

TUGAS RANCANGAN
PERANCANGAN RODA GIGI PADA MOBIL DAIHATSU SIGRA



Oleh :

NAMA : ALDI WAHYU FIRMANSYAH

NPM : 188130008

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

MEDAN

2021

HALAMAN PENGESAHAN TUGAS RANCANGAN (TR)

Judul Tugas Rancangan : Perancangan Roda Gigi pada Mobil Diahatsu Sibra
Dengan Daya 67 Ps dan Putaran 6000 RPM.

Waktu Tugas Rancangan : Mulai : 17 Februari Selesai : 20 Februari 2021

Nama Mahasiswa Tugas Rancangan : NIM :

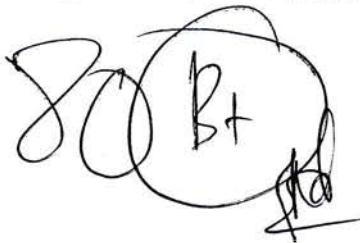
Aldi Wahyu Firmansyah 188130008

Telah mengerjakan Tugas Rancangan sebagai salah satu syarat untuk mengajukan Kerja Praktek (KP) di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Medan Area.

Dosen Pembimbing



(Muhammad Idris, ST. MT)



Koordinator



(Ir. Amru Siregar, MT)

Ketua Program Studi Teknik Mesin



(Muhammad Idris, ST. MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

GAS RANCANGAN : IIII

enda

na

sifikasi Tugas

171 TR-I TM/2020
ALDI WAHYU FIRMANNAH
18 813. 0008

Rancanglah Roda gigi dan kopling
Kendaraan Sisyra 1KR-VE, DOHC-VVTi
dengan Daya 67 PS RPM 6000
Spesifikasi diperoleh dari observasi
dilapangan. Format tulisan lihat panduan.
Gunakan Satuan SI MKS pada
setiap dimensi

ikan Tanggal

: 12 . 10 . 2020


ai Tanggal

: 19 . 10 . 2020


Medan, 11.11.2020

Disetujui Oleh


Program Studi


MHD. Idris, ST, MT

Dosen Pembimbing


(MHD. Idris, ST, MT)

Koordinator


(IR Amrus Siregar, MT)

DATA ASISTENSI

Nama
 Nomor Pokok Mahasiswa
 Tugas

: ALDI WAHYU FIRMANSYAH
 : 188130008
 : 1. Merancang Koping
 2. Merancang Roda Gigi

Kegiatan Asistensi :

Tanggal	Keterangan / Pembahasan	T. Tangan Pembimbing
18/01/21	ACC judul	
27/01/21	BAB 1 Acc	
02/02/21	BAB 2 Acc	
11/02/21	BAB 3 Acc	
12/02/21	BAB 4 Perbaikan satuan format tulisan	
17/02/21	Acc jilid Koping	
20/02/2021	Acc jilid Roda Gigi	

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas karunia-Nya yang telah memberikan kesehatan kepada Saya sehingga dapat menyelesaikan tugas Rancangan Kopling ini dengan baik.

Dalam menjalankan kurikulum serta memenuhi kewajiban Saya sebagai Mahasiswa di Prodi Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area, maka Saya harus memenuhi tugas yang diberikan untuk merancang sebuah kopling. Saya menyadari bahwa masih ada beberapa hal yang dapat ditambahkan untuk melengkapi tugas ini, namun saya terlebih dahulu menerima saran dan tanggapan dari Dosen Pembimbing yang sifatnya membangun daya pikir demi kelancaran dan kesempurnaan dari tugas ini.

Saya juga mengucapkan banyak terima kasih kepada bapak Muhammad Idris ST, MT. selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktu dan pemikiran kepada Saya dan tidak lupa Saya mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu namanya yang telah membantu Saya dalam menyelesaikan Tugas Rancangan ini.

Akhir kata, semoga Tugas ini dapat menjadi pedoman dan perbandingan untuk tugas-tugas yang sejenisnya.

Medan, 17 Februari 2021

Penulis

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
BAB I	1
PENDAHULUAN	1
A. Latar Belakang	1
B. Perumusan Masalah	2
C. Batasan Ruang Lingkup Masalah	2
D. Tujuan Tugas Rancangan	2
E. Manfaat Perancangan	2
F. Sistematika	3
BAB II	4
TINJAUAN PUSTAKA	4
A. Pengertian Roda Gigi	4
B. Persamaan-Persamaan Pada roda gigi	9
BAB III	11
METODOLOGI PERANCANGAN	11
A. Waktu dan Tempat	11
B. Bahan dan Alat	11
C. Langkah-langkah Perancangan	12
BAB IV	13
HASIL DAN PEMBAHASAN	13
A. Poros	13
B. Perhitungan Spline	21
C. Perhitungan Naff	25
D. Bantalan (bearing)	27
E. Perhitungan Roda Gigi	30
BAB V	60
KESIMPULAN DAN SARAN	60
A. KESIMPULAN	60
B. SARAN	65
DAFTAR PUSTAKA	66

BAB I

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Umumnya sebuah kendaraan bermotor dapat bergerak, apabila daya dalam bentuk putaran yang dihasilkan oleh mesin sebagai sumber penggerak utama kendaraan. Mesin dan kendaraan tersebut itu mempunyai jarak tertentu, untuk menghubungkannya daya dalam bentuk putaran ke roda kendaraan, dibuat suatu sistem transmisi percepatan dan perlambatan yang dapat meneruskan daya dalam bentuk putaran dari mesin penggerak utama terhadap kendaraan sehingga mampu untuk bergerak.

Roda gigi adalah salah satu mekanisme yang dipergunakan untuk memindahkan daya putaran dari poros yang satu ke poros yang lain. Pada umumnya putaran poros yang digerakkan lebih besar putarannya dari pada putaran poros penggerak, tetapi dapat juga terjadi sebaliknya dan biasanya poros penggerak dengan poros yang digerakkan mempunyai putaran yang berlawanan.

Sistem pemindahan daya dan putaran tidak hanya dapat dilakukan oleh roda gigi, tetapi juga dapat dilakukan dengan sabuk dan rantai.

Fungsi transmisi adalah :

Memperbesar momen pada saat momen yang besar diperlukan.

Memperkecil momen pada saat kendaraan berjalan dengan kecepatan tinggi, hal ini akan mengurangi bahan bakar dan memperkecil suara yang terjadi pada kendaraan.

Untuk memundurkan jalannya kendaraan dengan adanya perkaitan gigi-gigi pada transmisi dikarenakan mesin hanya berputar pada satu arah.

B. Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang, didapat indentifikasi permasalahannya yaitu perhitungan pada komponen-komponen yang dibutuhkan dalam perancangan sebuah roda gigi, untuk merancang sebuah roda gigi dengan daya 67 Ps dan putaran 6000 RPM, perancangan ini meliputi

- a. Ukuran utama pada komponen roda gigi
- b. Bahan-bahan perancangan komponen roda gigi
- c. Pengertian dari roda gigi,naff,poros,bantalan

C. Batasan Ruang Lingkup Masalah

Ruang lingkup dari perancangan ini adalah perhitungan dan perencanaan roda gigi pada mobil jenis Daihatsu Sigr. Dalam perancangan ini, yang akan di rancang ulang adalah roda gigi lurus dengan spesifikasi :

- Daya (N) : 67 Ps
Putaran (n) : 6000 rpm

D. Tujuan Tugas Rancangan

Tujuan tugas rancangan roda gigi ini adalah:

1. Agar mahasiswa memahami hal – hal utama yang harus diperhatikan terutama prinsip kerja dan merancang bagian – bagian dari sistem transmisi roda gigi lurus.
2. Agar mahasiswa memahami berbagai hubungan karakteristik bahan dan sifat yang dibutuhkan untuk digunakan dalam merancang suatu sistem transmisi roda gigi lurus.

E. Manfaat Perancangan

Manfaat perancangan kopling ini adalah :

- a. Untuk memperoleh Roda gigi yang lebih efektif dan tahan lama.
- b. Untuk menambah wawasan penulis dan pembaca mengenai cara kerja Roda gigi

F. Sistematika

Berdasarkan latar belakang, perumusan masalah, batasan ruang lingkup masalah, tujuan tugas rancangan, dan manfaat perancangan, maka sistematika penulisan tugas rancangan ini adalah sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Menjelaskan tentang latar belakang, perumusan masalah, batasan ruang lingkup masalah, tujuan tugas rancangan, manfaat perancangan, dan sistematika.

BAB II : TINJAUAN PUSTAKA

Berisi tentang dasar-dasar teori, tinjauan pustaka berkaitan dengan pengertian roda gigi.

BAB III : METODOLOGI PERANCANGAN

Dalam bab ini menjelaskan tentang langkah-langkah perancangan alat, bahan, waktu dan tempat perancangan.

BAB IV : HASIL DAN PEMBAHASAN

Membahas tentang hasil dari perencanaan dan perhitungan pada roda gigi, naff, poros, spline.

BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN

Menyimpulkan hasil dan juga saran dari perhitungan dan perancangan pada roda gigi

DAFTAR PUSTAKA

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

A. Pengertian Roda Gigi

Roda gigi (menurut sularso ,1997) adalah suatu elemen pada mesin yang berungsi sebagai alat untuk menstransmisikan daya dan putaran yang tidak slip dan berlawanan arah.

Kerusakan yang sering dalam roda gigi adalah patahan gigi,keausan atau berlubang-lubang dan tergores kepada permukaannya akibat dari pecahan selaput minyak pelumas,kerusakan gigi akibat benturan dan tekanan permukaan merupakan hal penting untuk di perhatikan setiap saat.

1. Fungsi dan Keunggulan Roda gigi.

Menurut buku sularso, fungsi dari pada gigi adalah untuk menstransmisikan daya dan putaran. Penerusan daya dan putaran di lakukan oleh gigi-gigi dari kedua roda gigi yang saling berkaitan.

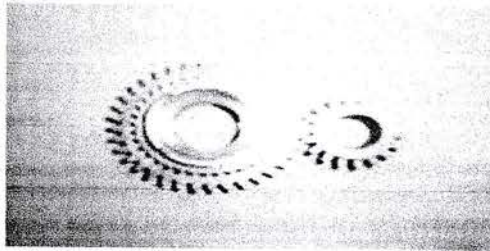
Roda gigi mempunyai keunggulan di bandingkan dengan sabuk atau rantai karna lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat dan daya lebih besar.

2. Klasifikasi Roda Gigi.

Menurut buku sularso, 1997 mengklasifikasikan dari jenis-jenis roda gigi, yaitu: roda gigi lurus, roda gigi kerucut, roda gigi miring, roda gigi payung, roda gigi miring ganda, roda gigi dalam, roda gigi cacing dan roda gigi hipoid.

3. Roda Gigi Lurus.

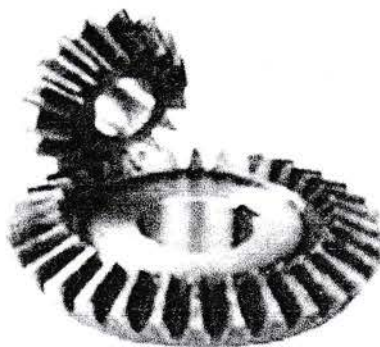
Roda gigi lurus merupakan roda gigi paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar dengan sumbu poros. Jenis roda gigi ini dapat menstransmisikan daya dan putaran antara dua poros yang paralel, seperti gambar 2.1 di bawah ini



Gambar 2.1 Roda Gigi Lurus

4. Roda Gigi Kerucut

Roda gigi kerucut yang termasuk dasar adalah roda gigi dengan poros sejajar dan dari jenis ini yang paling besar adalah roda gigi lurus. Namun jika diinginkan transmisi untuk putaran tinggi, daya besar dan bunyi kecil antara dua poros yang sejajar pada umumnya roda gigi lurus memenuhi syarat tersebut. Roda gigi kerucut lurus yang dapat meneruskan putaran dan daya pada poros yang sumbumya saling berpotongan seperti gambar 2.2 di bawah ini.



Gambar 2.2 Roda Gigi Kerucut

5. Roda Gigi Miring.

Roda gigi miring sebenarnya berbentuk ulir spiral, maka kadang-kadang ini disebut roda gigi spiral. Sudut antara poros dengan arah gigi disebut sudut kisar rata rata seperti pada gambar 2.3 di bawah ini

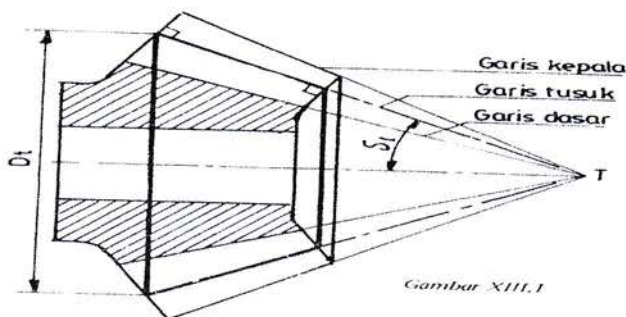


Gambar 2.3. (a) Roda Gigi

(b) Roda Gigi Miring.

6. Roda Gigi Payung.

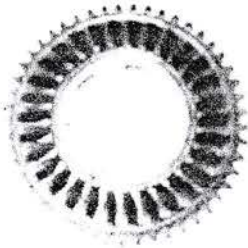
Seperti yang terlihat pada Gambar 2.4 sumbu sumbu sepasang roda gigi payung itu selalu membentuk sebuah sudut. Puncak kedua roda gigi payung itu selalu bertemu di suatu titik puncak T (Gambar 2.4). Ukuran-ukuran lingkaran pokoknya berada di bagian kerucut atau payung yang terbesar. Bentuk giginya selalu mengecil ke dalam. Sebagian dasar perhitungan selalu di ambil diameter tusuk terbesar.



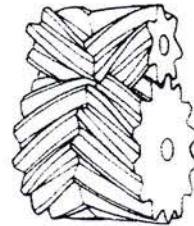
Gambar 2.4. Roda Gigi Payung.

7. Roda Gigi Miring Ganda.

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 di perbesar, tetapi pembuatannya sukar. Bentuk roda gigi miring tersebut seperti pada gambar 2.5 di bawah ini.



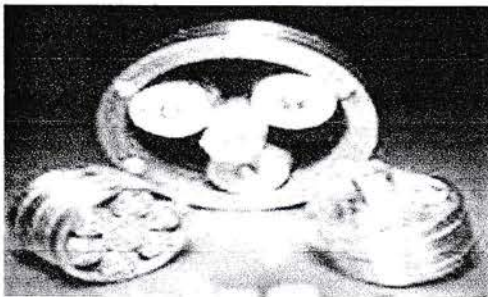
Gambar 2.5.(a) Roda Gigi Miring Gand



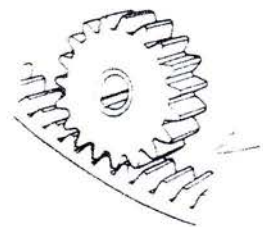
(b) Roda Gigi Miring Ganda

8. Roda Gigi Dalam

Dipakai jika diinginkan di pakai alat transmisi dengan ukuran kecil dengan perbandingan reduksi besar, karena pion terletak pada roda gigi seperti yang terlihat pada Gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2.6.(a) Roda Gigi Dalam



(b) Roda Gigi Dalam

9. Roda Gigi Cacing.

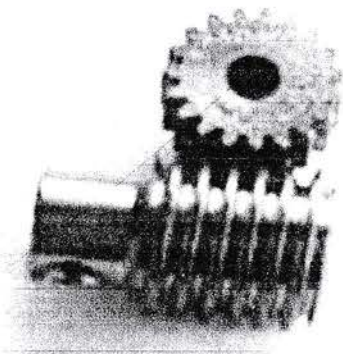
Roda gigi cacing meneruskan putaran dengan perbandingan besar, roda gigi cacing ada dua macam yaitu:

a. Roda Gigi Cacing Silindris.

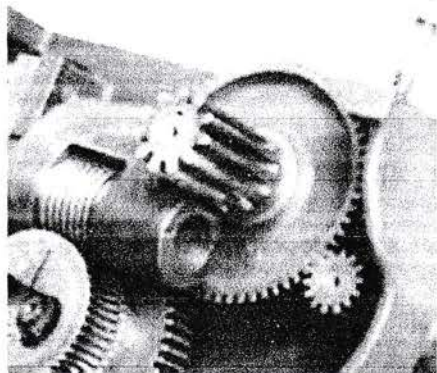
Mempunyai gigi cacing berbentuk silindris dan lebih umum di pakai, dari pada roda gigi cacing globoid seperti terlihat pada Gambar A.

b. Roda Gigi Cacing Globoid

Digunakan untuk beban yang besar dan dengan perbandingan kontak yang lebih besar roda gigi globoid ini yang biasa di pakai, roda gigi cacing globoid biasa di pakai dalam power steering mobil, seperti pada gambar B.



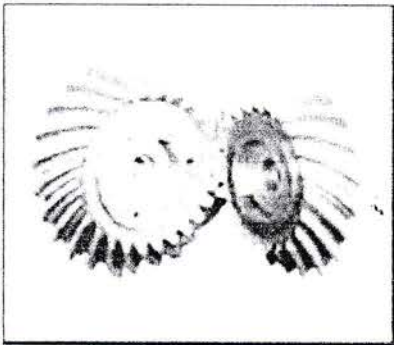
(a) Roda gigi cacing Silindris



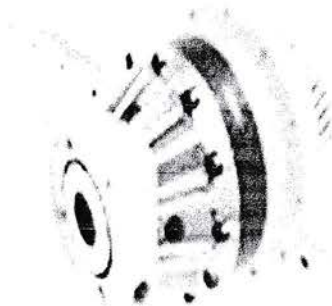
(b) Roda gigi cacing Globoid

10. Roda Gigi Hipoid.

Roda gigi hipoid adalah seperti yang dipakai pada roda gigi diferensial oto mobil. Roda gigi ini mempunyai jalur berbentuk spiral pada bidang kerucut yang sumbunya bersilang dan memindahkan daya pada permukaan gigi secara meluncur menggelinding seperti pada Gambar 2.8. di bawah ini.



Gambar 2.8. Roda Gigi Permukaan



Gambar 2.9 Miring Silang

B. Persamaan-Persamaan Pada roda gigi.

Roda gigi yang sudah disebut diatas semuanya mempunyai perbandingan dengan kecepatan sudut tetap antara kedua porosnya. Dalam teori roda gigi pada umumnya dianut anggapan bahwa roda gigi merupakan benda kaku yang tidak hamper mengalami perubahan untuk jangka waktu lama. Pada transmisi harmonis dipergunakan gabungan roda gigi yang bekerja dengan deformasi elastis dan tanpa deformasi.

Dalam merancang ulang roda gigi ini, komponen-komponen yang ada pada transmisi tersebut di analisa dengan analisa perhitungan. Komponen komponen yang akan di analisa tersebut adalah; poros, roda gigi, bantalan spline, naffdan baut, dengan persamaan seperti berikut.

1. Pemilihan Roda Gigi

Dalam hal ini jenis roda gigi yang dirancang adalah, roda gigi lurus, dimana ketentuan lain diambil dari beberapa buku yang memuat perencanaan dan elemen mesin.

Pada roda gigi lurus diperoleh beberapa keuntungan, yaitu :

- a) Gaya aksial sejajar dengan sumbu poros selingan, kemungkinan meluncur lebih mudah.
- b) Penggantian kecepatan pada transmisi lebih cepat dan mudah dibandingkan dengan roda gigi miring, roda gigi cacing, dan lainnya.
- c) Biaya pembuatan relatif murah dan ekonomis

BAB III

METODOLOGI PERANCANGAN

A. Waktu dan Tempat

1. Tempat pengambilan data

Shoowrum mobil Dihatsu, yang beramatkan dijalan Sisingamangaraja

2. Waktu pelaksanaan

17 Februari 2021 – Selesai

B. Bahan dan Alat

1. Bahan

Bahan –bahan Metode yang diterapkan di dalam penulisan tugas rancangan ini, yakni :

- a. Isi dalam tugas rancangan ini, meliputi pengumpulan bahan – bahan yang dirangkum dari beberapa buku dan catatan kuliah.
- b. Observasi lapangan untuk mengumpulkan data.
- c. Pencarian data dan keterangan dari internet.

2. Alat

Alat yang dipergunakan dalam penulisan tugas perancangan roda gigi ini adalah buku-buku bacaan, dan dari sumber internet.

C. Langkah-langkah Perancangan

Pada proses pelaksanaan pengerjaan tugas rancangan ini adalah dilakukan kajian daftar jurnal, baik cetak maupun internet, dari banyak sumber referensi, kemudian mendapatkan gambaran bagaimana melakukan perancangan roda gigi pada mobil Daihatsu Sigra dengan daya 67 Ps (Pferdestarke), dan putaran 6000 RPM (Revolutions Per Minute) dari data-data tersebut kemudian dilakukan perencanaan dan juga perhitungan pada komponen-komponen utama pada perancangan roda gigi

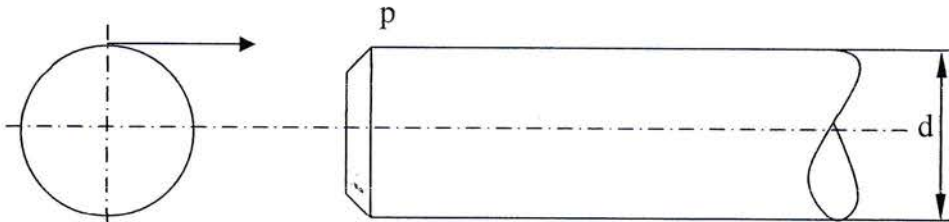
Dengan memperhitungkan komponen-komponen pada sebuah roda gigi seperti perhitungan pada poros, shaft, spline, roda gigi, dan selanjutnya adalah pengolahan data dari beberapa data yang sudah didapatkan, kemudian data tersebut diolah untuk dianalisis dan disimpulkan pada tugas rancangan.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Poros

Poros sebagai pemindahan daya dan putaran harus di perhatikan jenis bahan yang digunakan. Sifat terhadap puntiran, mempunyai elastisitas yang baik, tidak mudah patah.



Gambar 2.12. Poros

Pada perancangan ini poros memindahkan daya (P), sebesar “ 67 ps “ dan putaran (n) sebesar “ 6000 rpm “

Daya (P) : 67 Ps.

Putaran (n) : 6000 rpm.

Dimana :

$$1 \text{ Ps} = 0,735 \text{ kW.}$$

$$P = 67 \times 0,735 \text{ kW.}$$

$$P = 49,245 \text{ kW.}$$

Tabel 1. Ratio PerbandinganGigi.

Speed	Speed Ratio
1	3.769
2	2.645
3	1.376
4	1.000
5	0,838
Reverse	4,128

Daya rencana dapat dihitung dari persamaan

Dimana : f_c = factor keamanan.
 = $0,8 \div 1.2$ (daya maksimum) table
 = 1,1 (yang diambil).

Sehingga $P_d = F_c \times P$
 = $1,1 \times 49,245 \text{ kW}$
 = $54,1695 \text{ kW}$

Tabel 2. Faktor keamanan

Daya yang 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

$$T = 9,74 \times 10^5 \left(\frac{P_d}{n} \right) \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \left(\frac{78.4245}{6000} \right) \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = 12730.905 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

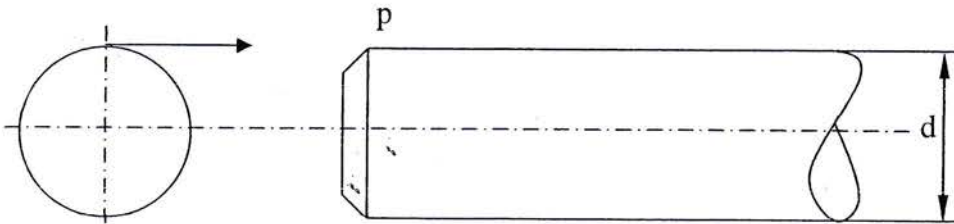
$$T = 12730905000 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Poros

Poros sebagai pemindahan daya dan putaran harus di perhatikan jenis bahan yang digunakan. Sifat terhadap puntiran, mempunyai elastisitas yang baik, tidak mudah patah.



Gambar 2.12. Poros

Pada perancangan ini poros memindahkan daya (P), sebesar “ 67 ps “ dan putaran (n) sebesar “ 6000 rpm “

Daya (P) : 67 Ps.

Putaran (n) : 6000 rpm.

Dimana :

$$1 \text{ Ps} = 0,735 \text{ kW.}$$

$$P = 67 \times 0,735 \text{ kW.}$$

$$P = 49,245 \text{ kW.}$$

Tabel 1. Ratio PerbandinganGigi.

Speed	Speed Ratio
1	3.769
2	2.645
3	1.376
4	1.000
5	0,838
Reverse	4,128

Daya rencana dapat dihitung dari persamaan

Dimana : f_c = factor keamanan.
= $0,8 \div 1.2$ (daya maksimum) table
= 1,1 (yang diambil).

Sehingga P_d = $F_c \times P$
= $1,1 \times 49,245 \text{ kW}$
= $54,1695 \text{ kW}$

Tabel 2. Faktor keamanan

Daya yang 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

$$T = 9,74 \times 10^5 \left(\frac{Pd}{n} \right) \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \left(\frac{78.4245}{6000} \right) \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = 12730.905 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = 12730905000 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Dalam perancangan ini bahan poros yang di ambil dari baja karbon konstruksi mesin yang disebut bahan S-C yaitu baja steel (S 40 C)dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 55 \text{ kg/mm}^2$.

Maka :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \text{ kg/mm}^2$$

Dimana : Sf_1 = Kekuatan yang di jamin,bahan S-C = 6

Sf_2 = Karena di pasak,dalam perhitungan diambil faktor yang dinyatakan dengan Sf_2 sebesar 1,3-3,0 (diambil adalah 2,1),(Sularso,1997)

$$\begin{aligned} \text{Maka : } \tau_a &= \frac{55}{6 \times 2,1} \text{ kg/mm}^2 \\ &= 4,365 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 4365000 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Tabel 3. Baja karbon untuk konstruksi mesin (Sularso,1997)

Standart dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S 30 C	Penormalan	48	
	S 35 C	-	52	
	S 40 C	-	55	
	S 45 C	-	58	
	S 50 C	-	62	
	S 55 C	-	66	
Batang baja yang difinishing dingin	S 35 C-D	-	53	Ditarik
	S 45 S-D	-	60	dingin,digerin
	S 55 C-D	-	72	da,dibubut,atau gabungan antara hal-hal tersebut

Utuk mengukur diameter poros

$$Ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} x K_1 x c_b x T \right]^{1/3}$$

Dimana : C_b mempunyai harga 1,2-2,3, karena lenturan dalam perancangan ini akan terjadi lenturan pada poros karena pembebanan roda gigi, maka C_b diambil 1,7 Maka diameter poros sebenarnya :

$$Ds = \left[\frac{5,1}{4,365} x 1,1 x 1,7 x 12730.905 \right]^{1/3} \text{ mm}$$

$$= 30,086 \text{ mm}$$

$$= 0,030086 \text{ m}$$

$$\tau = 5,1 \left[\frac{T}{ds^3} \right]$$

$$= 5,1 \left[\frac{12730.905}{30,086^3} \right]$$

$$= 2,335 \text{ kg / mm}^2$$

$$= 2335000 \text{ kg/m}^2$$

$$\tau < \tau_a$$

$$2335000 \text{ kg m}^2 < 4365000 \text{ kg/m}^2$$

Tabel 4. Diameter poros

Standarisasi Poros (satuan mm)						
4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	*25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*125	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)		60	150	360	
6	16	38			380	600
	(17)		63	160		
*6,3	18			170		630
	19			180		
	20			190		
	22		65	200		
7			70	220		
*7,1			71			
			75			
8			8			

Keterangan : Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan di pilih dari bilangan standart. Bilangan di dalam kurung di pakai untuk bagian di mana akan di pasang bantalan gelinding.

Perhitungan Poros Output

Pada poros output, putaran terjadi berubah-ubah sesuai kecepatan yang dikehendaki. Untuk itu putaran yang direncanakan adalah putaran (n) yang tertinggi

pada poros output yaitu : $n_{out} = \frac{n}{i}$

Di mana,

n_{out} = putaran poros output

n = putaran poros input

i = Perbandingan poros putaran yang di reduksi, dimana nilai $i \leq 4$ untuk roda gigi lurus

$$\begin{aligned}n_{out} &= \frac{n}{i} \\ &= \frac{6000rpm}{4} \\ &= 1500 \text{ rpm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Maka } P &= 96 \text{ Hp} \cdot 0,735 \text{ kW} \\ &= 70,56 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Nilai } f_c &= 1,2 - 2,0 \text{ (Daya maksimum)}, \\ f_c &= 1,5\end{aligned}$$

Maka daya rencana hasil koreksi di dapat :

$$\begin{aligned}P_d &= P \cdot f \\ &= 7,056 \text{ kW} \times 1,5 \\ &= 105,84 \text{ kW}\end{aligned}$$

Momen puntir Poros Output (T_{out})

$$T = 9,74 \times 10^5 \left[\frac{Pd}{n} \right]$$

Dimana : T = Momen

P_d = Daya rencana (105,84 kW)

n_{out} = Putaran (1500 rpm)

Maka diperoleh

$$\begin{aligned}
 T_{out} &= 9,74 \times 10^5 \left[\frac{Pd}{n_{out}} \right] \\
 &= 9,74 \times 10^5 \left[\frac{105,84kW}{1500 rpm} \right] \\
 &= 68725,44 \text{ kg.mm} \\
 &= 68725440 \text{ kg.m}
 \end{aligned}$$

Bahan poros dipilih dari bahan baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) dan kekuatan tarik yaitu 55 Kg/mm^2 dengan tegangan geser yang diizinkan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\tau\alpha = \frac{\sigma B}{Sf1 \times Sf2} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

Dimana : $\tau\alpha$ =Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

σB = Tegangan patah izin poros 55 kg/mm^2

$Sf1$ = Faktor keamanan untuk pengaruh massa untuk bahan SC

(baja karbon), maka diambil 6 sesuai dengan standart ASME

$Sf2$ = Faktor keamanan untuk bentuk poros, dimana harga ini sebesar

1,2-2,0. Maka diambil 1,9 sesuai standart ASME

$$\begin{aligned}
 \text{Maka : } \tau\alpha &= \frac{\sigma\beta}{sf1 \times sf2} \\
 &= \frac{55 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 2,1} \\
 &= 4,365 \text{ kg/mm}^2 \\
 &= 4365000 \text{ kg/m}^2
 \end{aligned}$$

Perhitungan Untuk Mencari Diameter Poros Output ($d_{s_{out}}$)

$$d_{s_{out}} = \left[\frac{5,1 \times C_b \times K_t \times T}{\tau\alpha} \right]^{1/3} \text{ (mm)}$$

Dimana : $d_{s\ out}$ = diameter poros in put

C_b = Faktor keamanan terhadap beban lentur roda gigi “1,2 – 2,3”
(diambil 1,8)

K_t = Faktor keamanan standart ASME, jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar 1,5-3,0 (diambil 2,3)

T_{out} = Momen torsi poros output 5154.4 kg.mm

$$\begin{aligned} \text{Maka : } d_{s\ out} &= \left[\frac{5,1 \times C_b \times K_t \times T_{out}}{\tau_a} \right]^{1/3} \\ &= \left[\frac{5,1 \times 1,8 \times 2,3 \times 68725,44 \text{ Kg.mm}}{4,364 \text{ Kg / mm}^2} \right]^{1/3} \\ &= 69,25 \text{ mm} \\ &= 0,06925 \text{ m} \end{aligned}$$

Dari tabel 3.3 dapat dilihat diameter standart poros berdasarkan hasil perhitungan diameter poros output maka diambil harga yang terdekat dari diameter standart yaitu = 0,06925 m. Maka tegangan geser (τ) yang terjadi pada diameter poros output. Yaitu :

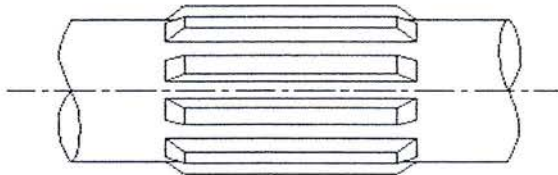
$$\begin{aligned} \tau &= 5,1 \left[\frac{T_{out}}{d_{s\ out}^3} \right] \\ &= 5,1 \left[\frac{68725,44}{69,25^3} \right] \text{ kg / mm}^2 \\ &= 1,054 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 1054000 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka poros output tersebut bisa digunakan untuk dipakai karena tegangan geser yang terjadi (τ) lebih kecil sama dengan dari tegangan geser izin (τ_a)

$$\begin{aligned} \tau &\leq \tau_a \\ 1054000 \text{ kg/m}^2 &\leq 4365000 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

B. Perhitungan Spline.

Spline merupakan suatu elemen mesin yang dipakai untuk memutar roda gigi. pada perancangan ini ada dua jenis spline yaitu spline yang berada pada poros counter (counter shaft) dan spline yang berada pada poros output (output shaft).



Gambar 2.12. Spline

Perhitungan Spline pada poros counter (counter shaft)

∅ Daya (P) : 67 Ps.

∅ Putaran (n) : 6000 rpm (Putaran Pada Poros Counter)

Gaya Tangensial pada Poros :

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

Dimana :

T = Momen torsi.

D_s = Diameter poros counter.

$$\begin{aligned} F &= \frac{12730.905}{50 \times 2} \text{ kg.mm} \\ &= 509,2362 \text{ kg.mm} \\ &= 509236,2 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

Tekanan permukaan yang diizinkan :

$$Pa \geq \frac{F}{L(t_1 + t_2)}$$

Dimana : $Pa = 8 \text{ kg/mm}^2$,poros untuk yang berdiameter kecil.

$Pa = 10 \text{ kg/mm}^2$,poros untuk yang berdiameter besar.

t_1 dan t_2 = Kedalaman alur pasak pada poros dan naft.

Tabel 5. Normalisasi Spline datar

D		B	H	t_1	t_2	l	
Diatas	s/d					Dari	s/d
6	8	2	2	1,2	1	6	20
8	10	3	3	1,8	1,4	6	36
10	12	4	4	2,5	1,8	8	45
12	17	5	5	3	2,2	10	56
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70
22	30	8	7	4	3,3	18	90
30	38	10	8	5	3,3	22	110
38	44	12	8	5	3,3	28	140
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160
50	58	16	10	6	4,3	45	180
58	65	18	11	7	4,4	50	200
65	75	20	12	7,5	4,9	56	220
75	85	22	14	9	5,4	63	250
85	95	25	14	9	5,4	70	280
95	110	28	16	10	6,4	80	320
110	130	32	18	11	7,4	90	360
130	150	36	20	12	8,4	100	400
150	170	40	22	13	9,4		

170	200	45	25	15	10,4		
200	230	50	28	17	11,4		
230	260	56	32	20	12,4		
260	290	63	32	20	12,4		
290	330	70	36	22	14,4		
330	380	80	40	25	15,4		
380	440	90	45	28	17,4		
440	5000	100	50	31	19,4		

Maka untuk $D_{s_2} = 0,045$ m,

$$t_1 = 0,005 \text{ m,}$$

$$t_2 = 0,0033 \text{ m.}$$

$$Pa = 10000000 \text{ kg/m}^2 \text{ (diambil)}$$

Panjang spline :

$$L \geq \frac{F}{Pa \cdot t_1}$$

$$L \geq \frac{509,2362 \text{ kg}}{10000000 \text{ kg/m}^2 \times 5 \text{ m}} = 9974 \text{ kg m.}$$

Tegangan geser yang di izinkan :

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{b \cdot l}$$

Dimana : $\tau_{ka} = \tau_b$

Direncanakan bahan spline sama dengan poros S 40 C.

Dengan kekuatan tarik $\tau_b = 55 \text{ kg/mm}^2$.

$$Sfk_1 = 6,0$$

Sfk^2 = Beban dikenakan secara perlahan (di ambil 1,3)

$$\tau_{ka} = \frac{55}{6,0 \times 1,3} \text{ kg/mm}^2.$$

$$= 7,05 \text{ kg/mm}^2.$$

$$= 7050000 \text{ kg/m}^2$$

Maka lebar spline :

$$b \geq \frac{F}{\tau k a x L} \text{ mm.}$$

$$b \geq \frac{509,2362 \text{ kg}}{7,05 \text{ kg / mm}^2 \times 9,794 \text{ mm}}$$

$$b = 7,092 \text{ mm.}$$

$$b = 0,007092 \text{ m}$$

Jumlah spline :

$$n = \frac{\text{Keliling lingkaran poros}}{\text{lebar sepline}}$$

$$n = \frac{\pi \cdot D s_2}{b} = \frac{3,14 \times 45 \text{ mm}}{7,09 \text{ mm}} = 19,92 = 20 \text{ buah.}$$

Maka lebar spline tiap buah adalah :

$$B = \frac{n}{b} = \frac{20}{7,09} = 2,82 \text{ mm.} = 0,00282 \text{ m}$$

Tegangan geser yang terjadi :

$$\tau_k = \frac{F}{b \cdot l}$$

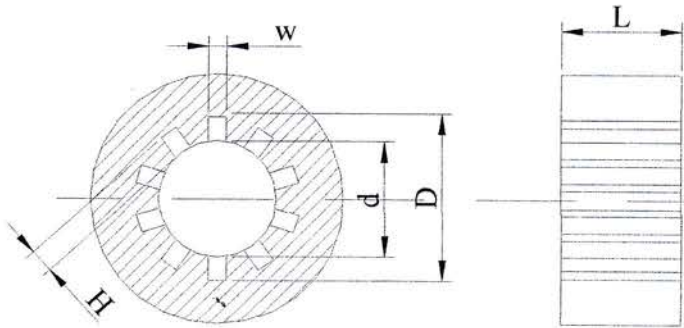
$$= \frac{509,2362 \text{ kg}}{7,09 \text{ mm} \times 9,974 \text{ mm}}$$

$$= 71,637 \text{ kg/mm}^2 .$$

$$= 71637000 \text{ kg/m}^2$$

C. Perhitungan Naff.

Naff berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari poros dan spline ke roda gigi. Pada perancangan ini ada tiga jenis naff yang dijumpai, yaitu : naff pada roda gigi, naff pada poros counter dan naff pada poros output



Gambar 2.13. Naff

Perhitungan Naff Roda Gigi Pada Poros Counter.

a. Panjang Naff.

$$\begin{aligned} L &= (1,2,2) \times D_{s_2} \\ &= (\text{Diambil } 1,2 \times D_{s_2}) \\ &= 1,2 \times 55 \text{ mm} \\ &= 66 \text{ mm.} \\ &= 0,066 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Diameter Naff.

$$\begin{aligned} D_o &= 1,5 \times D_{s_2} + 5 \\ &= (1,5 \times 55) + 5 \\ &= 87,5 \text{ mm} \\ &= 0,0875 \text{ m} \end{aligned}$$

c. Tebal Naff.

$$\begin{aligned}\Delta &= 0,44 \times Ds_2 \\ &= 0,44 \times 55 \\ &= 24,2 \text{ mm.} \\ &= 0,0242 \text{ m}\end{aligned}$$

Perhitungan Naff Roda Gigi Pada Poros Output.

a. Panjang Naff

$$\begin{aligned}L &= (1,-2,2) \times Ds_2 \\ &= (\text{Diambil } 1,2 \times Ds_2) \\ &= 1,2 \times 50 \text{ mm} \\ &= 60 \text{ mm.} \\ &= 0,06 \text{ m}\end{aligned}$$

b. Diameter Naff.

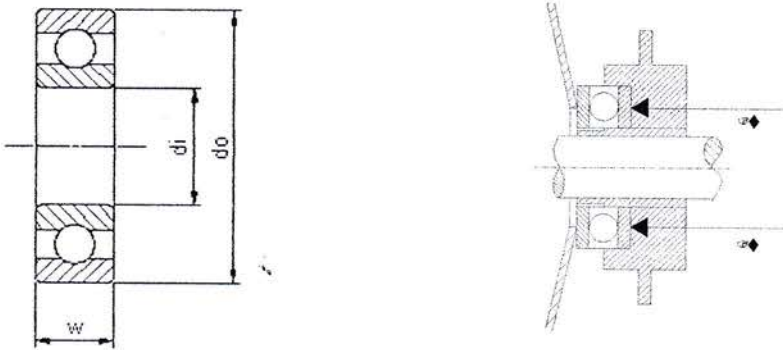
$$\begin{aligned}Do &= 1,5 \times Ds_2 + 5 \\ &= (1,5 \times 50) + 5 \\ &= 80 \text{ mm.} \\ &= 0,08 \text{ m}\end{aligned}$$

c. Tebal Naff.

$$\begin{aligned}\Delta &= 0,44 \times Ds_2 \\ &= 0,44 \times 50 \\ &= 22 \text{ mm.} \\ &= 0,022 \text{ m}\end{aligned}$$

D. Bantalan (bearing)

Bantalan merupakan tempat dudukan dari poros. Ukuran-ukuran bantalan dapat disesuaikan berdasarkan diameter poros. Dalam perancangan ini terdapat tiga buah bantalan yaitu : Bantalan poros input, Bantalan poros counter dan Bantalan poros output.



Gambar 2.14.. Bantalan

1. Bantalan Poros Input.

Ukuran-ukuran utama pada bantalan dapat dilihat pada table 4.9 untuk diameter poros 38 diperoleh sebagai berikut :

Diameter dalam (d)	= 0,038 m.
Diameter luar (D)	= 0,062 m.
Tebal bantalan (B)	= 0,014 mm.
Jari-jari (r)	= 0,0015 mm.
Kapasitas nominal dinamis spesifik (Co)	= 740 kg

2. Bantalan Poros Counter, untuk diameter poros 0,055 m.

Diameter dalam (d)	= 0,055 m
Diameter luar (D)	= 0,08 m.
Tebal bantalan (B)	= 0,016 m.
Jari-jari (r)	= 0,0015 m.
Kapasitas nominal dinamis spesifik (Co)	= 1430 kg.

3. Bantalan Poros Counter, untuk diameter poros 0,05 m.

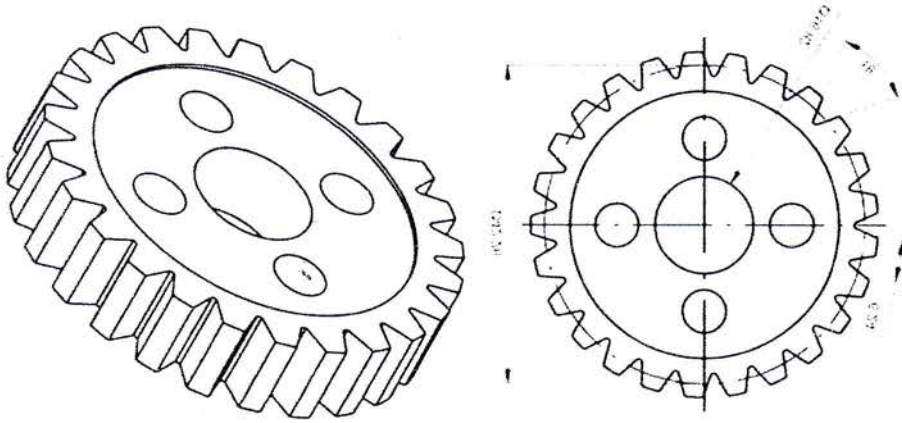
- Diameter dalam (d) = 0,05 m.
 Diameter luar (D) = 0,08 m
 Tebal bantalan (B) = 0,016 m.
 Jari-jari (r) = 0,0015 m
 Kapasitas nominal dinamis spesifik (Co) = 1430 kg.
 Jenis Bantalan yang dipakai adalah, jenis terbuka 6009

Tabel 5. Ukuran-ukuran bantalan

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)			Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik Co (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tampak kontak	d	D B	R		
6000			10	26 8	0,5	360	1296
6001	6001ZZ	6001VV	12	28 8	0,5	400	229
6002	6002ZZ	02VV	15	32 9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35 10	0,5	470	296
6004	6004ZZ	04VV	20	42 12	1	735	465
6005	6005ZZ	05VV	25	47 12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55 13	1,5	1030	740
6007	6007ZZ	07VV	35	62 14	1,5	1250	915
6008	6008ZZ	08VV	40	68 15	1,5	1310	1110
6009	6009ZZ	6009VV	45	75 16	1,5	1640	1320
6010	6010ZZ	10VV	50	80 16	1,5	1710	1430

6200	6200ZZ	6200VV	10	30 9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32 10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35 11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40 12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47 14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52 15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62 16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72 17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80 18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85 19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90 20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35 11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37 12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42 13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47 14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52 15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62 17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72 19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80 20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90 23	2,5	3200	3200
6309	6309ZZ	6309VV	45	100 25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110 27	3	4850	3650

E. Perhitungan Roda Gigi



Gambar 2.15. Roda Gigi.

Untuk perancangan roda gigi ini telah diperoleh data-data sebagai berikut:

Daya (P) : 67 Ps.

Putaran (n) : 6000 rpm.

1. Perhitungan clutch gear dan counter shaft drive gear'

Direncanakan : $i = 2,645$

$z_1 = 14$ Gigi.

$n_1 = 6000$ rpm.

Bahan roda gigi ST 34.

2. Modul.

Besar modul untuk semua roda gigi adalah sama :

$$M = \sqrt[3]{\frac{45610 \times P}{\lambda \cdot c \cdot z \cdot n}} \text{ mm.}$$

Dimana : $\lambda = 25$

$$C = 55000000 \text{ kg/m}^2.$$

Tabel 6. Harga λ

Cara pemasangan	λ
Dengan kolager dst	Sampai 30
Pemasangan teliti	Sampai 25
Pemasangan biasa	Sampai 15

$$\text{Maka } M = \sqrt[3]{\frac{45610 \times 160,4}{25 \times 55 \times 14 \times 6000}} = 0,0033 \text{ m}$$

Besarnya modul yang dipakai disesuaikan berdasarkan harga modul standart JIS B 1701-1973 dan didapat $M = 0,0033 \text{ m}$.

Tabel 7. Harga modul standart (JIS 1701-1973)

Satuan (m)

Seru ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3	Seru ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3
0,0001	0,00015			0,0035	0,00375
0,0002	0,00025		0,004	0,0045	
0,0003	0,00035		0,005	0,0055	
0,0004	0,00045		0,006	0,007	
0,0005	0,00055		0,008	0,009	
0,0006	0,0007	0,00065	0,01	0,011	
0,0008	0,00075		0,012	0,014	0,065
0,001	0,0009		0,016	0,018	
0,00125	0,00175		0,02	0,022	
0,0015			0,025	0,028	
0,002	0,00225		0,032	0,036	
0,0025	0,00275		0,04	0,045	
0,003		0,00325	0,05		

Keterangan : Dalam pemilihan utamakan seri ke-1: jika terpaksa baru dipilih dari seri ke-2 dan ke-

- a. Jumlah gigi counter shaft Drive gear.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$2,65 = \frac{z_2}{14 \text{ gigi}}$$

$$z_2 = 2,645 \times 14 \text{ Gigi.}$$

$$z_2 = 37.03.$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$n_2 = \frac{z_1 \times n_1}{z_2} = \frac{14 \times 6000}{37,03} = 2268,43 \text{ rpm.}$$

b. Lebar Gigi.

$$\begin{aligned} b &= \frac{\pi}{2} \times m \\ &= \frac{3,14}{2} \times 3,5 \text{ mm} \\ &= 5,495 \text{ mm.} \\ &= 0,005495 \text{ m} \end{aligned}$$

c. Jarak bagi lingkaran.

$$\begin{aligned} t &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 3,5 \text{ mm} \\ &= 10,99 \text{ mm.} \\ &= 0,01099 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Jarak sumbu poros.

$$\begin{aligned} a &= \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \\ &= \frac{4(14 + 37)}{2} \\ &= 89,25 \text{ mm.} = 0,089,25 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Diameter lingkaran jarak bagi.

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

Ratio perbandingan yang sebenarnya :

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{37}{14} = 2,6$$

$$d_1 = \frac{2 \times 89,25}{1 + 2,6} = 49,58 \text{ mm.}$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot a \cdot i}{1 + 3}$$

$$d_2 = \frac{2 \times 89,25 \times 2,6}{1 + 2,6}$$

$$= 128,91 \text{ mm}$$

$$= 0,12891 \text{ m}$$

f. Diameter luar.

$$dk_1 = (d_1 + 2) \cdot m$$

$$= (49,58 + 2) \cdot 3,3$$

$$= 170,21 \text{ mm.}$$

$$= 0,17021 \text{ m}$$

$$dk_2 = (d_2 + 2) \cdot m$$

$$= (128,91 + 2) \times 3,3$$

$$= 432,00 \text{ mm.}$$

$$= 0,432 \text{ m}$$

g. Diameter Dalam.

$$dd_1 = (d_1 - 2,5) \times m$$

$$= (49,58 - 2,5) \cdot 3,3,$$

$$= 155,36 \text{ mm.}$$

$$= 0,15536$$

$$dd_2 = (d_2 - 2,5) \times m$$

$$= (128,91 - 2,5) \cdot 3,3$$

$$= 417,15 \text{ mm.}$$

$$= 0,41715 \text{ m}$$

i. Tinggi Kepala Gigi.

$$hk = 1 \times m$$

$$= 1 \times 3,3 \text{ mm}$$

$$= 3.3 \text{ mm.}$$

$$= 0,0033 \text{ m}$$

j. Tinggi Kaki Gigi(Dedendum)

$$hf = 1,25 \times m$$

$$= 1,25 \times 3,3$$

$$= 4,125 \text{ mm.}$$

$$= 0,004125 \text{ m}$$

3. Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 1(First Sliding Gear)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dimana :

I = Ratio perbandingan gigi pada speed 1

n_1 = Putaran counter.

n_2 = Putaran poros output.

Maka :

$$3,769 = \frac{173,34}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{2268,43}{3,769}$$

$$n_2 = 601,81 \text{ rpm}$$

a. Diameter Lingkar Jarak Bagi.

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

$$= \frac{2 \times 89,26}{1+3,769} = 0,03742 \text{ m}$$

$$d_2 = \frac{2.a.i}{1+i}$$

$$= \frac{2 \times 89,25 \times 3,769}{1+3,769} = 0,014107 \text{ m}$$

b. Jumlah Gigi.

Berdasarkan persamaan :

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

Dimana :

m = Modul

d = Diameter Lingkaran Jarak bagi.

z = Jumlah Gigi.

$$z_1 = \frac{d_1}{m}$$

$$z_1 = \frac{37,42}{3,3} = 11,33 = 12 \text{ gigi.}$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m}$$

$$z_2 = \frac{141,07}{3,3} = 42,74 = 43 \text{ gigi.}$$

c. Diameter luar.

$$\begin{aligned} dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (37 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 35,7 \text{ mm.} \\ &= 0,0357 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (141,07 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 138,57 \text{ mm} \cdot 3,3 \\ &= 457,28 \text{ mm} \\ &= 0,045728 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Diameter Dalam.

$$\begin{aligned} dd_1 &= (d_1 - 2,5) \cdot m \\ &= (37,42 - 2,5) \cdot 3,3 \end{aligned}$$

$$= 457,28 \text{ mm.}$$

$$= 0,045728 \text{ m}$$

$$dd_2 = (d_2 - 2,5) \times \text{mm}$$

$$= (141,07 - 2,5) \cdot 3.3$$

$$= 457.28 \text{ mm}$$

$$= 0,045728 \text{ m}$$

e. Tinggi Kepala Gigi.

$$hk = 1 \times m$$

$$= 1 \times 3.3 \text{ mm}$$

$$= 3.3 \text{ mm.}$$

$$= 0,0033 \text{ m}$$

f. Tinggi Kaki Gigi(Dedendum)

$$hf = 1,25 \times m$$

$$= 1,25 \times 3.2$$

$$= 4.125 \text{ mm.}$$

$$= 0,004125 \text{ m}$$

g. Lebar Gigi.

$$b = \frac{\pi}{2} \cdot xm$$

$$= \frac{3,14}{2} \times 3,3 \text{ mm} = 5,181 \text{ mm.} = 0,005181 \text{ m}$$

h. Jarak bagi lingkaran.

$$t = \pi \times m$$

$$= 3,14 \times 3.3 \text{ mm}$$

$$= 10,36 \text{ mm.}$$

$$= 0,01036 \text{ m}$$

4. Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 2

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dimana :

i = Ratio perbandingan gigi pada speed 3

n_1 = Putaran counter.

n_2 = Putaran poros output.

Maka :

$$2,645 = \frac{2268,43}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{2268,43}{2,645}$$

$$n_2 = 857,629 \text{ rpm}$$

a. Diameter Lingkaran Jarak Bagi.

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \cdot a}{1 + i} \\ &= \frac{2 \times 89,26}{1 + 2.645} = 4897,485 \text{ mm} \\ &= 4,897485 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_2 &= \frac{2 \cdot a \cdot i}{1 + i} \\ &= \frac{2 \times 89,25 \times 3,769}{1 + 2.645} = 129,52 \text{ mm.} \\ &= 0,12952 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Jumlah Gigi.

Berdasarkan persamaan :

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

Dimana :

m = Modul

d = Diameter Lingkar Jarak bagi.

z = Jumlah Gigi.

$$z_1 = \frac{d_1}{m}$$

$$z_1 = \frac{48,97}{3,3} = 14,839 = 15 \text{ gigi.}$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m}$$

$$z_2 = \frac{129,52}{3,3} = 39,24 = 40 \text{ gigi.}$$

c. Diameter luar.

$$\begin{aligned} dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (48,97 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 45,67 \text{ mm.} \\ &= 0,04567 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (129,52 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 434,01 \text{ mm} \\ &= 0,43401 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Diameter Dalam.

$$\begin{aligned} dd_1 &= (d_1 - 2,5) \cdot m \\ &= (48,97 - 2,5) \cdot 3,3 \\ &= 153,35 \text{ mm.} \\ &= 0,15335 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dd_2 &= (d_2 - 2,5) \cdot m \\ &= (129,52 - 2,5) \cdot 3,3 \\ &= 419,16 \text{ mm} \\ &= 0,41916 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Tinggi Kepala Gigi.

$$\begin{aligned}
 hk &= 1 \times m \\
 &= 1 \times 3.3\text{mm} \\
 &= 3.3 \text{ mm.} \\
 &= 0.0033 \text{ m}
 \end{aligned}$$

f. Tinggi Kaki Gigi(Dedendum)

$$\begin{aligned}
 hf &= 1,25 \times m \\
 &= 1,25 \times 3.2 \\
 &= 4.125 \text{ mm.} \\
 &= 0,004125 \text{ m}
 \end{aligned}$$

g. Jarak Sumbu

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{mz(Z1 + Z2)}{2} \\
 &= \frac{3,3 \times (14,83 + 39,24)}{2} \\
 &= 89,215 \text{ mm} \\
 &= 0,089215 \text{ m}
 \end{aligned}$$

h. Lebar Gigi.

$$\begin{aligned}
 b &= \frac{\pi}{2} xm \\
 &= \frac{3,14}{2} \times 3,3 \text{ mm} = 5,181 \text{ mm.} \\
 &= 0,005181 \text{ m}
 \end{aligned}$$

i. Jarak bagi lingkaran.

$$\begin{aligned}
 t &= \pi \times m \\
 &= 3,14 \times 3.3 \text{ mm} \\
 &= 10,36 \text{ mm.} \\
 &= 0,01036 \text{ m}
 \end{aligned}$$

5. Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 3

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dimana :

i = Ratio perbandingan gigi pada speed 3

n_1 = Putaran counter.

n_2 = Putaran poros output.

Maka :

$$1,376 = \frac{2268,43}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{2268,43}{1,367}$$

$$n_2 = 1646,56 \text{ rpm}$$

a. Diameter Lingkar Jarak Bagi.

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

$$= \frac{2 \times 89,26}{1+1,367} = 75,12 \text{ mm.} = 0,07512 \text{ m}$$

$$d_2 = \frac{2.a.i}{1+i}$$

$$= \frac{2 \times 89,25 \times 3,769}{1+1,367} = 103,37 \text{ mm.} = 0,10337 \text{ m}$$

b. Jumlah Gigi.

Berdasarkan persamaan :

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

Dimana :

m = Modul

d = Diameter Lingkar Jarak bagi.

z = Jumlah Gigi.

$$z_1 = \frac{d_1}{m}$$

$$z_1 = \frac{75,12}{3,3} = 25,04 \text{ gigi.}$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m}$$

$$z_2 = \frac{103,37}{3,3} = 34,12 \text{ gigi.}$$

c. Diameter luar.

$$\begin{aligned} dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (75,12 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 254,49 \text{ mm.} \\ &= 0,25449 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (103,37 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 347,72 \text{ mm} \\ &= 0,34772 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Diameter Dalam.

$$\begin{aligned} dd_1 &= (d_1 - 2,5) \cdot m \\ &= (75,12 - 2,5) \cdot 3,3 \\ &= 239,64 \text{ mm.} \\ &= 0,23964 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dd_2 &= (d_2 - 2,5) \cdot m \\ &= (103,37 - 2,5) \cdot 3,3 \\ &= 332,64 \text{ mm} \\ &= 0,33264 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Tinggi Kepala Gigi.

$$\begin{aligned}
 hk &= 1 \times m \\
 &= 1 \times 3.3 \text{ mm} \\
 &= 3.3 \text{ mm.} \\
 &= 0,0033 \text{ m}
 \end{aligned}$$

f. Tinggi Kaki Gigi(Dedendum)

$$\begin{aligned}
 hf &= 1,25 \times m \\
 &= 1,25 \times 3.2 \\
 &= 4.125 \text{ mm.} \\
 &= 0,004125 \text{ m}
 \end{aligned}$$

g. Jarak Sumbu

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{mx(Z1 + Z2)}{2} \\
 &= \frac{3,3x(25.04 + 341.12)}{2} \\
 &= 604,16 \text{ mm} \\
 &= 0,60416 \text{ m}
 \end{aligned}$$

h. Lebar Gigi.

$$\begin{aligned}
 b &= \frac{\pi}{2} xm \\
 &= \frac{3,14}{2} x 3,3 \text{ mm} = 5,181 \text{ mm.} \\
 &= 0,005181 \text{ m}
 \end{aligned}$$

i. Jarak bagi lingkaran.

$$\begin{aligned}
 t &= \pi \times m \\
 &= 3,14 \times 3.3 \text{ mm} \\
 &= 10,36 \text{ mm.} \\
 &= 0,01036 \text{ m}
 \end{aligned}$$

6. Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 4

$$\begin{aligned}
 hk &= 1 \times m \\
 &= 1 \times 3.3 \text{ mm} \\
 &= 3.3 \text{ mm.} \\
 &= 0,0033 \text{ m}
 \end{aligned}$$

f. Tinggi Kaki Gigi(Dedendum)

$$\begin{aligned}
 hf &= 1,25 \times m \\
 &= 1,25 \times 3.2 \\
 &= 4.125 \text{ mm.} \\
 &= 0,004125 \text{ m}
 \end{aligned}$$

g. Jarak Sumbu

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{mx(Z1 + Z2)}{2} \\
 &= \frac{3,3x(25.04 + 341.12)}{2} \\
 &= 604,16 \text{ mm} \\
 &= 0,60416 \text{ m}
 \end{aligned}$$

h. Lebar Gigi.

$$\begin{aligned}
 b &= \frac{\pi}{2} xm \\
 &= \frac{3,14}{2} x 3,3 \text{ mm} = 5,181 \text{ mm.} \\
 &= 0,005181 \text{ m}
 \end{aligned}$$

i. Jarak bagi lingkaran.

$$\begin{aligned}
 t &= \pi \times m \\
 &= 3,14 \times 3.3 \text{ mm} \\
 &= 10,36 \text{ mm.} \\
 &= 0,01036 \text{ m}
 \end{aligned}$$

6. Perhitungan Roda Gigi Pada Speed 4

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dimana :

i = Ratio perbandingan gigi pada speed 3

n_1 = Putaran counter.

n_2 = Putaran poros output.

Maka :

$$1,000 = \frac{2268,43}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{2268,43}{1,000}$$

$$n_2 = 2268,43 \text{ rpm}$$

a. Diameter Lingkar Jarak Bagi.

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

$$= \frac{2 \times 89,26}{1+1,000} = 89,25 \text{ mm.} = 0,08925 \text{ m}$$

$$d_2 = \frac{2.a.i}{1+i}$$

$$= \frac{2 \times 89,25 \times 3,769}{1+1,000} = 89,25 \text{ mm.} = 0,08925 \text{ m}$$

b. Jumlah Gigi.

Berdasarkan persamaan :

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

Dimana :

m = Modul

d = Diameter Lingkar Jarak bagi.

z = Jumlah Gigi.

$$z_1 = \frac{d_1}{m}$$

$$z_1 = \frac{89,25}{3,3} = 27,04 \text{ gigi.}$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m}$$

$$z_2 = \frac{89,25}{3,3} = 27,04 \text{ gigi.}$$

c. Diameter luar.

$$\begin{aligned} dk_1 &= (d_1 + 2) \cdot m \\ &= (89,25 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 301,12 \text{ mm.} \\ &= 0,30112 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dk_2 &= (d_2 + 2) \cdot m \\ &= (89,25 + 2) \cdot 3,3 \\ &= 301,12 \text{ mm} \\ &= 0,30112 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Diameter Dalam.

$$\begin{aligned} dd_1 &= (d_1 - 2,5) \cdot m \\ &= (89,25 - 2,5) \cdot 3,3 \\ &= 286,27 \text{ mm.} \\ &= 0,28627 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dd_2 &= (d_2 - 2,5) \cdot m \\ &= (89,25 - 2,5) \cdot 3,3 \\ &= 286,27 \text{ mm} \\ &= 0,28627 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Tinggi Kepala Gigi.

$$\begin{aligned}hk &= 1 \times m \\ &= 1 \times 3.3 \text{ mm} \\ &= 3.3 \text{ mm.} \\ &= 0,0033 \text{ m}\end{aligned}$$

f. Tinggi Kaki Gigi(Dedendum)

$$\begin{aligned}hf &= 1,25 \times m \\ &= 1,25 \times 3.2 \\ &= 4.125 \text{ mm.} \\ &= 0,004125 \text{ m}\end{aligned}$$

g. Jarak Sumbu

$$\begin{aligned}a &= \frac{mx(Z1 + Z2)}{2} \\ &= \frac{3,3x(27,04 + 27,04)}{2} \\ &= 89,23 \text{ mm} \\ &= 0,08923 \text{ m}\end{aligned}$$

h. Lebar Gigi.

$$\begin{aligned}b &= \frac{\pi}{2}xm \\ &= \frac{3,14}{2}x3,3 \text{ mm} = 5,181 \text{ mm.} \\ &= 0,005181 \text{ m}\end{aligned}$$

i. Jarak bagi lingkaran.

$$\begin{aligned}t &= \pi \times m \\ &= 3,14 \times 3.3 \text{ mm} \\ &= 10,36 \text{ mm.} \\ &= 0,01036 \text{ m}\end{aligned}$$

z = Jumlah Gigi.

c. Diameter luar.

$$\begin{aligned} dk_1 &= d_1 + 2.m \\ &= 121,87 + (2 \times 4) \\ &= 129,87 \text{ mm.} \\ &= 0,12987 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dk_2 &= d_2 + 2.m \\ &= 120,13 - (2 \times 4) \\ &= 112,13 \text{ mm.} \\ &= 0,11213 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Diameter Dalam.

$$\begin{aligned} dd_1 &= d_1 - 2,5 \times m \\ &= 121,87 - (2,5 \times 4) \\ &= 111,87 \text{ mm} \\ &= 0,11187 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dd_2 &= d_2 - 2,5 \times m \\ &= 102,13 - (2,5 \times 4) \\ &= 92,13 \text{ mm} \\ &= 0,09213 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Tinggi Kepala Gigi.

$$\begin{aligned} hk &= 1 \times m \\ &= 1 \times 4 \text{ mm} \\ &= 4 \text{ mm.} \\ &= 0,004 \text{ m} \end{aligned}$$

f. Tinggi Kaki Gigi(Dedendum)

$$hf = 1,25 \times m$$

$$\begin{aligned}
 &= 1,25 \times 4 \\
 &= 5 \text{ mm} \\
 &= 0,005 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

g. Lebar Gigi.

$$\begin{aligned}
 b &= \frac{\pi}{2} x m \\
 &= \frac{3,14}{2} x 4 \text{ mm} = 6,283 \text{ mm.} \\
 &= 0,006283 \text{ m}
 \end{aligned}$$

h. Jarak bagi lingkaran.

$$\begin{aligned}
 t &= \pi x m \\
 &= 3,14 x 4 \text{ mm} \\
 &= 12,56 \text{ mm} \\
 &= 0,01256 \text{ m}
 \end{aligned}$$

1) Perhitungan Temperatur

Elemen-elemen mesin antara poros dan bantalan, antara roda gigi yang sedang berputar dan saling bergesekan akan menimbulkan panas, panas tersebut menambah temperatur bahan. Pada bagian ini dapat diketahui dengan menghitung luas penampang dari roda gigi dan temperatur kerjanya.

$$\Delta T = \frac{632 \cdot NG}{\alpha \cdot Ag}$$

Dimana : ΔT = Penambah temperatur

NG = Daya gesek (Hp)

Ag = Luas bidang (dimana panas di keluarkan "m²")

α = Faktor pemindah yang besarnya tergantung luas penampang dari kecepatan rata-rata (kcal/m⁰C)

Gaya gesek ini merupakan momen torsi yang timbul akibat putaran roda gigi yang besar yaitu :

$$NG = \frac{Mr.n}{75}$$

Dimana : n = Putaran

Mr = Momen torsi pada roda gigi

$$= F_b \cdot F_k \cdot R_m$$

$$F_b = 958,41$$

Fk = Koefisien gerak kinetis

Rm = Radius bidang gesek

$$= \frac{D_o + D_i}{4}$$

Dimana : D_o = Diameter luar roda gigi

D_i = Diameter dalam roda gigi

Untuk pasangan roda gigi :

Luas penampang gesek :

$$Ag_1 = \frac{\pi}{4} (D_{o_1}^2 - D_{s_1}^2) + (2 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot Z_1)$$

Dimana : D_{o_1} = diameter luar roda gigi = 170,21 mm = 0,17021 m

D_{s_1} = diameter dalam roda gigi = 155,36 mm = 0,15536 m

b_1 = lebar gigi = 20,724 mm = 0,020724 m

Z_1 = jumlah gigi = 14 gigi

h_1 = tinggi gigi = 7,425 mm = 0,007425 m

Maka Luas Penampang Pada Main Shaft Gear I ;

$$Ag_1 = \frac{\pi}{4} (170,21^2 - 155,36^2) + (2 \cdot 20,724 \cdot 7,425 \cdot 14)$$

$$\begin{aligned} &= 9144,019 \text{ mm}^2 \\ &= 0,009144019 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Radius bidang geser :

$$\begin{aligned} R_m &= \frac{D_o + D_1}{4} \\ &= \frac{170,21 + 155,36}{4} \\ &= 81,39 \text{ mm} \\ &= 0,08139 \text{ m} \end{aligned}$$

Daya gesek yang terjadi :

$$\begin{aligned} N_g &= \frac{F_k \cdot F_b \cdot R_m \cdot n}{60} \\ &= 0,02 \cdot 958,41 \cdot 81,39 \cdot 6000 / 60 \\ &= 155,26 \text{ Dk} \end{aligned}$$

Kecepatan rata-rata :

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_m}{60} \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 6000 \cdot 0,08139}{60} \\ &= 50,86 \text{ m/s} \end{aligned}$$

V m/s	α (kkal/m ² °C)
0	4,5
5	24
10	46
15	57
20	62
25	72
35	90
40	102
50	120
55	125
60	130

Maka : $V_1 = 50,86 \text{ m/s}$ sehingga harga α dapat di cari dengan cara interpolasi

$$\alpha = 125 - \left(\frac{55 - 50,86}{55 - 50} \right) \times (125 - 114)$$

$$= 115,89 \text{ kkal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dari tabel diatas di peroleh harga yang mendekati dengan harga $V_1 = 115,89 \text{ kkal/m}$

Luas permukaan roda gigi counter shaft I :

$$A_{gc_1} = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_s^2) + (2 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot Zc_1)$$

$$= \frac{\pi}{4} (170,21^2 - 155,36^2) + (2 \cdot 20,724 \cdot 7,24 \cdot 43)$$

$$= 14192,42 \text{ mm}^2$$

$$= 0,01419242 \text{ m}^2$$

Luas penampang total yang bergerak :

$$A_{tot} = A_{g_1} + A_{g^c_1}$$

$$= 91,4 + 1419,224$$

$$= 1510,64 \text{ cm}^2$$

$$= 1,151064 \text{ m}^2$$

Maka temperatur akibat gaya gesek yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}\Delta T &= \frac{632.15.155,26}{68,172.1510,64 \times 10^4} \\ &= 95,28^{\circ} C\end{aligned}$$

Temperatur kerja (TK) :

$$\begin{aligned}Tk_1 &= t_o + \Delta T \\ &= 38 + 95,28 \\ &= 133,28^{\circ} C\end{aligned}$$

Temperatur yang di izinkan pada metal of Surface Friction antara kerja dengan baja yaitu : $250^{\circ} C$. Dengan demikian pasangan roda gigi aman.

$$(Tk_{izin} \geq Tk \approx 250^{\circ} C \geq 133,28^{\circ} C)$$

Luas Penampang Roda Gigi Main Shaft II :

$$\begin{aligned}Ag_2 &= \frac{\pi}{4}(Do^2 - ds^2) + (2.b_2.h_2.Z_2) \\ &= \frac{\pi}{4}(153,35^2 - 45,67^2) + (2.20,724.7,425.14) \\ &= 6434,74 \text{ mm}^2 \\ &= 0,00643474 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Radius bidang geser : 6434,74

$$\begin{aligned}Rm_2 &= \frac{Do_2 + Do_2.C_2}{4} \\ &= \frac{153,35 + 419,16}{4} \\ &= 143,12 \text{ mm} \\ &= 0,14312 \text{ m}\end{aligned}$$

Daya gesek yang terjadi :

$$\begin{aligned}Ng &= \frac{Fk.Fb.Rm.n / 60}{75} \\ &= \frac{0,02.29,67.143,12.6000 / 60}{75} \\ &= 113,23 Dk\end{aligned}$$

Dimana : $F_b = 113,32 \text{ Dk}$ (diambil)

Kecepatan rata-rata (V) :

$$\begin{aligned}V_2 &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_m}{60} \\&= \frac{2 \cdot \pi \cdot 6000 \cdot 143,12 \times 10^{-3}}{60} \\&= 89,87 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Maka $V_2 = 89,87 \text{ m/s}$, sehingga harga α dapat di cari dengan cara interpolasi :

$$\begin{aligned}\alpha &= 169 - \left(\frac{90 - 89,87}{90 - 85} \right) \cdot (169 - 158) \\&= 168,71 \text{ kkal} / \text{m}^{20} \text{ C}\end{aligned}$$

Luas permukaan roda gigi counter shaft II :

$$\begin{aligned}A_{gc_2} &= \frac{\pi}{4} (D_{o_2}^2 - d_{s_2}^2) + (2 \cdot b_2 \cdot h_2 \cdot Z_{c_2}) \\&= \frac{\pi}{4} (434,10^2 - 419,16^2) + (2 \cdot 20,742 \cdot 7,25 \cdot 39) \\&= 6100,57 \text{ mm}^2 \\&= 0,00610057 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Luas penampang total yang bergerak :

$$\begin{aligned}A_{tot} &= A_{g_2} + A_{gc_2} \\&= 6434,74 + 6100,57 \\&= 12535,311 \text{ mm}^2 \\&= 0,012535311 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Maka temperatur akibat gaya gesek yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}\Delta T &= \frac{632,28 \cdot 1132,3}{168,71 \cdot 146 \times 10^{-4}} \\&= 198,39 \text{ c}\end{aligned}$$

Temperatur Kerja (TK) :

$$T_{k_2} = t_o + \Delta T$$

$$= 38 + 198,38$$

$$= 236,39^{\circ}C$$

$$(Tk_{2izin} \geq Tk_{izin} \approx 236,39^{\circ}C \geq 250^{\circ}C)$$

Luas Penampang Roda Gigi Main Shaft III :

$$\begin{aligned} Ag_3 &= \frac{\pi}{4}(Do_3^2 - ds^2) + (2.b_3.h_3.Z_3) \\ &= \frac{\pi}{4}(245,49^2 - 239,64^2) + (2.20,724.7.25.25) \\ &= 11657,47 \text{ mm}^2 \\ &= 0,01165747 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Radius bidang geser :

$$\begin{aligned} Rm_3 &= \frac{Do_3 + Do_3.C_3}{4} \\ &= \frac{254,49 + 347,72}{4} \\ &= 150,55 \text{ mm} \\ &= 0,15055 \text{ m} \end{aligned}$$

Daya gesek yang terjadi :

$$\begin{aligned} Ng &= \frac{Fk.Fb.Rm.n / 60}{75} \\ &= \frac{0,02.116,57.150,35.6000 / 60}{75} \\ &= 467,36 \text{ Dk} \end{aligned}$$

Kecepatan rata-rata (V)

$$\begin{aligned} V_3 &= \frac{2.\pi.n.Rm}{60} \\ &= \frac{2.\pi.6000.150,55}{60} \\ &= 94,51 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Maka $V_3 = 94,514 \text{ m/s}$, sehingga harga α dapat di cari dengan cara interpolasi ;

$$\begin{aligned}\alpha &= 172 - \left(\frac{95 - 94,51}{95 - 90} \right) \times (172 - 169) \\ &= 171,70 \text{ kkal/m}^{20} \text{C}\end{aligned}$$

Luas permukaan roda gigi counter shaft III :

$$\begin{aligned}A_{gc_3} &= \frac{\pi}{4} (D_{o_3}^2 - d_{s_3}^2) + (2 \cdot b_3 \cdot h_3 \cdot Z_{c_3}) \\ &= \frac{\pi}{4} (347,72^2 - 332,87^2) + (2 \cdot 20,724 \cdot 7,25 \cdot 31) \\ &= 15252,77 \text{ mm}^2 \\ &= 0,01525277 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Luas penampang total yang bergerak :

$$\begin{aligned}A_{tot} &= A_{g_3} + A_{gc_3} \\ &= 254,49 + 347,72 \\ &= 150,55 \text{ mm}^2 \\ &= 0,00015055 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Maka temperatur akibat gaya gesek yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}\Delta T &= \frac{632.467,36}{95,95 \cdot 150,55} \\ &= 114,39^{\circ} \text{C}\end{aligned}$$

Temperatur Kerja (TK)

$$\begin{aligned}T_{k_3} &= t_o + \Delta T \\ &= 38 + 114,39 \\ &= 153,39^{\circ} \text{C}\end{aligned}$$

$$(T_{k_{3izin}} \geq T_{k_{izin}} \approx 153,39^{\circ} \text{C} \geq 0^{\circ} \text{C} \geq 250^{\circ} \text{C})$$

Luas Penampang Roda Gigi Main Shaft IV :

$$\begin{aligned} Ag_4 &= \frac{\pi}{4} (Do_4^2 - ds_4^2) + (2 \cdot b_4 \cdot h_4 \cdot Z_4) \\ &= \frac{\pi}{4} (301,12^2 - 286,27^2) + (2 \cdot 20,724 \cdot 7,425 \cdot 27) \\ &= 1337,14 \text{ mm}^2 \\ &= 0,00133714 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Daya gesek yang terjadi ;

$$\begin{aligned} Ng &= \frac{Fk \cdot Fb \cdot Rm \cdot n / 60}{75} \\ &= \frac{0,02 \cdot 116,57 \cdot 150,55 \cdot 6000 / 60}{75} \\ &= 467,36 \text{ Dk} \end{aligned}$$

Dimana : Fb = 467,36 Dk (diambil)

Kecepatan rata-rata (V) :

$$\begin{aligned} V_4 &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Rm}{60} \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 6000 \cdot 60 \cdot 28}{60} \\ &= 36,168 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Maka $V_4 = 36,168 \text{ m/s}$, sehingga harga α dapat di cari dengan cara interpolasi :

$$\begin{aligned} \alpha &= 96 - \left(\frac{40 - 36,168}{49 - 35} \right) \times (104 - 96) \\ &= 89,868 \text{ kkal / m}^{20} \text{ C} \end{aligned}$$

Luas permukaan roda gigi counter shaft IV :

$$\begin{aligned}A_{gc_4} &= \frac{\pi}{4}(D_{o_4}^2 - d_{s_4}^2) + (2 \cdot b_4 \cdot h_4 \cdot Z_{c_4}) \\&= \frac{\pi}{4}(301,12^2 - 286,27^2) + (2 \cdot 12 \cdot 4,5 \cdot 24) \\&= 13370,14 \text{ mm}^2 \\&= 0,001337014 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Luas penampang total yang bergerak :

$$\begin{aligned}A_{tot} &= A_{g_3} + A_{gc_3} \\&= 133,70 + 133,70 \\&= 105,6 \text{ cm}^2 \\&= 0,01056 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Temperatur Kerja (TK) :

$$\begin{aligned}T_{k_4} &= t_o + \Delta T \\&= 38 + 89,868 \\&= 127,86^{\circ}C\end{aligned}$$

$$(T_{k_{izin}} \geq T_{k_{izin}} \approx 127,86^{\circ}C \geq 250^{\circ}C)$$

2) Pelumasan

Pelumasan berguna untuk mengurangi panas yang timbul dan memperkecil keausan serta mengurangi suasana berisik pada elemen mesin yang mengalami gesekan.

Setiap pelumasan yang baik serta pemakaian pelumas yang tepat akan menentukan umurnya, baik panjang maupun pendek umur mesin tersebut. Untuk mendapatkan minyak pelumasan yang tepat dapat dicari besarnya kerja rata-rata yaitu :

$$\begin{aligned}
TK_{\text{rata-rata}} &= \left(\frac{Tk_1 + Tk_2 + Tk_3 + Tk_4}{4} \right) \dots\dots\dots(7.1) \\
&= \left(\frac{133,28 + 150,92 + 153,9 + 173,03}{4} \right) \\
&= 152,62^{\circ}C \\
&= 9/5(152,762 + 32) \\
&= 332,37^{\circ}F
\end{aligned}$$

Untuk menentukan Viscositas (kekentalan) absolut minyak pelumas :

$$Z = Pr \left(0,22 \cdot S - \frac{180}{S} \right)$$

Dimana : S = Sat bolt Universal second (viskosisi)
= direncanakan 33

Pr = berat jenis pelumas pada temperatur $^{\circ}F$
= $\left[(0,894 - 0,000356) - 332,37 - 60^{\circ}F \right]$
= $0,794^{\circ}F$

$$\begin{aligned}
Z &= 0,794 \times \left[0,22 \times 33 - \frac{180}{33} \right] \\
&= 1,433 \text{ CP}
\end{aligned}$$

Maka SAE

$$\log SAE = \frac{4 - 2,5}{4 - 0} = \left(\frac{\log 50 - \log SAE}{\log 50 - \log 20} \right)$$

$$\text{Log SAE} = (\log 50 - 0,375) \times 0,176$$

$$\text{SAE} = 42,95$$

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

A. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dalam perancangan ulang roda gigi lurus ini dapat diambil kesimpulan-kesimpulan sebagai berikut:

1. Dari perhitungan poros di peroleh ukuran-ukuran poros:

Diameter poros input (Ds_1)	: 0,038 m.
Putaran (n)	: 5200 rpm.
Daya yang di rencanakan (Pd)	: 129,68 kW.
Torsi rencana (T)	: 24290703 Kg.m.
Tegangan geser (σ_a)	: 4365000 kg/m ² .

2. Dari perhitungan poros counter (counter shaft).

Daya yang di rencanakan (Pd)	:129,68 kW.
Putaran (n)	: 2000 rpm.
Torsi rencana (T)	: 63155815 Kg.m.
Diameter poros (Ds)	: 0,055 m.
Kekuatan poros (τ)	: 1935000 Kg/m ² .
Tegangan geser izin	: 4365000 Kg/m ² .

3. Dari perhitungan poros output.

Daya yang di rencanakan (Pd)	: 129,68 Kw.
Putaran (n)	: 2386,64 rpm.
Torsi rencana (T)	: 5292445 Kg.m.
Diameter poros (Ds_2)	: 0,05 m.
Kekuatan poros (τ)	: 2159000 Kg/m ² .

4. Dari perhitungan spline.
- | | |
|---------------------------------------------|--------------------------------|
| Gaya tangen sial pada poros (F) | :971,628 Kg. |
| Tekanan permukaan yang di izinkan (Pa) | : 10 Kg. |
| Panjang spline (L) | : 0,01943 m. |
| Tegangan geser yang di izinkan (τ ka) | : 7050000 Kg/m ² . |
| Tegangan geser yang terjadi (τ k) | : 7050000 Kg/mm ² . |
| Jumlah spline (n) | : 30 buah. |
| lebar spline (δ) | : 0,00282 m. |
5. Dari perhitungan naff .
- | | |
|-------------------------|-------------|
| Panjang naff (L) | : 0,054 m. |
| Diameter naff (d) | : 0,0725 m. |
| Tebal naff (δ) | : 0,0198 m. |
6. Dari perhutungan roda gigi.
- a. Perhitungan poros kopleng (Cluth gear)
- | | |
|---------------------|--------------|
| Putaran (n) | : 5200 rpm. |
| Ratio kecepatan (i) | : 2,645 rpm. |
| Modul (M) | : 0,004 m. |
| Jumlah gigi (z) | : 42 gigi. |
| Lebar gigi (b) | : 0,01256 m. |
| Diameter luar (dk1) | : 0,064 m. |
| Tinggi kepala (hk) | : 0,004 m. |
| Tinggi kaki (hf) | : 0,005 m. |
- b. Dari perhitungan roda gigi pada speed satu (first gear)
- Roda gigi L dan M.
- | | |
|---------------------|---------------|
| Putaran (n) | : 459,89 rpm. |
| Modul (M) | : 0,004 m. |
| Jumlah gigi (Z1) | : 12 gigi. |
| Jumlah gigi (Z2) | : 45 gigi. |
| Diameter luar (dk1) | : 0,05497 m. |

Diameter luar (dk2)	: 0,18503 m.
Diameter dalam (dd1)	: 0,03697 m.
Diameter dalam (dd2)	: 0,16703 m.
Tinggi kepala gigi (hk)	: 0,004 m.
Tinggi kaki (hf)	: 0,005 m.
Jumlah gigi limngkar (t)	: 0,01257 m.
Lebar gigi (b)	: 0,00628 m.

c. Dari perhitungan roda gigi pada speed dua (scond gear) Roda gigi I dan J.

Putaran (n)	: 655,32 rpm.
Modul (M)	: 0,004 m.
Jumlah gigi (Z1)	: 16 gigi.
Jumlah gigi (Z2)	: 41 gigi.
Diameter luar (dk1)	: 0,06945 m.
Diameter luar (dk2)	: 0,17054 m.
Diameter dalam (dd ₁)	: 0,05145 m.
Diameter dalam (dd ₂)	: 0,15254 m.
Tinggi kepala gigi (hk)	: 0,004 m.
Tinggi kaki (hf)	: 0,005 m.
Lebar gigi (b)	: 0,00628 m.

d. Dari perhitungan roda gigi pada speed tiga (Third gear) Roda gigi E dan F.

Putaran (n)	: 1259,69 rpm.
Modul (M)	: 0,004 m.
Jumlah gigi (Z1)	: 24 gigi.
Jumlah gigi (Z2)	: 33 gigi.
Diameter luar (Dk1)	: 0,10228 m.
Diameter luar (Dk2)	: 0,13772 m.
Diameter dalam (dd1)	: 0,08428 m.
Diameter dalam (dd2)	: 0,11972 m.
Tinggi kepala gigi (hk)	: 0,004 m.

Tinggi kaki (hf)	: 0,005 m.
Lebar gigi (b)	: 0,00628 m.
Jarak bagi lingkar (t)	: 0,01256 m.

e. Dari perhitungan roda gigi pada speed empat (Fourth gear) Roda gigi C dan D.

Putaran (n)	: 1733,34 rpm.
Modul (M)	: 0,004 m.
Jumlah gigi (Z1)	: 28 gigi.
Jumlah gigi (Z2)	: 28 gigi.
Diameter dalam (dd1)	: 0,102 m.
Diameter dalam (dd2)	: 0,102 m.
Diameter luar (Dk1)	: 0,12 m.
Diameter luar (Dk2)	: 0,120 m.
Tinggi kepala gigi (hk)	: 0,004 m.
Tinggi kaki (hf)	: 0,005 m.
Lebar gigi (b)	: 0,00628 m.
Jarak bagi lingkar (t)	: 0,01256 m.

f. Dari perhitungan roda gigi pada speed lima (Five gear)

Putaran (n)	: 2068,42 rpm.
Modul (M)	: 0,004 m.
Jumlah gigi (Z1)	: 0,031 m.
Jumlah gigi (Z2)	: 0,026 m.
Diameter luar (Dk1)	: 0,12987 m.
Diameter luar (Dk2)	: 0,11013 m.
Tinggi kepala gigi (hk)	: 0,004 m.
Tinggi kaki (hf)	: 0,005 m.
Lebar gigi (b)	: 0,00628 m.

g. Dari perhitungan bantalan poros input

Diameter dalam (d)	: 0,038 m.
Diameter luar (D)	: 0,062 m.
Tebal bantalan (b)	: 0,014 m.
Jari-jari bantalan (r)	: 0,0015 m.
Kapasitas nominal dinamis spesifik (Co)	: 915 Kg.

7. Dari perhitungan bantalan poros counter shaft

Diameter dalam (d)	: 0,055 m.
Diameter luar (D)	: 0,08 m.
Tebal bantalan (b)	: 0,016 m.
Jari-jari bantalan (r)	: 0,0015 m.
Kapasitas nominal dinamis spesifik (Co)	: 1430 Kg.

8. Dari perhitungan bantalan poros input .

Diameter dalam (d)	: 0,05 m.
Diameter luar (D)	: 0,08 m.
Tebal bantalan (b)	: 0,016 m.
Jari-jari bantalan (r)	: 0,0015 m.
Kapasitas nominal dinamis spesifik (Co)	: 1430 Kg.

B. SARAN

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

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.

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

Dobro Volsky "Mechine Element" Edition Publishing House, Moscow. Daryanto "Dasar Teknik Mesin" Bandung.

G. Wertwijn Asril dan B. Abbas "Pengetahuan Dasar Tentang dan Ilmu Bangunan Pesawat yang Praktis" Di Jakarta II H, Syam Jakarta 1952.

Jack Stock "Elemen Konstruksi Bangunn Mesin" Edisi 21 Penerbit Erlangga Jakarta, Indonesia. 1993

Jhosepe Shir Lengen "Dasar Konstruksi Mesin" Edisi 4 Jilid 1 Penerbit Erlangga Jakarta 1991.

Joseh E. Shigley. Larry D. Mitchell. Gandhi Harahap, Meng "Perencanaan Teknik Mesin" Edisi Keempat Jilid 2 Penerbit Erlangga Jakarta 1995.

R.S. Khurmi Jk Gupta "A Teks Book of Machin Design Eurasra Publishing House (PVT) "Itl Ram Nagar New Delhi 1982.

Sularso dan Suga, K, 1997, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin "Edisi ke sembilan, PT, Pradya Pramita, Jakarta.

Suratman M "Menggambar Teknik Mesin" Bandung Penerbit Pustaka Grafika 1998.

Umar Sukrisno J, 1984, "Bagian bagian mesin dan merencana" Penerbit Erlangga, Jakarta.