untuk momen lentur diambil 1,5 karena beban mengalami kejutan.

C_t = factor keamanan untuk momen puntir karena adanya alur pasak diambil 1,0

M_l = momen lentur maksimum

M_p = momen puntir maksimum

Maka :

$$d_s^3 = \left\{ \frac{5,1}{155 \times 10^6} \left[\sqrt{(1,5 \times 27,8)^2 + (1,0 \times 131,74)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_s = 0,01656 \text{ m}$$

e. POROS KECEPATAN REVERSE (MUNDUR)

Momen lentur maksimum yang terjadi adalah:

$$M_{Lentur} = \sqrt{M_r^2 + M_t^2}$$

$$\begin{aligned}
&= \sqrt{(196,59)^2 + (495,79)^2} \\
&= 533,34 \text{ Nm} \\
M_t &= 9550 \times \frac{P_d}{n} \\
&= 9550 \times \frac{96,138}{1773,05} \\
&= 517,81 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

dimana :

- M_L = Momen lentur maksimum
- M_t = Momen torsi / puntir maksimum
- P_d = daya rencana
- n = putaran poros input

Diameter poros dapat dihitung dengan rumus :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau} \left[\sqrt{(C_m M_{lentur})^2 + (C_t M_{tors})^2} \right] \right\}^{1/3}$$

Dimana :

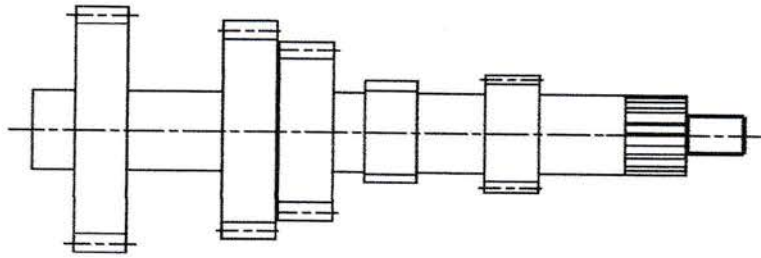
- τ = tegangan geser izin dari bahan yaitu 155 MPa.
- C_m = factor keamanan untuk kombinasi factor kejut dan lelah untuk momen lentur diambil 1,5 karena beban mengalami kejutan.
- C_t = factor keamanan untuk momen puntir karena adanya alur pasak diambil 1,0
- M_l = momen lentur maksimum
- M_p = momen puntir maksimum

Maka :

$$\begin{aligned}
d_s^3 &= \left\{ \frac{5,1}{155 \times 10^6} \left[\sqrt{(1,5 \times 533,34)^2 + (1,0 \times 517,81)^2} \right] \right\}^{1/3} \\
d_s &= 0,0315 \text{ m} \\
d_s &= 35 \text{ mm}
\end{aligned}$$

4.3.2. PERENCANAAN POROS PERANTARA

Poros perantara (counter shaft) dibuat menjadi poros yang solid dengan diameter yang merata sepanjang 320 mm dengan didasarkan pembebanan tangensial, radial, dan aksial.



Gambar 4.5. Poros perantara

Poros perantara di buat bersatu dengan roda gigi perantara, kecuali pada kecepatan roda gigi kecepatan 5, sehingga dalam memilih bahan untuk poros ini di pilih bahan yang sama dengan bahan roda gigi yang dirancang yakni baja paduan dengan pergeseran kulit S 15 CK dengan kekuatan lentur $S_y = 30 \text{ kg/mm}^2$ atau sama dengan 294,3 MPa dengan kekerasan 400 BHN.

Tegangan geser maksimum yang diizinkan adalah :

$$\tau = 0,5 \frac{S_y}{SF} = \frac{0,5 \times 294,3}{1,2} = 122,63 \text{ MPa}$$

Perhitungan gaya keseluruhan tiap titik adalah besar gaya F_r , F_t , dan F_a adalah sebagai berikut:

$$F_t = \frac{102P_d}{V}$$

$$F_r = F_t \tan \phi_t$$

$$F_a = F_t \tan \psi$$

Dimana :

F_r = gaya radial (N)

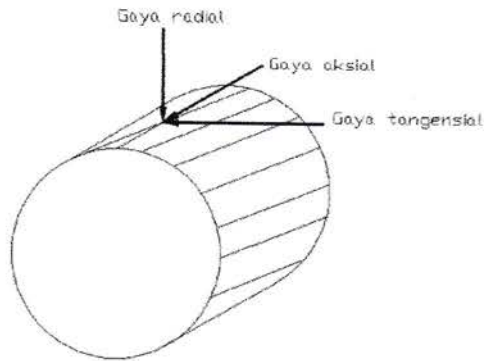
F_t = gaya tangensial (N)

F_a = gaya aksial (N)

ϕ_t = sudut tekan arah puntiran $22,8^\circ$

ϕ_n = sudut tekan pada arah normal 20°

ψ = sudut kemiringan gigi 30°



Gambar 4.6. Gaya yang dialami roda gigi

Kecepatan 1

$$F_t = 643,28 \text{ kg}$$

$$= 6310,57 \text{ N}$$

$$F_a = 6310,57 \tan 30^\circ$$

$$= 3643,40 \text{ N}$$

$$F_r = 6310,57 \tan 22,8^\circ$$

$$= 2652,72 \text{ N}$$

Dengan cara yang sama maka di dapat gaya-gaya pada masing-masing kecepatan 2, 3, 4, 5 dan reverse.

Tabel 4.3 Gaya-gaya yang bekerja pada setiap kecepatan

Kecepatan	F tangensial (N)	F aksial (N)	F radial (N)
2	4405,74	2543,65	1852
3	3459,65	1997,43	1454,3
4	3027,19	1747,74	1272,51
5	2557,18	1476,38	1074,94

Untuk **Kecepatan Reverse** gaya yang bekerja hanya gaya tangensial dan gaya radial karena untuk gigi reverse di gunakan gigi lurus. Maka rumus yang di gunakan adalah

$$F_t = \frac{102 P_d}{V} \quad \text{dan} \quad F_r = F_t \tan 20^\circ$$

$$F_t = \frac{102 \times 75,996}{10,51} = 737,54 \text{ kg} = 7235,3 \text{ N}$$

$$F_r = 7235,3 \tan 20^\circ = 2633,43 \text{ N}$$

Gaya Reaksi R_B

$$R_B = \frac{(3027,9 \times 15) + (3459,65 \times 85) + (4405,74 \times 1305) + (7235,3 \times 1685) + (6310,57 \times 2225) + (2557,8 \times 2375)}{2245}$$

$$= 17929,20 \text{ N}$$

Gaya Reaksi R_A

$$R_A = 3027,19 + 3459,65 + 4405,74 + 7235,3 + 6310,57 + 7235,3 - 17929,20 + 2557,18$$

$$= 9066,23 \text{ N}$$

Momen Lentur Gaya Tangensial

$$M_1 = 9066,23 \times 0 = 0$$

$$M_2 = (9066,23 \times 0,015) = 136 \text{ Nm}$$

$$M_3 = (9066,23 \times 0,085) - (3027,19 \times 0,07) = 558,72 \text{ Nm}$$

$$M_4 = (9066,23 \times 0,1305) - (3027,19 \times 0,1155) - (3459,65 \times 0,0455) = 676,08 \text{ Nm}$$

$$M_5 = (9066,23 \times 0,1885) - (3027,19 \times 0,1185) - (3459,65 \times 0,0835) -$$

$$(6310,37 \times 0,038) = 534,31 \text{ Nm}$$

$$M_6 = (9066,23 \times 0,2035) - (3027,19 \times 0,1885) - (3459,65 \times 0,1185) -$$

$$(4405,74 \times 0,073) - (6310,37 \times 0,035) = 321,9 \text{ Nm}$$

$$M_7 = (9066,23 \times 0,2245) - (3027,19 \times 0,2095) - (3459,65 \times 0,1395) - (4405,74 \times 0,094) - (6310,37 \times 0,056) - (7235,3 \times 0,021) = 0,91 \text{ Nm}$$

$$M_8 = (9066,23 \times 0,2375) - (3027,19 \times 0,2225) - (3459,65 \times 0,1525) - (4405,74 \times 0,107) - (7235,3 \times 0,069) - (6310,57 \times 0,013) + (17929,20 \times 0,013) = 0 \text{ Nm}$$

Gaya reaksi R_B

$$R_B = \frac{(1272,51 \times 15) + (1454,3 \times 85) + (1852 \times 1305) + (3041,44 \times 1685) + (2652,72 \times 2035) + (1074,94 \times 2375)}{2245} = 7536,74 \text{ N}$$

Gaya reaksi R_A

$$R_A = 1272,51 + 1454,3 + 1852 + 3041,44 + 2652,72 - 7536,74 + 1074,94 = 3811,17 \text{ N}$$

Momen lentur gaya radial

$$M_1 = 3811,17 \times 0 = 0$$

$$M_2 = (3811,17 \times 0,015) = 57,16 \text{ Nm}$$

$$M_3 = (3811,17 \times 0,085) - (1272,51 \times 0,07) = 234,87 \text{ Nm}$$

$$M_4 = (3811,17 \times 0,1305) - (1272,51 \times 0,1155) - (1454,3 \times 0,0455) = 284,21 \text{ Nm}$$

$$M_5 = (3811,17 \times 0,1885) - (1272,51 \times 0,1185) - (1454,3 \times 0,0835) - (1852 \times 0,038) = 255,04 \text{ Nm}$$

$$M_6 = (3811,17 \times 0,2035) - (1272,51 \times 0,1885) - (1454,3 \times 0,1185) - (1852 \times 0,073) - (3041,44 \times 0,035) = 121,72 \text{ Nm}$$

$$M_7 = (3811,17 \times 0,2245) - (1272,51 \times 0,2095) - (1454,3 \times 0,1395) - (1852 \times 0,094) - (3041,44 \times 0,056) - (2652,72 \times 0,021) = 0,91 \text{ Nm}$$

$$M_8 = (3811,17 \times 0,2375) - (1272,51 \times 0,2225) - (1454,3 \times 0,1525) - (1852 \times 0,107) - (3041,44 \times 0,069) - (2652,72 \times 0,013) + (7536,74 \times 0,013) = 0$$

Gaya reaksi R_B

$$R_B = \frac{(1476,38 \times 15) + (1997,43 \times 85) + (2543,65 \times 1305) + (4177,3 \times 1685) + (2652,72 \times 2035) + (1476,38 \times 2375)}{2245}$$
$$= 9435,26 \text{ N}$$

Gaya reaksi R_A

$$R_A = 1476,38 + 1997,43 + 2543,65 + 4177,3 + 2652,72 - 9435,26 + 1476,38$$
$$= 4888,6 \text{ N}$$

Momen lentur gaya aksial

$$M_1 = 4888,6 \times 0 = 0$$
$$M_2 = (4888,6 \times 0,015) = 73,33 \text{ Nm}$$
$$M_3 = (4888,6 \times 0,085) - (1476,38 \times 0,07) = 312,18 \text{ Nm}$$
$$M_4 = (4888,6 \times 0,1305) - (1476,38 \times 0,1155) - (1997,43 \times 0,0455) = 376,55 \text{ Nm}$$
$$M_5 = (4888,6 \times 0,1885) - (1476,38 \times 0,1185) - (1997,43 \times 0,0835) -$$
$$(2543,65 \times 0,038) = 333,66 \text{ Nm}$$
$$M_6 = (4888,6 \times 0,2035) - (1476,38 \times 0,1885) - (1997,43 \times 0,1185) -$$
$$(2543,65 \times 0,073) - (4177,3 \times 0,035) = 147,95 \text{ Nm}$$
$$M_7 = (4888,6 \times 0,2245) - (1476,38 \times 0,2095) - (1997,43 \times 0,1395) -$$
$$(2543,65 \times 0,094) - (4177,3 \times 0,056) - (2652,72 \times 0,021) = -19,19 \text{ Nm}$$
$$M_8 = (4888,6 \times 0,2375) - (1476,38 \times 0,2225) - (1997,43 \times 0,1525) -$$
$$(2543,65 \times 0,107) - (4177,3 \times 0,069) - (2652,72 \times 0,034) +$$
$$(9435,26 \times 0,013) = 0,001525 \text{ Nm}$$

4.3.3. POROS PADA PERANTARA

Momen lentur maksimum yang terjadi adalah:

$$M_{\text{Lentur}} = \sqrt{M_r^2 + M_t^2 + M_a^2}$$
$$= \sqrt{(284,21)^2 + (376,55)^2 + (676,08)^2}$$
$$= 824,4 \text{ Nm}$$

$$M_t = 9550 \times \frac{P_d}{n}$$

$$= 9550 \times \frac{75,996}{1522,07}$$

$$= 476,82 \text{ Nm}$$

dimana :

- M_L = Momen lentur maksimum
- M_t = Momen torsi / puntir maksimum
- P_d = daya rencana
- n = putaran poros input

Diameter poros dapat dihitung dengan rumus :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau} \left[\sqrt{(C_m M_{lentur})^2 + (C_t M_{torsi})^2} \right] \right\}^{1/3}$$

dimana :

- τ = tegangan geser izin dari bahan yaitu 155 MPa.
- C_m = factor keamanan untuk kombinasi factor kejut dan lelah untuk momen lentur diambil 1,5 karena beban mengalami kejutan.
- C_t = factor keamanan untuk momen puntir karena adanya alur pasak diambil 1,0
- M_L = momen lentur maksimum
- M_p = momen puntir maksimum

Maka :

$$d_s^3 = \left\{ \frac{5,1}{155 \times 10^6} \left[\sqrt{(1,5 \times 824,4)^2 + (1,0 \times 476,82)^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_s = 0,035 \text{ m}$$

$$d_s = 35 \text{ mm}$$

4.4 PEMERIKSAAN KEKUATAN POROS

Pemeriksaan kekuatan poros dilakukan dengan membandingkan tegangan geser yang timbul pada poros dan tegangan geser ijin dari bahan poros. Yaitu tegangan geser yang timbul tidak boleh melebihi tegangan geser ijin bahan agar poros aman saat dioperasikan.

4.4.1 PEMERIKSAAN KEKUATAN POROS OUTPUT

Bahan poros output yang digunakan adalah baja karbon rendah 0,25 % dengan perlakuan dingin (cold drawn) dimana kekuatan bahan pada titik yield $S_y = 372$ MPa, dengan factor keamanan 1,2. Panjang poros yang akan dirancang 250 mm. Tegangan geser maksimum yang diizinkan yaitu :

$$\begin{aligned}\tau &= 0,5 \frac{S_y}{SF} \\ &= \frac{0,5 \times 372}{1,2} = 155 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tegangan geser yang timbul pada poros ini diharapkan lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan. Dimana tegangan geser yang timbul adalah:

$$\tau_a = \frac{16 M_p}{\pi d_p^3} (K_t \cdot C_b)$$

di mana:

d_p = Diameter Poros (mm)

K_t = faktor koreksi terhadap momen puntir yang besarnya:

1,0 jika beban dikenakan halus

1,0 – 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan

1,5 – 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan

C_b = faktor koreksi untuk kemungkinan terjadinya beban lentur harganya berkisar 1,2 – 2,3

M_p = momen puntir yang ditransmisikan (Nm).

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_p^3} K_t \cdot C_b \\ &= \frac{16 \times 153,04 \times 1,5 \times 1,8}{\pi \times (0,03)^3} \\ &= 77,98 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tampak bahwa tegangan geser yang timbul lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan ($\tau_a < \tau_{a \text{ ijin}}$) sehingga poros output aman dari tegangan yang terjadi

4.4.2 PEMERIKSAAN KEKUATAN POROS PERANTARA

Diameter poros perantara yang dipilih adalah 35 mm, dengan tegangan geser ijin bahan sebesar 122,63 Mpa. Faktor keamanan $K_t = 1,5$ dan faktor koreksi beban lentur $C_b = 2,1$. Maka tegangan geser yang timbul adalah:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{16 \cdot Mp}{\pi \cdot d_p^3} K_t \cdot C_b \\ &= \frac{16 \times 122,63 \times 1,5 \times 2,1}{\pi \times (0,035)^3} \\ &= 45,90 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Tampak bahwa tegangan geser yang timbul lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan ($\tau_a < \tau_{a \text{ ijin}}$) sehingga poros output aman dari tegangan yang terjadi

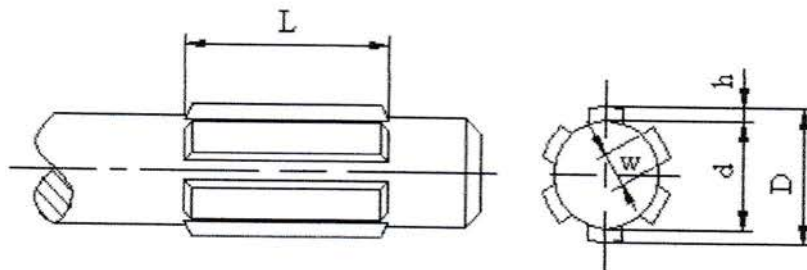
BAB V

PERANCANGAN SPLINE DAN NAAF

5.1. PERENCANAAN SPLINE

Pada dasarnya fungsi spline adalah sama dengan pasak, yaitu meneruskan daya dan putaran dari poros ke kompone-komponen lain yang terhubung dengannya, ataupun sebaliknya. Perbedaannya adalah spline menyatu atau menjadi bagian dari poros sedangkan pasak merupakan komponen yang terpisah dari poros dan memerlukan alur pada poros untuk pemasangannya. Selain itu jumlah spline pada suatu konstruksi telah tertentu berdasarkan standar SAE, sedangkan jumlah pasak ditentukan sendiri oleh perancangannya. Hal ini menyebabkan pemakaian spline lebih menguntungkan dilihat dari segi penggunaannya karena sambungannya lebih kuat dan beban puntirnya merata di seluruh bagian poros dibandingkan dengan pasak yang akan menimbulkan konsentrasi tegangan pada daerah di mana pasak dipasang.

Untuk pemakaian spline pada kendaraan bermotor, mesin perkakas dan mesin produksi, perhitungannya dilakukan berdasarkan standar dari SAE (*Society of Automotive Engineering*). Simbol – simbol yang digunakan dalam satandarisasi ini adalah sebagai berikut:



Gambar 5.1. Spline

- Dimana: D = diameter luar spline
d = diameter dalam spline
h = tinggi spline
w = lebar spline
L = panjang spline

Ukuran spline untuk berbagai kondisi operasi telah ditetapkan dalam standar SAE dan dapat dilihat pada Tabel 5.1 berikut ini.

Tabel 5.1. Spesifikasi spline untuk berbagai kondisi operasi (standar SAE)

Number of Splines	Permanent Fit		To Slide When not Under Load		To Slide When Under Load		All Fits
	H	D	H	D	h	d	
4	0,075D	0,850D	0,125D	0,750D	-	-	0,241D
6	0,050D	0,900D	0,075D	0,850D	0,100D	0,800D	0,250D
10	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D	0,156D
16	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D	0,098D

Sumber : Kent`s, *Mechanical Engineering Handbook*, Halaman 15-15

Pada rancangan roda gigi ini spline terdapat pada poros output dan poros perantara. Spline ini merupakan spline alur dalam. Pada poros output, spline terdapat pada tiga tempat yakni menghubungkan atau meneruskan putaran dari sincronizer 3 – 4, sincronizer 2 – 1 dan sincronizer mundur – 5, masing – masing ke poros output. Sedangkan pada poros perantara, spline menghubungkan atau meneruskan putaran dari poros perantara ke roda gigi perantara mundur dan roda gigi perantara 5.

5.1.1. PEMILIHAN BAHAN SPLINE

Karena spline menyatu dengan poros maka bahan spline sama dengan bahan poros. Sehingga spline pada poros output juga terbuat dari bahan baja karbon S 55 CD dengan tegangan geser ijin $8,646 \text{ kg/mm}^2$ sedangkan spline pada poros perantara juga terbuat dari baja paduan S 15 CK dengan tegangan geser ijin $2,78 \text{ kg/mm}^2$.

5.1.2. PERENCANAAN SPLINE PADA POROS OUTPUT

Spline pada poros output menghubungkan sincronizer dengan poros output. Sincronizer akan meluncur pada spline pada poros output saat dilakukan pertukaran kecepatan. Maka untuk semua spline pada poros output ini dipilih dari tabel 5.1. yaitu "to slide under load" dengan jumlah spline 10 buah. Berikut ini adalah ukuran – ukuran utama spline pada poros ini.

Karena spline disini merupakan alur dalam maka diameter luar spline adalah diameter poros output atau $D = 30$ mm, maka;

Diameter dalam spline adalah:

$$\begin{aligned}d &= 0,810 D \\ &= 0,810 \times 30 \\ &= 24,3 \text{ mm} \\ &\approx 25 \text{ mm}\end{aligned}\tag{5-1}$$

Tinggi spline adalah:

$$\begin{aligned}h &= \frac{D - d}{2} = \frac{30 - 25}{2} \\ &= 2,5 \text{ mm}\end{aligned}\tag{5-2}$$

Lebar spline adalah:

$$\begin{aligned}w &= 0,156 D \\ &= 0,156 \times 30 \\ &= 4,68 \\ &\approx 5 \text{ mm}\end{aligned}\tag{5-3}$$

Jari – jari rata – rata spline adalah:

$$\begin{aligned}r_m &= \frac{D + d}{4} = \frac{30 + 25}{4} \\ &= 13,75 \text{ mm}\end{aligned}\tag{Lit 1, hal: 363}$$

Besarnya gaya yang bekerja pada spline diperoleh dari:

$$F = \frac{T}{r_m}\tag{Lit 1, hal: 545}$$

Dimana:

T = momen puntir yang bekerja pada poros, dari perhitungan pada Bab 3 diperoleh sebesar 15596 kg-mm

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

r_m = jari-jari rata-rata spline (mm).

Maka diperoleh:

$$F = \frac{15596}{13,75} = 1134,25 \text{ kg}$$

Panjang spline diperoleh dengan membandingkan tegangan geser yang terjadi pada spline dengan tegangan geser ijin bahan spline. Dimana tegangan geser yang terjadi pada spline tidak boleh melebihi tegangan geser ijin bahan spline. Tegangan geser yang terjadi pada spline dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$\tau_a = \frac{F}{i w L}$$

dimana:

τ_a = tegangan geser yang terjadi pada spline (kg/mm²)

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

i = jumlah gigi spline

w = lebar spline (mm)

L = panjang spline (mm)

Maka diperoleh panjang spline sebagai berikut:

$$\bar{\tau}_a \geq \tau_a$$

$$\bar{\tau}_a \geq \frac{F}{i w L}$$

$$L \geq \frac{F}{i w \tau_a}$$

$$L \geq \frac{1134,25}{10 \times 5 \times 8,646}$$

$$L \geq 26,2 \text{ mm}$$

Dipilih panjang spline $L = 25 \text{ mm}$.

5.1.3. PERENCANAAN SPLINE PADA POROS PERANTARA

Spline pada poros pematara ini meneruskan putaran dari poros perantara ke roda gigi perantara mundur dan roda gigi perantara 5. Pada saat beroperasi tidak ada pergeseran (slide) yang terjadi pada spline. Untuk itu dari tabel 5.1. dipilih spline jenis “*permanent fit*” dengan jumlah spline 10 buah. Berikut adalah ukuran – ukuran utama spline pada poros perantara ini.

Karena spline di sini merupakan alur dalam maka diameter luar spline adalah diameter poros perantara. Pada bagian spline ini, poros perantar mengalami pengecilan di mana ukuran yang digunakan sebesar $D = 30$ mm. Maka diameter ini yang menjadi diameter luar spline. Sehingga diperoleh ukuran – ukuran utama sebagai berikut:

Diameter spline:

$$\begin{aligned}d &= 0,910 D \\ &= 0,910 \times 30 \\ &= 27,3 \\ &\approx 27 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi spline adalah:

$$\begin{aligned}h &= \frac{D - d}{2} = \frac{30 - 27}{2} \\ &= 1,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Lebar spline adalah:

$$\begin{aligned}w &= 0,156 D \\ &= 0,156 \times 30 \\ &= 4,68 \\ &\approx 5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maka jari – jari rata – rata spline adalah:

$$\begin{aligned}r_m &= \frac{D + d}{4} = \frac{30 + 27}{4} \\ &= 14,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

Besarnya gaya yang bekerja pada spline:

$$\begin{aligned}F &= \frac{T}{r_m} = \frac{15596}{14,25} \\ &= 1094,46 \text{ kg}\end{aligned}$$

Lebar spline diperoleh dari:

$$\begin{aligned}\bar{\tau}_a &\geq \tau_a \\ \bar{\tau}_a &\geq \frac{F}{i w L} \\ L &\geq \frac{F}{i w \tau_a} \\ L &\geq \frac{1094,46}{10 \times 5 \times 2,78} \\ L &\geq 7,87 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dipilih panjang spline $L = 133 \text{ mm}$

5.1.4. PEMERIKSAAN KEKUATAN SPLINE

Pada bagian ini, pemeriksaan kekuatan spline dilakukan pemeriksaan terhadap tegangan geser dan tegangan tumbuk. Pemeriksaan dilakukan dengan membandingkan tegangan yang terjadi dengan tegangan ijin bahan. Dimana tegangan geser atau tumbuk yang timbul pada spline tidak boleh melebihi tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan spline.

Pemeriksaan kekuatan spline pada poros output dilakukan sebagai berikut.

Tegangan geser yang timbul pada spline:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1134,25}{10 \times 5 \times 25} \\ &= 0,907 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan tumbuk yang timbul pada spline dapat diperoleh dari:

$$\begin{aligned}p &= \frac{F}{i h L} = \frac{1134,25}{10 \times 3 \times 25} \\ &= 1,51 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan tegangan tumbuk ijin bahan spline yaitu baja karbon S 55 CD dalam diperoleh dengan:

$$\begin{aligned}\bar{p} &= 2 \bar{\tau}_a \\ &= 2 \times 8,646 \\ &= 17,292 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Jadi tampak bahwa tegangan geser dan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan spline ($\tau_a \ll \bar{\tau}_a$ dan $p \ll \bar{p}$). Maka spline yang dirancang pada poros output cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.

Pemeriksaan kekuatan spline pada poros perantara dilakukan sebagai berikut.

Tegangan geser yang timbul pada spline:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1094,46}{10 \times 5 \times 133} \\ &= 0,164 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan tumbuk yang timbul pada spline dapat diperoleh dari:

$$\begin{aligned}p &= \frac{F}{i h L} = \frac{1094,46}{10 \times 1,5 \times 133} \\ &= 0,55 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan tegangan tumbuk ijin bahan spline yaitu baja karbon S 15 CK dalam diperoleh dengan:

$$\begin{aligned}\bar{p} &= 2 \bar{\tau}_a \\ &= 2 \times 2,78 \\ &= 5,56 \text{ kg/mm}^2\end{aligned} \quad (\text{Lit 5, hal: 264})$$

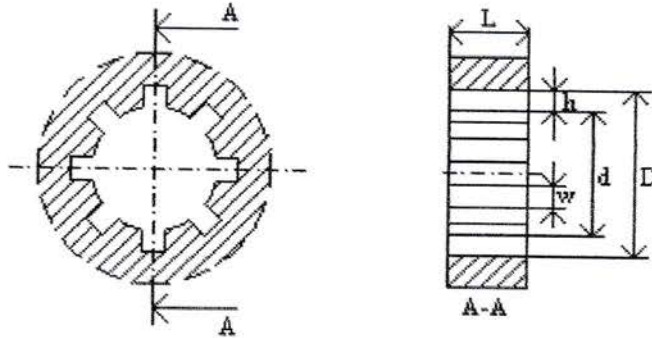
Jadi tampak bahwa tegangan geser dan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan spline ($\tau_a \ll \bar{\tau}_a$ dan $p \ll \bar{p}$). Maka spline yang dirancang pada poros perantara cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.

5.2. PERENCANAAN NAAF

Naaf dan spline merupakan bagian yang saling berkecocokan tetapi berbeda bagian. Spline berupa tonjolan atau bukit pada sisi poros dan naaf

merupakan pasangan dari bentuk tonjolan atau bukit tersebut. Sama seperti spline, naaf juga ada pada poros output dan pada poros perantara. Pada poros output, naaf terletak pada ketiga sincronizer yang digunakan pada rangkaian roda gigi. Sedangkan pada poros perantara naaf terletak pada roda gigi perantara mundur dan roda gigi perantara 5.

Adapun simbol – simbol yang dipakai dalam perencanaan naaf ini adalah:



Gambar 5.2. Naaf

Dimana: D = diameter luar naaf
 d = diameter dalam naaf
 w = lebar gigi naaf
 h = tinggi gigi naaf
 L = panjang naaf

5.2.1. PEMILIHAN BAHAN NAAF

Pada poros output, naaf dibentuk pada sincronizer. Maka bahan naaf sama dengan bahan dari sincronizer yaitu dari bahan yang sama dengan roda gigi yaitu baja paduan S 15 CK dengan tegangan geser ijin $2,78 \text{ kg/mm}^2$ dan tegangan tumbuk ijin (telah dihitung pada bagian 5.1.4.) sebesar $5,56 \text{ kg/mm}^2$. Naaf pada poros perantara dibentuk pada roda gigi perantara maka bahannya juga dari bahan yang sama dengan roda gigi perantara yakni baja paduan S 15 CK.

5.2.2. PERENCANAAN NAAF PADA POROS OUTPUT

Karena naaf bercocokan dengan spline, maka ukuran – ukuran utama spline langsung dipakai sebagai ukuran naaf. Maka:

Jumlah naaf	: $i = 10$ buah
Diameter luar naaf	: $D = 30$ mm
Diameter dalam naaf	: $d = 25$ mm
Tinggi naaf	: $h = 2,5$ mm
Jari – jari rata – rata naaf	: $r_m = 13,75$ mm
Panjang naaf	: $L = 25$ mm
Gaya yang bekerja pada naaf	: $F = 1134,25$ kg

Sedangkan lebar naaf dapat diperoleh dari:

$$w = \frac{\pi D - i w_{\text{spline}}}{i}$$

dimana:

w	=	lebar naaf (mm)
D	=	diameter luar spline atau naaf (mm)
w_{spline}	=	lebar spline (mm)
i	=	jumlah gigi spline atau naaf

Maka diperoleh:

$$\begin{aligned} w &= \frac{\pi \times 30 - 10 \times 5}{10} \\ &= 5,05 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.2.3. PERENCANAAN NAAF PADA POROS PERANTARA

Pada poros perantara ini, naaf berkecocokan dengan spline sehingga ukuran – ukuran utama naaf diambil dari ukuran – ukuran spline, maka:

Jumlah naaf	: $i = 10$ buah
Diameter luar naaf	: $D = 30$ mm
Diameter dalam naaf	: $d = 27$ mm
Tinggi naaf	: $h = 1,5$ mm
Jari – jari rata – rata naaf	: $r_m = 14,25$ mm

Panjang naaf : $L = 25 \text{ mm}$

Gaya yang bekerja pada naaf : $F = 1094,46 \text{ kg}$

Sedangkan lebar naaf dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned}w &= \frac{\pi D - i w_{\text{spline}}}{i} \\&= \frac{\pi \times 30 - 10 \times 5}{10} \\&= 4,42 \text{ mm}\end{aligned}$$

5.2.4. PEMERIKSAAN KEKUATAN NAAF

Pemeriksaan kekuatan naaf dilakukan pemeriksaan terhadap tegangan geser dan tegangan tumbuk. Pemeriksaan dilakukan dengan membandingkan tegangan yang timbul dengan tegangan ijin bahan. Dimana tegangan geser atau tumbuk yang timbul pada naaf tidak boleh melebihi tegangan geser dan tumbuk ijin bahan naaf.

Pemeriksaan kekuatan naaf pada sincronizer dilakukan sebagai berikut.

Tegangan geser yang timbul pada naaf adalah:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1134,25}{10 \times 5,05 \times 25} \\&= 0,89 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan tumbuk yang timbul pada naaf sama dengan tegangan tumbuk yang timbul pada spline yaitu $p = 1,51 \text{ kg/mm}^2$.

Tampak bahwa tegangan geser dan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan naaf ($\tau_a < \bar{\tau}_a \rightarrow 0,89 < 2,78$ dan $p < \bar{p} \rightarrow 1,51 < 5,56$). Maka naaf yang dirancang pada poros output cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.

Pemeriksaan kekuatan naaf pada roda gigi perantara dilakukan sebagai berikut.

Tegangan geser yang timbul pada naaf:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{F}{i w L} = \frac{1094,46}{10 \times 4,42 \times 133} \\ &= 0,19 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

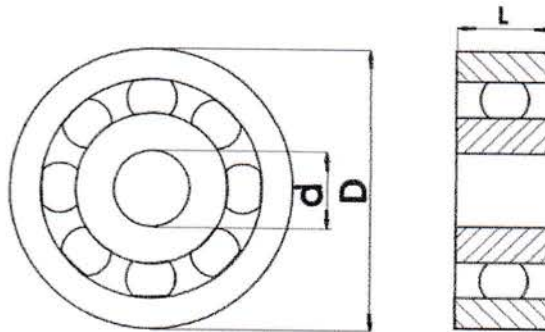
Tegangan tumbuk yang timbul pada naaf sama dengan tegangan tumbuk yang timbul pada spline yaitu $p = 0,55 \text{ kg/mm}^2$.

Tampak bahwa tegangan geser dan tegangan tumbuk yang timbul, jauh lebih kecil dari tegangan geser dan tegangan tumbuk ijin bahan naaf ($\tau_a < \bar{\tau}_a \rightarrow 0,19 < 2,78$ dan $p < \bar{p} \rightarrow 0,55 < 5,56$). Maka naaf yang dirancang pada poros output cukup aman terhadap tegangan yang terjadi.

BAB VI

PERENCANAAN BANTALAN

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros sehingga putaran dan gerak bolak – baliknya berlangsung dengan halus, aman dan tahan lama. Bantalan yang akan dirancang pada perencanaan ini adalah bantalan yang terpasang pada poros output (poros output) dan poros perantara.



Gambar: 6.1. Bantalan

6.1 PERENCANAAN BANTALAN PADA POROS OUTPUT

Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros output adalah bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal (*single row deep groove radial ball bearing*), sebanyak dua buah yang diletakkan pada ujung dan pada poros antara roda gigi output mundur dengan roda gigi output 1 (dapat dilihat pada gambar *assembly* roda gigi). Bantalan bola radial ini dipilih karena ketahanan bantalan ini dalam menahan beban radial dan putaran tinggi.

Pada poros output ini bantalan menerima beban berupa beban radial dan aksial. Tetapi beban aksial yang terjadi pada bantalan nilainya sangat kecil yang muncul pada saat pemindahan kecepatan oleh tuas persnelling, sehingga dapat dikatakan beban aksialnya adalah nol. Pada poros output terdapat beban berupa massa dari roda gigi – roda gigi output yang terpasang pada poros ini. Massa dari roda gigi output masing – masing dihitung sebagai berikut:

Beban massa dari roda gigi dihitung dengan persamaan:

$$M = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) b \rho \quad (6-1)$$

Dimana:

M = beban massa roda gigi (kg)

D = diameter jarak bagi roda gigi (mm)

d = diameter poros (mm)

b = tebal roda gigi (mm)

ρ = massa jenis roda gigi dimana untuk bahan baja harganya adalah
 $7,65 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

Maka:

- Massa roda gigi input

$$M_i = \frac{\pi}{4} (80^2 - 30^2) 25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 0,826 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output 1

$$M_1 = \frac{\pi}{4} (140^2 - 30^2) 25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 2,809 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output 2

$$M_2 = \frac{\pi}{4} (116^2 - 30^2) 25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 1,886 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output 3

$$M_3 = \frac{\pi}{4} (96^2 - 30^2) 25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 1,249 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output 5

$$M_5 = \frac{\pi}{4} (72^2 - 30^2) 25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 0,643 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi output mundur

$$M_r = \frac{\pi}{4} (124^2 - 30^2) 25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ = 2,174 \text{ kg}$$

Massa total roda gigi adalah:

$$\begin{aligned}M_{\text{total}} &= M_i + M_1 + M_2 + M_3 + M_5 + M_r \\ &= 0,826 + 2,809 + 1,886 + 1,249 + 0,643 + 2,174 \\ &= 9,587 \text{ kg}\end{aligned}$$

Beban akibat gaya tangensial diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_t = F \tan \Phi \quad (6-2)$$

Dimana:

- F_t = beban akibat gaya tangensial (kg)
- F = gaya tangensial maksimum yang terjadi pada roda gigi dimana pada Bab IV diperoleh gaya tangensial maksimum terjadi pada kecepatan mundur sebesar 547,82 kg
- Φ = sudut tekan roda gigi yakni sebesar 20°

Maka diperoleh:

$$\begin{aligned}F_t &= 547,82 \times \tan 20^\circ \\ &= 199,39 \text{ kg}\end{aligned}$$

Maka beban radial total dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}F_r &= \sqrt{M^2 + F_t^2} \\ &= \sqrt{9,587^2 + 199,39^2} \\ &= 199,62 \text{ kg}\end{aligned} \quad (6-3)$$

Beban ekivalen diperoleh dengan:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{Lit 8, hal: 135})$$

Dimana:

- P = beban ekivalen (kg)
- X = faktor radial, untuk bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal besarnya adalah 0,6
- F_r = gaya radial total yaitu sebesar 199,62 kg

Y = faktor aksial, untuk bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal besarnya adalah 0,5

F_a = gaya aksial, untuk bantalan pendukung poros ini besarnya adalah 0 karena tidak ada gaya aksial yang dibebankan pada bantalan ini

Maka diperoleh:

$$P = 0,6 \times 199,62 + 0,5 \times 0 \\ = 119,77 \text{ kg}$$

Besar *basic static load rating* adalah sebanding dengan beban ekuivalen, sehingga diperoleh:

$$C_0 = P \\ = 119,77 \text{ kg}$$

Besar *basic dynamic load rating* dapat diperoleh dari persamaan:

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Lit 4, hal: 56})$$

Dimana:

C = basic dynamic load rating (kg)

P = beban ekuivalen yaitu sebesar 119,77 kg

L = umur bantalan yang dinyatakan dalam juta putaran. Dalam rancangan ini kita rencanakan 5000 juta putaran

Maka diperoleh:

$$C = 119,77 \times (5000)^{\frac{1}{3}} \\ = 2048,04 \text{ kg}$$

Jadi dari perhitungan di atas diperoleh data sebagai berikut:

Diameter lubang = diameter poros: $d = 30 \text{ mm}$

Basic static load rating : $C_0 \geq 199,62 \text{ kg}$

Dynamic load rating : $C \geq 2048,04 \text{ kg}$

Bantalan yang sesuai dengan kriteria di atas dapat dipilih dari tabel 6.1. berikut ini.

Tabel 6.1. Bantalan bola alur dalam

Nomor bantalan			Ukuran luar				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C ₀ (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	D	D	B	R		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001V V	12	28	8	0,5	400	229
6002	6002ZZ	6002V V	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003V V	17	35	10	0,5	470	296
6004	6004ZZ	6004V V	20	42	12	1	735	465
6005	6005ZZ	6005V V	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006V V	30	55	13	1,5	1030	740
6007	6007ZZ	6007V V	35	62	14	1,5	1250	915
6008	6008ZZ	6008V V	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009V V	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	6010ZZ	6010V V	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200V V	10	30	9	1	400	236
6201	6201ZZ	6201V V	12	32	10	1	535	305
6202	6202ZZ	6202V V	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203V V	17	40	12	1	750	460
6204	6204ZZ	6204V V	20	47	14	1,5	1000	635
6205	6205ZZ	6205V V	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206V V	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	6207ZZ	6207V V	35	72	17	2	2010	1430
6208	6208ZZ	6208V V	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209V V	45	85	19	2	2570	1880
6210	6210ZZ	6210V V	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300V V	10	35	11	1	635	365
6301	6301ZZ	6301V V	12	37	12	1,5	760	450
6302	6302ZZ	6302V V	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303V V	17	47	14	1,5	1070	660
6304	6304ZZ	6304V V	20	52	15	2	1250	785
6305	6305ZZ	6305V V	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306V V	30	72	19	2	2090	1440
6307	6307ZZ	6307V V	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	6308ZZ	6308V V	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309V V	45	100	25	2,5	4150	3100

Dari tabel 6.1. dipilih bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal jenis terbuka nomor terbuka dengan nomor bantalan 6306 yang mempunyai karakteristik sebagai berikut:

Diameter luar	: D = 72 mm
Diameter lubang	: d = 30 mm
Lebar	: b = 19 mm
<i>Basic static load rating</i>	: C ₀ = 1440 kg
<i>Basic dynamic load rating</i>	: C = 2090 kg

6.2 PERENCANAAN BANTALAN PADA POROS PERANTARA

Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros perantara dipilih bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal sebanyak dua buah yang diletakkan pada ujung poros dan pada poros antara roda gigi perantara mundur dengan roda gigi perantara 5 (dapat dilihat pada *assembly* roda gigi)

Pada poros perantara ini terdapat beban berupa massa dari roda gigi perantara yang terdapat pada poros perantara. Beban massa masing – masing roda gigi perantara dapat dihitung sebagai berikut:

- Massa roda gigi perantara input

$$\begin{aligned}M_{pi} &= \frac{\pi}{4}(120^2 - 45^2)25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 1,859 \text{ kg}\end{aligned}$$

- Massa roda gigi perantara 1

$$\begin{aligned}M_{p1} &= \frac{\pi}{4}(60^2 - 45^2)25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 0,237 \text{ kg}\end{aligned}$$

- Massa roda gigi perantara 2

$$\begin{aligned}M_{p2} &= \frac{\pi}{4}(84^2 - 45^2)25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6} \\ &= 0,756 \text{ kg}\end{aligned}$$

- Massa roda gigi perantara 3

$$M_{p3} = \frac{\pi}{4}(104^2 - 30^2)25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6}$$

$$= 1,320 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi perantara 5

$$M_{p5} = \frac{\pi}{4}(128^2 - 45^2)25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6}$$

$$= 2,157 \text{ kg}$$

- Massa roda gigi perantara mundur

$$M_{pr} = \frac{\pi}{4}(56^2 - 45^2)25 \cdot 7,65 \cdot 10^{-6}$$

$$= 0,617 \text{ kg}$$

Massa total roda gigi adalah:

$$M_{total} = M_{pi} + M_{p1} + M_{p2} + M_{p3} + M_{p5} + M_{pr}$$

$$= 1,859 + 0,237 + 0,756 + 1,320 + 2,157 + 0,167$$

$$= 6,496 \text{ kg}$$

Beban akibat gaya tangensial pada poros perantara ini sama dengan yang diperoleh sebelumnya pada poros utama. Sehingga:

$$F_t = 199,32 \text{ kg}$$

Maka beban radial total diperoleh dengan persamaan:

$$F_r = \sqrt{M^2 + F_t^2}$$

$$= \sqrt{9,587^2 + 199,39^2}$$

$$= 199,62 \text{ kg}$$

Beban ekivalen diperoleh dengan:

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

Dimana tidak ada gaya aksial yang bekerja pada bantalan sehingga $F_a = 0$.

Maka diperoleh:

$$P = 0,6 \times 199,49 + 0,5 \times 0$$

$$= 119,7 \text{ kg}$$

Besar *basic static load rating* adalah sebanding dengan beban ekuivalen, sehingga diperoleh:

$$C_0 = P$$

$$= 119,7 \text{ kg}$$

Besar *basic dynamic load rating* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$C = 119,7 \times (5000)^{1/3}$$

$$= 2046,84 \text{ kg}$$

Jadi dari perhitungan di atas diperoleh data sebagai berikut:

Diameter lubang = diameter poros	: d = 45 mm
Basic static load rating	: $C_0 \geq 199,7 \text{ kg}$
Dynamic load rating	: $C \geq 2046,84 \text{ kg}$

Dari tabel 6.1. dipilih bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal jenis terbuka nomor terbuka dengan nomor bantalan 6209 yang mempunyai karakteristik sebagai berikut:

Diameter luar	: D = 85 mm
Diameter lubang	: d = 45 mm
Lebar	: b = 19 mm
<i>Basic static load rating</i>	: $C_0 = 1880 \text{ kg}$
<i>Basic dynamic load rating</i>	: C = 2570 kg

BAB VII

KESIMPULAN

7.1 KESIMPULAN

Adapun kesimpulan dari perencanaan roda gigi DAIHATSU TERIOS dengan spesifikasi daya 109 PS dan putaran 6000 rpm yang dipilih berdasarkan bab-bab sebelumnya.

1. Poros

Daya	= 109 PS
Putaran	= 6000 rpm
Bahan poros	= AISI 1025 (cold drawn)
a. Diameter Poros input atau kecepatan 4	= 20 mm
b. Diameter poros kecepatan 1	= 28 mm
c. Diameter poros kecepatan 2	= 35 mm
d. Diameter poros kecepatan 3	= 30 mm
e. Diameter poros kecepatan 5	= 20 mm
f. Diameter poros kecepatan reverse	= 35 mm
g. Diameter poros perantara	= 35 mm

2. Roda gigi

a. Roda gigi pinyon dan perantaranya

Diameter jarak bagi roda gigi penggerak	= 80mm
Jumlah roda gigi pinyon	= 20 buah
Bahan roda gigi pinyon	= S 15 CK, 400 BHN
Diameter jarak bagi roda gigi perantara	= 120 mm
Jumlah gigi roda gigi perantara	= 30 buah
Bahan roda gigi perantara	= S 15 CK, 400 BHN

b. Kecepatan 1

Diameter roda gigi perantara (d_{p1})	= 59 mm
Jumlah roda gigi perantara (Z_{p1})	= 15 buah
Diameter roda gigi output (d_{o1})	= 141 mm
Jumlah gigi roda gigi output (Z_{o1})	= 36 buah

Putaran roda gigi output = 1672,72 rpm
Putaran roda gigi perantara = 4000 rpm

c. Kecepatan 2

Diameter roda gigi perantara (d_{p2}) = 85 mm
Jumlah roda gigi perantara (Z_{p2}) = 21 buah
Diameter roda gigi output (d_{o2}) = 115 mm
Jumlah gigi roda gigi output (Z_{o2}) = 29 buah
Putaran roda gigi output = 2967,36rpm
Putaran roda gigi perantara = 4000 rpm

d. Kecepatan 3

Diameter roda gigi perantara (d_{p3}) = 104 mm
Jumlah roda gigi perantara (Z_{p3}) = 26 buah
Diameter roda gigi output (d_{o3}) = 96 mm
Jumlah gigi roda gigi output (Z_{o3}) = 24 buah
Putaran roda gigi output = 4335,26rpm
Putaran roda gigi perantara = 4000 rpm

e. Kecepatan 5

Diameter roda gigi perantara (d_{p5}) = 128 mm
Jumlah roda gigi perantara (Z_{p5}) = 32 buah
Diameter roda gigi output (d_{o5}) = 73 mm
Jumlah gigi roda gigi output (Z_{o5}) = 18 buah
Putaran roda gigi output = 6968,64 rpm
Putaran roda gigi perantara = 4000 rpm

f. Reverse

Diameter roda gigi perantara (d_{pr}) = 55mm
Jumlah roda gigi perantara (Z_{pr}) = 14 buah
Diameter roda gigi output (d_{or}) = 125 mm
Jumlah gigi roda gigi output (Z_{or}) = 31 buah
Putaran roda gigi output = 1522,07 rpm
Putaran roda gigi output = 4000 rpm

3. Spline

Diameter luar (D)	= 30 mm
Diameter dalam (d)	= 25 mm
Tinggi (h)	= 2,5 mm
Lebar (w)	= 5 mm
Panjang (L)	= 25 mm
Bahan	= S 15 CK

4. Bantalan

a. Pada poros output

Nomor bantalan	= 6306
Diameter luar	= $D = 72$ mm
Diameter lubang	= $d = 30$ mm
Lebar bantalan	= $b = 19$ mm
<i>Basic static load rating</i>	= $C_0 = 1440$ kg
<i>Basic dinamic load rating</i>	= $C = 2090$ kg

b. Pada poros perantara

Nomor bantalan	= 6209
Diameter luar	= $D = 85$ mm
Diameter lubang	= $d = 45$ mm
Lebar bantalan	= $b = 19$ mm
<i>Basic static load rating</i>	= $C_0 = 1880$ kg
<i>Basic dinamic load rating</i>	= $C = 2570$ kg

7.2 SARAN

Adapun saran yang dapat penulis utarakan kepada para pembaca yang sifatnya membangun yaitu:

1. Hendaknya dalam penulisan tugas rancangan atau karya ilmiah lainnya, kiranya para penulis lebih memperhatikan tata cara penulisan dan menyesuaikannya dengan standart penulisan karya ilmiah. Agar isi karya ilmiah tersebut mempunyai mutu lebih di samping mutu isi karya ilmiah yang sudah ada.
2. Dan kepada para pembaca yang baik, agar nantinya jangan menyobek/mengoyak dan juga mengurangi isi dari tugas rancangan ini, mungkin nantinya tugas rancangan ini akan berguna bagi orang lain yang memerlukan, untuk yang menjaga dan merawat karya ilmiah/tugas rancangan ini saya ucapkan terima kasih.

DAFTAR PUSTAKA

1. Dobro Volsky "Mechine Element" Edition Publishing House, Moscow.
2. Daryanto "Dasar Teknik Mesin" Bandung.
3. G.Wertwijin Asril dan B.Abbas "Pengetahuan Dasar Tentang dan Ilmu Bangunan Pesawat yang Praktis" Di Jakarta II H, Syam Jakarta 1952.
4. Jack Stock "Elemen Konstruksi Bangunn Mesin" Edisi 21 Penerbit Erlangga Jakarta, Indonesia. 1993
5. Jhosepe Shir Lengen "Dasar Konstruksi Mesin" Edisi 4 Jilid 1 Penerbit Erlangga Jakarta 1991.
6. Joseh E. Shigley. Larry D. Mitchell. Gandhi Harahap, Meng "Perencanaan Teknik Mesin" Edisi Keempat Jilid 2 Penerbit Erlangga Jakarta 1995.
7. R.S. Khurmi Jk Gupta "A Teks Book of Machin Design Eurasra Publishing House (PVT) "It d Ram Nagar New Delhi 1982.
8. Sularso dan Suga, K, 1997, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" "Edisi ke sembilan, PT, Pradya Pramita, Jakarta.
9. Suratman M "Menggambar Teknik Mesin" Bandung Penerbit Pustaka Grafika 1998.
10. Umar Sukrisno J, 1984, "Bagian bagian mesin dan merencana" Penerbit Erlangga, Jakarta.