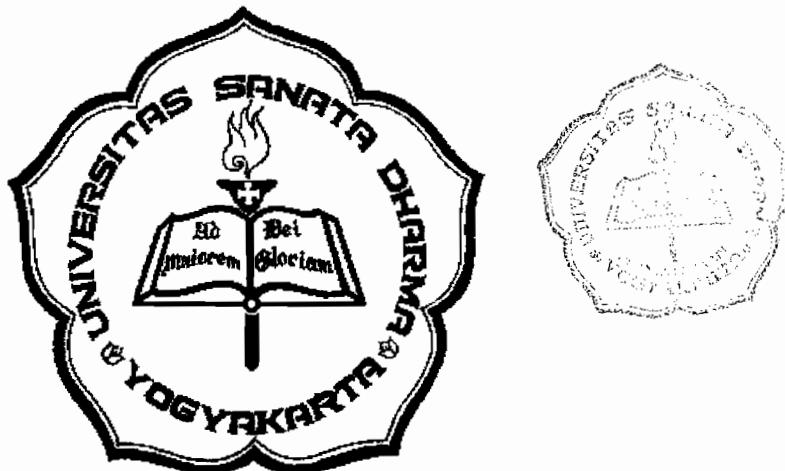


# **TRANSMISI MESIN GERINDA PERMUKAAN UNTUK MATERIAL BESI COR**

## **TUGAS AKHIR**

**Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh  
gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin**



**Disusun Oleh**

**Nama : Roni Sunaryo  
NIM : 995214165**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2006**

**SURFACE GRINDING MACHINE TRANSMISION  
FOR CAST IRON MATERIAL**

**FINAL PROJECT**

**Presented as partial fulfillment of the requirements to obtain the *Sarjana Teknik*  
degree in Mechanical Engineering**



**By**

**Name : Roni Sunaryo  
Student Number : 995214165**

**MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
ENGINEERING FACULTY  
SANATA DHARMA UNIVERSITY  
YOGYAKARTA  
2006**

**TUGAS AKHIR**  
**TRANSMISI MESIN GERINDA PERMUKAAN**  
**UNTUK MATERIAL BESI COR**

Disusun Oleh :  
Nama : Roni Sunaryo  
NIM : 995214165

Telah disetujui oleh

Pembimbing 1

  
Ir. Rines Alapan, M.T.

Yogyakarta, 9 Maret 2006

**TUGAS AKHIR**  
**TRANSMISI MESIN GERINDA PERMUKAAN**  
**UNTUK MATERIAL BESI COR**

Dipersiapkan dan ditulis oleh :  
Nama : Roni Sunaryo  
NIM : 995214165

Telah dipertahankan di depan panitia penguji  
pada tanggal 24 Februari 2006 dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan panitia penguji

Tanda tangan

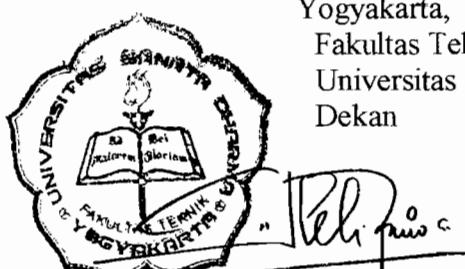
Ketua : Budi Setyahandana, S.T.,M.T.

Sekretaris : Budi Sugiharto, S.T.,M.T.

Anggota : Ir. Rines, M.T.



Yogyakarta,  
Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J.,S.S., B.S.T., M.A.,M.Sc.

Pernyataan

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu pergurua tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 28 Januari 2006

Penulis  
Roni Sunaryo

## **INTISARI**

Dengan perkembangan jaman yang pesat, berimbang pula akan kebutuhan alat-alat produksi yang mempunyai efisiensi mesin yang tinggi dan mampu menghasilkan produk yang berkualitas tinggi. Salah satu dari alat produksi tersebut adalah mesin gerinda permukaan yang merupakan salah satu dari jenis mesin perkakas dengan gerak berputar dan gerak pemakanan yang kontinyu sebagai gerak yang utama.

Mesin gerinda permukaan ini dirancang untuk material besi cor dengan kekerasan sampai 300HB dengan roda gerinda sebagai alat potong berdiameter terbesar 12 inchi dan diameter terkecil 6 inchi. Mesin gerinda permukaan ini menggunakan satu motor penggerak. Perancangan mesin ini meliputi sistem transmisi pada kotak kecepatan dan kotak pemakanan dengan satu arah gerakan pemakanan yang otomatis ( arah memanjang ). Sistem transmisi pada mesin ini menggunakan sistem transmisi sabuk untuk mentransmisikan daya dari motor listrik ke kotak roda gigi. Transmisi sabuk juga digunakan untuk memutar roda gerinda dari kotak roda gigi kecepatan. Untuk mengatur tingkat kecepatan putaran spindle yang mempunyai enam tingkat kecepatan ( 1100 rpm, 1250 rpm, 1400 rpm, 1550 rpm, 1750 rpm dan 2000 rpm ) dan empat gerakan pemakanan ( 1,1 mm/putaran, 1,254 mm/putaran, 1,43 mm/putaran dan 1,63 mm/putaran ) dengan menggunakan roda gigi yang terdiri dari roda gigi lurus dan roda gigi kerucut.

## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur kepada Tuhan yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan baik.

Tugas Akhir merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh oleh mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma memperoleh gelar Sarjana Teknik.

Dalam Tugas Akhir ini membahas tentang mesin gerinda permukaan untuk bahan benda kerja besi cor.

Dalam kesempatan ini diucapkan banyak terima kasih atas segala bantuan, saran dan fasilitas sehingga dapat terselesaikannya Tugas Akhir ini, kepada:

1. Bapak Ir. Rines Alapan, M.T. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir.
2. Bapak Yosef Agung Cahyanta, S.T, M.T. selaku ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Danata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Martana selaku Laboran Ilmu Logam Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
4. Bapak dan Ibu yang telah memberi dorongan dan membiayai penulis hingga saat ini.
5. Kakak dan adik yang telah memberi dorongan kepada penulis
6. Yasinta Nike yang telah memberikan dorongan semangat berupa doa dan membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas akhir ini.

7. Teman-teman angkatan '99 dan semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Teman – teman kost di Wedomartani (Martinus Pay, Heru, Nikak dan Joko) yang telah menemani dan banyak membantu penulis selama penulisan Tugas akhir ini.

Usaha yang penulis lakukan sudah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan dan kesalahan yang terdapat dalam penulisan ini. Saran serta kritik membangun dari pembaca sangat penulis harapkan demi perbaikan dikemudian hari.

Akhir kata, penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat memberi sedikit manfaat bagi pembaca.

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN PERSETUJUAN .....	iii
HALAMAN PENGESAHAN .....	iv
PERNYATAAN .....	v
INTI SARI .....	vi
KATA PENGANTAR .....	vii
DAFTAR ISI .....	ix
DAFTAR SIMBOL .....	xi
DAFTAR GAMBAR .....	xiv
DAFTAR TABEL .....	xvii
BAB I            PENDAHULUAN .....	1
1.1. Pengantar .....	1
1.2. Mesin Gerinda .....	2
1.3. Pembatasan Masalah .....	4
1.4. Pra Perancangan .....	5
BAB II          MESIN GERINDA PERMUKAAN .....	6
2.1. Pengantar .....	6
2.2. Mesin Gerinda Permukaan .....	7
BAB III         RODA GERINDA .....	13
3.1. Pengantar .....	13
3.2. Susunan Roda Gigi .....	14
3.3. Sistem Penandaan Roda Gerinda .....	25
3.4. Bentuk Roda Gerinda .....	26

3.5.	Pemilihan Roda Gerinda .....	28
3.6.	Pemasangan Roda Gerinda .....	30
3.7.	Mengasah Roda Gerinda .....	32
<b>BAB IV</b>	<b>PERANCANGAN MESIN .....</b>	<b>33</b>
4.1.	Penentuan Daya Motor .....	33
4.2.	Perancangan Putaran Spindle Kepala Gerinda .....	36
4.3.	Perancangan Putaran Feed Gear Box .....	43
4.4.	Perhitungan Sabuk .....	51
4.5.	Penentuan Rasio Putaran .....	60
4.6.	Perhitungan Roda Gigi .....	62
4.7.	Perhitungan Poros .....	93
4.8.	Perhitungan Pasak .....	162
4.9.	Perhitungan Bantalan .....	165
4.10.	Kopling Cakar .....	170
4.11.	Universal Joint .....	174
<b>BAB V</b>	<b>PERAWATAN DAN PELUMASAN .....</b>	<b>176</b>
5.1.	Pelumasan .....	176
5.2.	Perawatan .....	177
<b>BAB VI</b>	<b>KESIMPULAN DAN PENUTUP .....</b>	<b>178</b>
<b>Daftar pustaka</b>	.....	179
<b>Lampiran</b>	.....	180

## DAFTAR SIMBOL

$P$	Daya motor	$kW$
$v_g$	Kecepatan Potong	$m/menit$
$v_b$	Kecepatan benda kerja	$m/menit$
$B$	Tebal maksimum roda gerinda	$mm$
$d_g$	Diameter roda gerinda	$mm$
$a$	Dalamnya penyayatan	$mm$
$s$	Lebar penyayatan	$mm$
$k_m$	Koefisien potong spesifik	
$q_m$	Luas penampang pemotongan rata-rata	$mm^2$
$F_c$	Gaya potong	$kN$
$n$	Putaran poros	$rpm$
$\phi$	Geometric progresion ratio	
$i$	Perbandingan rasio	
$fc$	Factor koreksi	
$M_{td}$	Momen rencana	$kg.mm$
$P_d$	Daya rencana	$kW$
$\sigma_B$	Kekuatan tarik	$kg/mm^2$
$\tau_a$	Tegangan geser yang diijinkan	$kg/mm^2$
$sf_1$	Faktor keamanan dengan pengaruh massa	
$sf_2$	Faktor keamanan dengan alur pasak	
$K_t$	Faktor koreksi untuk beban tumbukan	
$C_b$	Faktor koreksi untuk lenturan	
$d_p$	Dia. Lingk. jarak bagi puli penggerak	$mm$
$D_p$	Dia. Lingk. jarak bagi puli yang digerakkan	$mm$
$d_{kp}$	Dia. luar puli penggerak	$mm$
$D_{kp}$	Dia. luar puli yang digerakkan	$mm$

$K$	Tinggi kepala profil alur-V	$mm$
$V_{sabuk}$	Kecepatan linier sabuk-V standard	$m/dt$
$C$	Jarak sumbu poros	$mm$
$L_{sabuk}$	Panjang keliling sabuk-V standard	$mm$
$\theta$	Sudut kontak	$^\circ$
$N_{sabuk}$	Jumlah sabuk	
$P_o$	Kapasitas transmisi daya	$kW$
$F_e$	Besarnya gaya tarik efektif	$kg$
$\mu$	Koefisien gesek antara sabuk dan puli	
$m$	Modul Roda gigi	$mm$
$Z$	Jumlah gigi pada roda gigi lurus	
$T$	Torsi pada poros	$kg.mm$
$a$	Jarak poros	$mm$
$d_0$	Dia. Lingk. jarak bagi roda gigi	$mm$
$dk$	Diameter kepala roda gigi	$mm$
$df$	Diameter kaki roda gigi	$mm$
$H$	Tinggi gigi	$mm$
$F_t$	Gaya tangensial	$kg$
$F_r$	Gaya radial	$kg$
$f_v$	Faktor dinamis	
$F'_b$	Beban lentur yang diijinkan	$kg/mm^2$
$F'_{H}$	Beban permukaan yang diijinkan	$kg/mm^2$
$K_H$	Faktor tegangan kontak	
$b$	Lebar sisi roda gigi lurus	$mm$
$W$	Berat benda	$kg$
$M_V$	Momen lengkung vertikal	$kg.mm$
$M_H$	Momen lengkung horisontal	$kg.mm$
$M$	Momen lengkung gabungan	$kg.mm$

$d_s$	Diameter poros	$mm$
$b_{psk}$	Lebar pasak	$mm$
$h_{psk}$	Tinggi pasak	$mm$
$L_{psk}$	Panjang pasak	$mm$
$b_{apsk}$	Lebar alur pasak	$mm$
$t_{apsk}$	Dalam palur pasak	$mm$
$r$	Jari-jari filet	
$\tau_{apsk}$	Teg. geser diijinkan untuk pasak	$kg/mm^2$
$F_{tp}$	Gaya tangensial pada permukaan poros	$kg$
$P_{psk}$	Tekanan permukaan pada dinding pasak	$kg/mm^2$
$\tau$	Tegangan geser poros	$kg/mm^2$
$\varphi$	Defleksi puntiran terhadap poros	$^\circ$
$G$	Modulus geser	$kg/mm^2$
$N_C$	Putaran kritis	$rpm$
$Y_f$	Dalamnya lenturan poros	$mm$
$n_{kb}$	Angka putaran kritis terhadap lengkungan	$rpm$
$L_h$	Umur pakai bantalan	$jam$
$P_a$	Tekanan permukaan	$kg / mm^2$

## DAFTAR GAMBAR

1.	Gambar 2.1	: Mesin gerinda permukaan vertical .....	8
2.	Gambar 2.2	: Mesin gerinda permukaan horizontal .....	9
3.	Gambar 2.3	: Gambar macam-macam penggerjaan penggerindaan permukaan .....	9
4.	Gambar 3.1	: Susunan roda gerinda` .....	14
5.	Gambar 3.2	: Saringan 12 mesh .....	17
6.	Gambar 3.3	: Struktur butir .....	21
7.	Gambar 3.4	: Sistem penandaan standart roda gerinda .....	26
8.	Gambar 3.5	: Bentuk roda gerinda standart .....	27
9.	Gambar 3.6	: Muka roda gerinda standart .....	28
10.	Gambar 3.7	: Cara pemasangan roda gerinda .....	31
11.	Gambar 4.1	: Diagram kinematik <i>speed gear box</i> .....	41
12.	Gambar 4.2	: Diagram struktur untuk <i>gear box</i> .....	42
13.	Gambar 4.3	: Diagram kecepatan <i>speed gear box</i> .....	43
14.	Gambar 4.4	: Diagram kinematik untuk <i>feed gear box</i> .....	48
15.	Gambar 4.5	: Diagram struktur untuk <i>feed gear box</i> .....	48
16.	Gambar 4.6	: Diagram kecepatan untuk <i>feed gear box</i> .....	49
17.	Gambar 4.7	: Skema mesin .....	50
18.	Gambar 4.8	: Konstruksi sabuk-V .....	51
19.	Gambar 4.9	: Transmisi roda gigi kerucut .....	83
20.	Gambar 4.10	: Beban yang dialami poros 1 .....	93
21.	Gambar 4.11	: Gaya pada transmisi sabuk dan puli .....	94
22.	Gambar 4.12	: Pembebanan pada poros 1 .....	98
23.	Gambar 4.13	: Pembebanan pada poros 1 dalam arah horizontal .....	98
24.	Gambar 4.14	: Pembebanan pada poros 1 dalam arah vertical .....	98
25.	Gambar 4.15	: Diagram BMD pada poros 1 dengan pembebanan Arah vertikal dan horizontal .....	100

26. Gambar 4.16 : Beban pada poros 2 .....	106
27. Gambar 4.17 : Gaya yang ditahan poros 2 .....	108
28. Gambar 4.18 : Pembebanan pada poros 2 dalam arah horizontal .....	109
29. Gambar 4.19 : Pembebanan pada poros 2 dalam arah vertical .....	109
30. Gambar 4.20 : Momen lentur vertikal dan horizontal pada poros 2 .....	111
31. Gambar 4.21 : Beban yang dialami poros 3 .....	113
32. Gambar 4.22 : Gaya yang ditahan poros 3 .....	117
33. Gambar 4.23 : Pembebanan pada poros 3 dalam arah horizontal .....	117
34. Gambar 4.24 : Pembebanan pada poros 3 dalam arah vertical .....	118
35. Gambar 4.25 : Momen lentur vertikal dan horizontal poros 3 .....	120
35. Gambar 4.26 : Beban yang dialami poros 4 .....	121
36. Gambar 4.27 : Gaya yang ditahan poros 4 .....	123
37. Gambar 4.28 : Pembebanan pada poros 4 dalam arah horizontal .....	123
38. Gambar 4.29 : Pembebanan pada poros 4 dalam arah vertical .....	124
39. Gambar 4.30 : Momen lentur vertikal dan horizontal poros 4 .....	126
40. Gambar 4.31 : Beban pada poros 5 .....	128
41. Gambar 4.32 : Pembebanan pada poros 5 dalam arah horizontal .....	128
42. Gambar 4.33 : Pembebanan pada poros 5 dalam arah vertical .....	129
43. Gambar 4.34 : Momen lentur vertikal dan horizontal pada poros 5 .....	130
44. Gambar 4.35 : Gaya yang ditahan poros 10 .....	133
45. Gambar 4.36 : Pembebanan pada poros 10 dalam arah horizontal .....	133
46. Gambar 4.37 : Pembebanan pada poros 10 dalam arah vertical .....	134
47. Gambar 4.38 : Momen lentur vertikal dan horizontal poros 10 .....	135
48. Gambar 4.39 : Gaya yang ditahan poros 11 .....	138
49. Gambar 4.40 : Pembebanan pada poros 11 dalam arah horizontal .....	139
50. Gambar 4.41 : Pembebanan pada poros 11 dalam arah vertical .....	140
51. Gambar 4.42 : Momen lentur vertikal dan horizontal poros 11 .....	142
52. Gambar 4.43 : Beban pada poros 12 .....	143
53. Gambar 4.44 : Pembebanan pada poros 12 dalam arah horizontal .....	144

54. Gambar 4.45 : Pembebaan pada poros 12 dalam arah vertical .....	145
55. Gambar 4.46 : Momen lentur vertikal dan horizontal pada poros 12 ...	147
56. Gambar 4.47 : Beban pada poros 13 .....	149
57. Gambar 4.48 : Pembebaan pada poros 13 dalam arah horizontal ....	150
58. Gambar 4.49 : Pembebaan pada poros 13 dalam arah vertical .....	151
59. Gambar 4.50 : Momen lentur vertikal dan horizontal pada poros 13 ...	152
60. Gambar 4.51 : Beban pada poros 14 .....	153
61. Gambar 4.52 : Pembebaan pada poros 14 dalam arah horizontal ....	154
62. Gambar 4.53 : Pembebaan pada poros 14 dalam arah vertical .....	155
63. Gambar 4.54 : Momen lentur vertikal dan horizontal pada poros 14 ...	156
64. Gambar 4.55 : Beban pada poros 16 .....	158
65. Gambar 4.56 : Pembebaan pada poros 16 dalam arah horizontal ....	158
66. Gambar 4.57 : Pembebaan pada poros 16 dalam arah vertical .....	159
67. Gambar 4.58 : Momen lentur vertikal dan horizontal pada poros 16 ...	160
68. Gambar 4.59 : Kopling cakar .....	170

## **GAMBAR LAMPIRAN**

1. Gambar L.1 : Diagram Pemilihan sabuk
2. Gambar L.2 : Diagram Pemilihan modul
3. Gambar L.3 : Diagram Faktor dinamis
4. Gambar L.4 : Diagram Faktor geometri Diagram Faktor geometri
5. Gambar L.5 : Diagram Pemilihan *universal joint*

## **DAFTAR TABEL**

1. Tabel 3.1	: Tabel Ukuran butir-butir abrasive .....	17
2. Tabel 3.2	: Tabel Sistem penandaan roda gerinda .....	25

## **DAFTAR TABEL LAMPIRAN**

1. Tabel L.1 : Tabel Kecepatan potong roda gerinda
2. Tabel L.2 : Tabel Kecepatan benda kerja
3. Tabel L.3 : Tabel Tekanan potong spesifik
4. Tabel L.4 : Tabel Motor induksi
5. Tabel L.5 : Tabel Koreksi daya
6. Tabel L.6 : Tabel Diameter minimum puli
7. Tabel L.7 : Tabel Tinggi kepala profil alur-V
8. Tabel L.8 : Tabel Kapasitas daya
9. Tabel L.9 : Tabel Panjang keliling sabuk
10. Tabel L.10 : Tabel Faktor koreksi
11. Tabel L.11 : Tabel Daerah penyetelan jarak sumbu poros
12. Tabel L.12 : Tabel Faktor bentuk gigi
13. Tabel L.13 : Tabel Faktor dinamis
14. Tabel L.14 : Tabel Faktor beban lebih
15. Tabel L.15 : Tabel Faktor distribusi beban
16. Tabel L.16 : Tabel Tegangan lentur yang diijinkan
17. Tabel L.17 : Tabel Tegangan kontak
18. Tabel L.18 : Tabel Koefisien elastis
19. Tabel L.19 : Tabel Pemilihan bahan poros
20. Tabel L.20 : Tabel Pemilihan poros bintang
21. Tabel L.21 : Tabel Tekanan permukaan pada pasak dan poros bintang
22. Tabel L.22 : Tabel Ukuran pasak
23. Tabel L.23 : Tabel Panjang pasak
24. Tabel L.24 : Tabel Pemilihan bantalan
25. Tabel L.25 : Tabel Faktor v, x, y
26. Tabel L.26 : Tabel Umur bantalan

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 PENGANTAR**

Mesin perkakas adalah suatu mesin yang digunakan untuk membuat benda kerja sesuai dengan bentuk dan ukuran yang dikehendaki. Dengan mesin perkakas ini diharapkan akan menghasilkan benda kerja dengan jumlah yang besar dan dengan kwalitas yang baik tapi dengan harga yang murah.

Alat – alat perkakas bekerja pada mesin perkakas dengan melakukan penyayatan (pemotongan). Karena adanya biaya operasional mesin perkakas yang relatif besar, maka produk – produk yang dihasilkan harganya menjadi lebih mahal. Tetapi karena ketelitian yang tinggi dan kwalitas permukaan yang baik dapat dicapai, maka penggerjaan ini sangat diperlukan.

Untuk menajamkan sisi-sisi sayat perkakas sayat dan penggerjaan bahan-bahan keras dan untuk mendapatkan permukaan-permukaan yang memiliki ketelitian ukuran dan kehalusan yang tinggi, diperlukan metode pengasahan (penggerindaan). Ketelitian setinggi tingginya dapat dicapai bila poros gerindanya bebas getaran pada waktu berputar dan gerak feedingnya serta penyetelan harus berjalan tanpa tumbukan.

## **1.2 Mesin gerinda**

Mesin gerinda (mesin asah) berguna untuk menajamkan sisi sayat perkakas potong dan penggeraan bahan - bahan keras serta untuk permukaan-permukaan yang harus memiliki ketelitian ukuran dan kehalusan permukaan yang sangat tinggi.

Mesin gerinda dirancang untuk menyelesaikan benda kerja yang permukaannya silindris, datar atau penyelesaian permukaan dalam. Jenis permukaan yang dimesin sangat menentukan jenis dari mesin gerinda. Maka mesin gerinda yang digunakan untuk menggerinda bagian permukaan benda kerja disebut mesin gerinda permukaan atau mesin gerinda datar.

Keuntungan yang didapat dari proses penggerindaan sebagai berikut :

1. Merupakan metode yang umum dari pemotongan bahan seperti baja yang dikeraskan. Benda kerja yang memerlukan permukaan keras pertama kali dimesin untuk memberi bentuk selama logam dalam keadaan dilunakkan, hanya sejumlah kecil dari kelebihan bahan yang diperlukan untuk operasi menggerinda.
2. Karena banyaknya mata potong kecil pada roda gerinda, maka memberikan penyelesaian yang sangat halus dan sangat memuaskan pada permukaan singgung dan permukaan bantalan. Kekasaran permukaan yang umum dicapai adalah 0,4 sampai 2200  $\mu\text{m}$ .

3. Penggerindaan dapat menyelesaikan pekerjaan sampai ukuran teliti dalam waktu singkat.
4. Tekanan pada waktu pelepasan logam kecil, sehingga dimungkinkan untuk menggerinda benda kerja yang mudah pecah.

Pengelompokan dari mesin gerinda menurut jenis permukaan yang dihasilkan atau pekerjaan yang dilakukan adalah sebagai berikut :

- |  |  |
|--|--|
| <p>A. Gerinda Silindris</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Benda kerja diantara kedua pusatnya</li> <li>2. Tanpa pusat</li> <li>3. Tempat perkakas</li> <li>4. Poros engkol dan penggunaan khusus</li> </ol>  | <p>E. Gerinda amplas</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Sabuk tunggal</li> <li>2. Piringan</li> <li>3. Butiran lepas</li> <li>4. Roda penahan</li> <li>5. Penggerajian kawat</li> </ol>   |
| <p>B. Gerinda sebelah dalam</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Benda kerja berputar dalam pencekam</li> <li>2. Benda kerja berputar dan ditahan oleh rol</li> <li>3. Benda kerja stasioner</li> </ol>   | <p>F. Gerinda universal</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Benda kerja silindris</li> <li>2. Benda kerja bentuk ulir</li> <li>3. Benda kerja bentuk roda gigi</li> <li>4. Berosilasi</li> </ol>   |
| <p>C. Gerinda permukaan</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Jenis scrut ( meja ulak-alik )           <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Spindle horizontal</li> <li>b. Spindle vertikal</li> </ol> </li> <li>2. Meja putar           <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Spindle horizontal</li> <li>b. Spindle vertikal</li> </ol> </li> </ol> | <p>G. Mesin gerinda spesial</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Rangka ayun – menyobek</li> <li>2. Memotong putus - menggergaji</li> <li>3. Mampu jinjing – menggerinda dengan tangan</li> <li>4. Poros fleksibel – serba guna</li> <li>5. Memprofil – membentuk keliling</li> </ol> |
| <p>3. Gerinda Perkakas</p>   | <p>H. Penyiapan permukaan</p>  |

### **1.3 Pembatasan Masalah**

Mesin gerinda permukaan yang dirancang ini adalah mesin gerinda permukaan yang digunakan untuk menggerinda besi cor. Dan untuk perancangannya penulis membatasi masalah yang akan dibahas antara lain :

1. Bahan yang akan digerinda adalah besi cor.
2. Ukuran maksimum roda gerinda (*wheel*) adalah  $D \times B \times H = 12 \times 1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{4}$  inchi.
3. Pemindahan kecepatan pada transmisi roda gigi dilakukan dengan manual tanpa menggunakan kopling. Pemindahan dilakukan dalam keadaan mesin mati.
4. Kontruksi untuk *handle* pemindah kecepatan tidak dijelaskan secara rinci dan tidak dilakukan perhitungan.
5. Kontruksi untuk penyangga benda kerja, seperti : pencekam dan kontruksi untuk meja hantarannya (*table*) dan kontruksi hantaran *grinding head* tidak dijelaskan secara rinci dan tidak dilakukan perhitungan.
6. Kontruksi rangka dari mesin gerinda ini dianggap kuat dan tidak dilakukan perhitungan.

#### **1.4 Pra Perancangan**

Untuk menyelesaikan perancangan mesin gerinda permukaan ini, prioritas dalam perancangan dan perhitungan disusun dengan langkah – langkah sebagai berikut :

1. Merancang dan menghitung karakteristik dari mesin gerinda permukaan yang meliputi kecepatan potong (*cutting speed*), kecepatan benda kerja (*work speed*), lebar pemakanan (*width of cut*), luas penampang pemotongan, daya yang digunakan untuk menggerakkan mesin gerinda ini, sehingga dapat dipilih motor penggerak dengan daya dan putaran yang sesuai.
2. Merancang dan menghitung transmisi sabuk untuk meneruskan putaran dari motor penggerak.
3. Merancang dan menghitung roda gigi.
4. Merancang dan menghitung poros dan pasak.
5. Merancang dan menghitung bantalan gelinding pada poros roda gigi dan poros transmisi dengan sabuk agar diperoleh ukuran yang standart sehingga bantalan dapat kokoh menempati poros – poros tersebut.
6. Merancang sistem pelumasan pada kotak roda gigi dan pada bantalan gelinding sehingga mesin dapat bekerja dengan baik dan mempunyai umur sesuai dengan kebutuhan.

## **BAB II**

### **MESIN GERINDA PERMUKAAN**

#### **2.1. Pengantar**

Proses penggerindaan atau pengasahan merupakan metode penggerjaan yang paling tua. Tapi dalam perkembangannya menjadi teknik penggerjaan logam yang sempurna. Pada dasarnya menggerinda adalah proses pemotongan atau penyayatan logam dengan alat sebuah roda pengamblas ( roda gerinda ). Dengan mesin ini dapat dihasilkan produk dengan ukuran yang sangat teliti dengan kualitas permukaan yang tinggi dan dilakukan dalam proses waktu yang singkat. Juga dapat dikerjakan benda kerja dengan berbagai macam ukuran dan bentuk dan juga material untuk kontruksi baik yang keras maupun lunak.

Mesin gerinda biasanya digunakan untuk penggerjaan akhir atau proses *finishing* pada permukaan benda kerja yang sebelumnya telah dikerjakan dengan mesin perkakas yang lain. Namun kadang kala mesin ini digunakan untuk penggerjaan yang kasar, seperti pada waktu menghilangkan beram – beram pada benda kerja tuangan. Mesin ini juga dapat digunakan untuk mengasah alat – alat potong dari berbagai mesin perkakas yang sudah tumpul. Nilai penting dari mesin ini tidak terletak pada jumlah dari pemotongan logam yang dihasilkan pada setiap waktu, tetapi dalam keakuratan atau ketelitian pada produknya dan kemampuan untuk memperoleh ketelitian yang tinggi secara mudah dan cepat. Dengan mesin ini benda

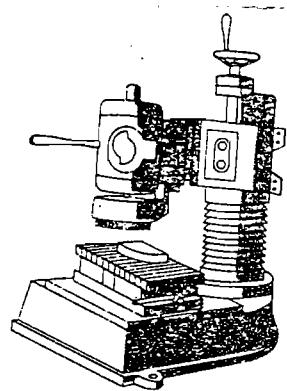
kerja dapat diproduksi lebih cepat, lebih baik kualitas permukaannya, dengan ukuran yang lebih teliti jika dibandingkan dengan proses *finishing* dengan mesin perkakas yang lain.

## **2.2. Mesin Gerinda Permukaan**

Mesin gerinda permukaan digunakan untuk menggerinda pada bagian permukaan benda kerja atau untuk bidang – bidang yang rata. Penggerindaan permukaan ini dapat dilakukan dengan batu gerinda mangkok atau silindris. Oleh karena penggerinda harus dapat melihat benda kerjanya dengan jelas, mesin gerinda permukaan biasanya di buat dengan poros utama vertical kalau batu asahnya berbentuk mangkok dan bila batu asahnya silindris, poros utamanya horizontal.

### **2.2.1. Mesin gerinda permukaan vertikal**

Mesin gerinda permukaan yang bekerja dengan batu gerinda berbentuk mangkok menyayat lebih cepat dari pada mesin gerinda dengan batu gerinda silindris. Karena bidang singgung yang lebih besar antara batu gerinda dan benda kerja, tersangkut lebih banyak butiran – butiran batu gerinda pada waktu penyayatan. Meskipun permukaan yang dihasilkan dengan mesin ini masih cukup baik, tetapi mesin ini tidak dipakai untuk pengasahan yang paling halus.



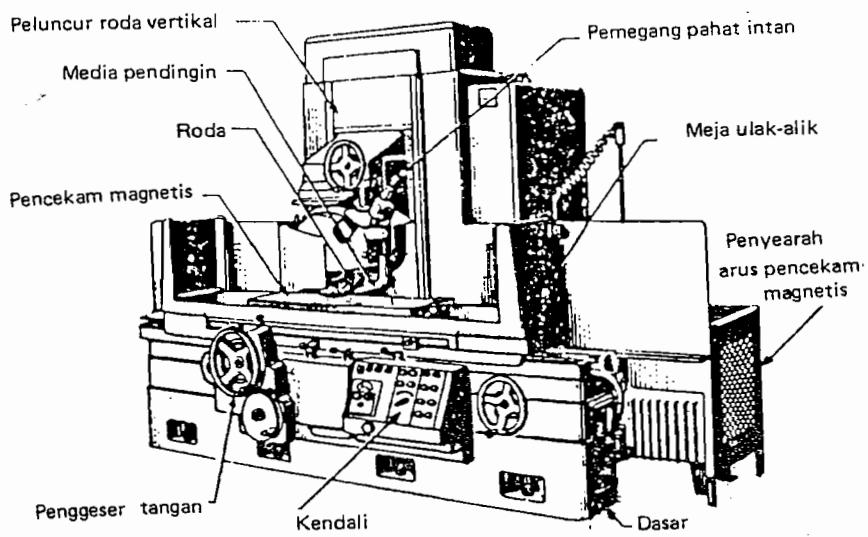
**Gambar 2.1.** Mesin Gerinda Permukaan Vertikal  
Sumber : C. Van Terheijden, Harun, *Alat – alat perkakas 3*. hal. 299,  
Percetakan Bina Cipta, Bandung, 1994

### **2.2.2. Mesin Gerinda Permukaan Horisontal**

Mesin gerinda permukaan horizontal yang menggerinda dengan keliling batu gerinda silindris, cocok untuk pengasahan datar yang paling halus. Karena bidang singgung antara batu gerinda dan benda kerja kecil.

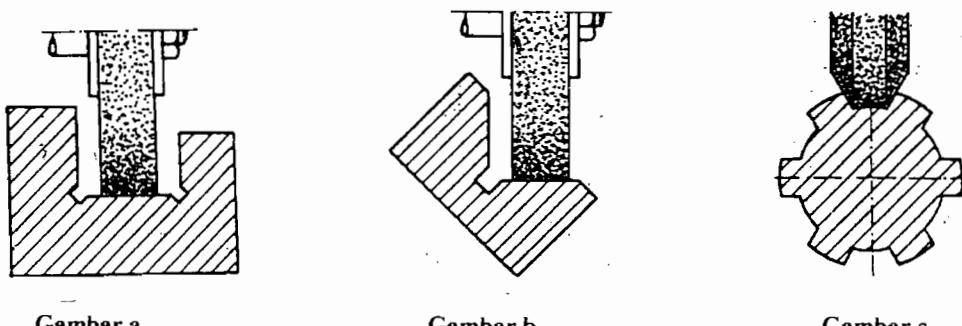
Untuk penggerindaan permukaan ini sekurang kurangnya harus dilakukan empat gerakan :

1. Gerakan putar utama dari roda gerinda.
2. Gerakan penyetelan lurus dari roda gerinda.
3. Gerakan pemakanan ( feeding ) dari benda kerja.
4. Gerakan melintang dari benda kerja.



**Gambar 2.2.** Mesin Gerinda Permukaan Horisontal  
 Sumber : C. Van Terheijden, Harun, *Alat – alat perkakas 1*, hal. 70,  
 Percetakan Bina Cipta, Bandung, 1990

Pada mesin ini dengan batu gerinda silindris selain untuk menggerinda Permukaan yang datar, dapat juga digunakan untuk penggerindaan akhir bidang – bidang hantaran yang dalam ( gambar a ), untuk pengasahan sudut – sudut ( gambar b ), bahkan dapat juga penggerindaan profil – profil memanjang yang dikehendaki pada batu gerinda itu ( gambar c ).



**Gambar 2.3.** Gambar macam – macam penggerindaan permukaan  
 Sumber : C. Van Terheijden, Harun, *Alat – alat perkakas 3*, hal. 301,  
 Percetakan Bina Cipta, Bandung, 1994

### **2.2.3. Bagian – Bagian Utama Mesin Gerinda Permukaan**

Bagian – bagian utama dari mesin gerinda permukaan yang dirancang ini adalah sebagai berikut :

- 1. Motor penggerak**

Motor penggerak merupakan sumber tenaga yang dapat menghasilkan gerakan yang berupa gerakan berputar. Motor yang digunakan tergantung dari besarnya gaya pemotongan pada roda gerinda.

- 2. Kotak transmisi (*gear box*)**

Kotak transmisi berguna untuk meneruskan daya dan putaran dari poros input menuju poros out put untuk memutar roda gerinda. Kotak transmisi ini merupakan rangkaian roda gigi yang disusun dan ditempatkan pada poros yang dipasang dan dilekatkan dengan pasak.

Dengan menggunakan kotak transmisi ini, kita dapat mengatur atau mengubah kecepatan putar dari poros out put sesuai dengan kebutuhan.

- 3. Apron**

Pada mesin gerinda ini juga terdapat apron roda gigi. Yaitu, kotak roda gigi yang digunakan untuk mengatur kecepatan *feeding* dari benda kerja. Apron ini mempunyai putaran input yang berasal dari kotak roda gigi. Putaran ini ditransmisikan ke apron dapat melalui sabuk ataupun melalui poros yang disebut *feed shaft*. Pada apron ini terdapat pasangan *rack* dan *pinion* yang berfungsi merubah gerak putar dari roda gigi menjadi gerakan

mendatar. Rack atau batang bergigi dipasang menjadi satu dengan *table* sedangkan *pinion* terletak di dalam apron.

4. Kepala gerinda (*the grinding head*)

Pada bagian ini terdapat spindle untuk menempatkan dan memutar roda gerinda. Selain melakukan gerak putar, kepala gerinda juga melakukan gerak penyetelan lurus ke benda kerja.

5. Meja mesin (*the machine table*)

Bangku atau meja mesin berfungsi untuk menyangga atau menempatkan benda kerja yang dipegang oleh pencekam dan dipasang pada meja. Meja ini juga melakukan gerak pemakanan (*feeding*) baik secara manual atau otomatis yang kecepatannya diatur oleh apron roda gigi.

6. Kerangka

Kerangka berfungsi untuk menunjang dan menempatkan elemen – elemen dasar mesin gerinda agar dapat berguna dengan baik. Kerangka mesin gerinda ini terbuat dari besi tuang sehingga mampu menahan beban dan getaran dari mesin tersebut dengan baik.

#### 2.2.4. Mekanisme Gerak

Gerakan-gerakan yang terdapat pada mesin perkakas merupakan gerakan yang mengubah suatu bentuk gerakan menjadi gerakan bentuk lain yang digunakan untuk operasi mesin perkakas.

Adapun gerak yang ada pada mesin gerinda ini antara lain :

1. Gerak putar utama

Gerak putar utama dilakukan oleh Spindle pada *the grinding head* untuk memutar roda gerinda.

2. Gerak Pemakanan memanjang

Gerak pemakanan dilakukan oleh benda kerja. Benda kerja yang dipasang pada *table* bergeser mengenai roda gerinda.

3. Gerak Penyetelan Lurus

Gerak penyetelan lurus oleh *the grinding head* dilakukan untuk mengatur kedalaman pemotongan dari roda gerinda. Gerakan ini diatur secara manual dengan menggunakan poros berulir.

4. Gerak Melintang

Gerakan melintang diperlukan untuk menggeser benda kerja agar dapat melakukan gerak makan memanjang pada benda kerja. Gerak makan melintang yang berupa gerak maju dan mundur ini dilakukan oleh *table*. Pengaturan gerakan ini dilakukan secara manual dengan menggunakan roda gigi dan batang bergigi.

## **BAB III**

### **RODA GERINDA**

#### **3.1. Pengantar**

Roda gerinda merupakan jenis batu asah yang berasal dari suatu proses Produksi. Roda gerinda ini merupakan suatu ikatan bahan *abrasive* (amplas) yang diikat dengan bahan perekat.

Dalam proses produksi, roda gerinda ini merupakan bagian dari mesin gerinda yang kegunaan utamanya adalah :

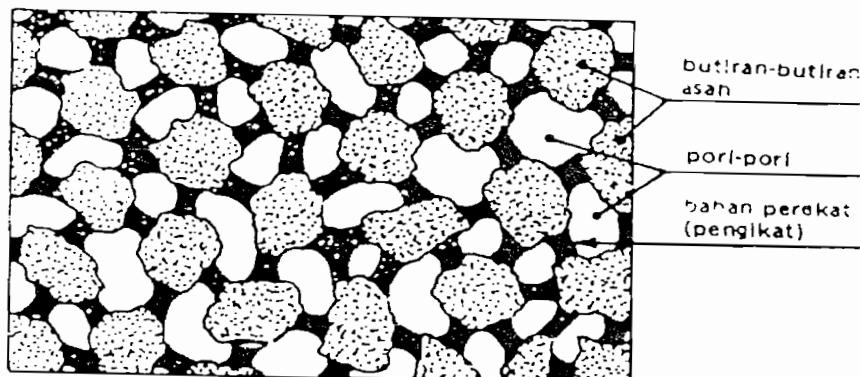
1. Untuk membuang bahan atau mengurangi ukuran bahan.
2. Untuk melakukan pemotongan pada bahan.
3. Untuk penggeraan akhir (*finishing*) yang menghasilkan ukuran yang teliti dan permukaan yang berkualitas tinggi.
4. Untuk menghasilkan sisi potong yang tajam pada perkakas potong.
5. Untuk membentuk permukaan yang datar, silinder, dan bentuk-bentuk lengkung lainnya.

Semua pekerjaan seperti yang disebutkan diatas dapat berhasil apabila roda gerinda yang dipakai cukup keras dan kuat. Sisi potong pada permukaan roda gerinda setelah tumpul dapat pecah (lepas) dengan sendirinya sehingga menimbulkan sisi potong yang baru.

Komponen bahan roda gerinda terdiri dari butir-butir *abrasive* dan bahan perekat, oleh karenanya kondisi fisik dari roda gerinda seperti : besar butir *abrasive* (*abrasive grain* ), struktur butirnya, dan bahan perekatnya harus benar-benar diperhatikan dalam pembuatannya.

### 3.2 Susunan Roda Gerinda

Roda gerinda tersusun dari butir-butir *abrasive*, yang dipersatukan oleh bahan perekat. Dan diantara butir-butir tersebut terdapat pori-pori yang berguna sebagai ruang serpih. Sedangkan tiap butir *abrasive* merupakan sebuah sisi sayat.



**Gambar 3.1.** Susunan roda gerinda  
Sumber : C.van Terheijden, Harun, *Alat – Alat perkakas 3*, hal.317,  
Percetakan bina cipta bandung, 1994

Butir – butir *abrasive* tidak teratur bentuknya, biasanya mempunyai sudut sudut yang negatif yang sangat tidak menguntungkan, namun butir – butir itu mampu juga menyayat logam – logam yang paling keras.

Butir – butir *abrasive* yang telah digunakan untuk proses penggerindaan akan mengalami ketumpulan. Biasanya butir yang tumpul ini tidak dapat diasah dan dia akan terlepaskan dari batunya, sehingga timbul butiran – butiran baru yang tajam yang mengambil alih proses penyayatan. Bahan perekat antar butir – butir dipilih sedemikian rupa, sehingga sebuah butiran yang masih tajam tidak mudah terlepas dan butiran yang sudah tumpul mudah terlepas.

Faktor – faktor yang menentukan baik buruknya kualitas batu gerinda :

1. Jenis butir *abrasive*
2. Ukuran dari besar butir bahan *abrasive*
3. Kekerasan bahan perekat
4. Struktur butir *abrasive*
5. Jenis bahan perekat

### **3.2.1. Jenis Butir Abrasive**

Bahan-bahan *abrasive* alamiah, pasir dan amril, hampir terdesak oleh bahan-bahan amplas buatan. Ada dua jenis bahan *abrasive* buatan yang sering digunakan, yaitu oksida aluminium dan karbida silisium. Oksida aluminium ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) atau korund adalah keras, liat dan kuat. Karenanya ia cocok untuk penggerindaan

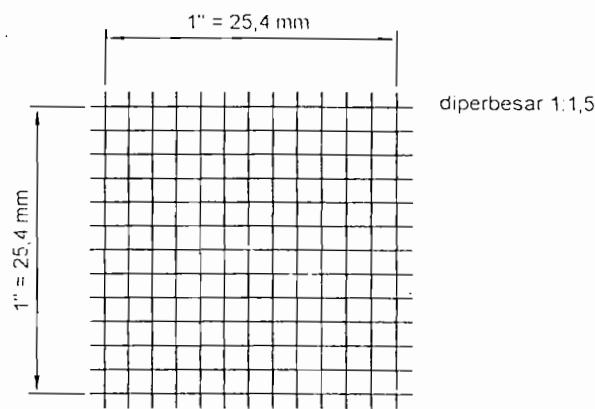
bahan-bahan yang liat dengan kekuatan tarik lebih dari  $35 \text{ kN/cm}^2$ . Termasuk didalamnya semua jenis baja (baja lunak dan yang dikeraskan), baja tuang dan temperguss. Tergantung dari kualitasnya, terdapat korund mulia (putih) dan dinyatakan dengan “A” dan “WA”.

Karbida silisium (SiC) atau karborundum lebih keras daripada korund, tetapi lebih rapuh. Bahan ini dipakai untuk menggerinda bahan-bahan dengan kekuatan tarik kurang dari  $35 \text{ kN/cm}^2$ , diantaranya besi tuang, logam keras, kuningan, perunggu, tembaga, aluminium, karet gelas, batu dan seterusnya. Karbida silisium dinyatakan dengan “C”.

### 3.2.2. Ukuran Butir Abrasive

Besarnya butir-butir *abrasive* menentukan ukuran-ukuran dari serpih-serpih (*chip*) yang disayat dan kelincinan dari permukaan yang digerinda. Jika banyak bahan yang harus disayat, butir-butirnya harus besar. Untuk pengasahan akhir yang mengkilap, diperlukan butir-butir *abrasive* yang sangat halus.

Setelah pemecahan dan penggilingan butir-butir amplas kemudian disalurkan dalam sejumlah ayakan yang berlainan ukuran *mashnya*. Besarnya butiran dinyatakan dengan sebuah nomor, yang sesuai dengan banyaknya *mash* (saringan) tiap inchi (Gambar 5).



**Gambar 3.2.** Saringan 12 mesh  
 Sumber : C. Van Terheijden, Harun, *Alat – alat perkakas 3*, hal. 317,  
 Percetakan Bina Cipta, Bandung, 1994

Nomor-nomor butiran dan ukuran-ukuran yang biasa dipakai menurut ukuran internasional, tercantum pada Tabel 3.1.

Butir-butir amplas yang sangat halus itu dipilih dengan proses pelumpuran. Nomornya ditentukan oleh waktu yang diperlukan lumpurnya untuk mengendap.

**Tabel 3.1. Ukuran butir-butir abrasive**

sangat kasar	Kasar	Pertengahan	Halus	Sangat halus	Halus seperti debu
8 (2.4)	14 (1.4)	30 (0.6)	70 (0.2)	150 (0.085)	280 (0.035)
10 (2.0)	16 (1.2)	36 (0.5)	80 (0.175)	180 (0.075)	320 (0.030)
12 (1.7)	18 (1.0)	46 (0.35)	90 (0.15)	200 (0.060)	400 (0.025)
	20 (0.85)	50 (0.3)	100 (0.125)	220 (0.050)	500 (0.020)
	24 (0.7)	60 (0.25)	120 (0.10)	240 (0.040)	600 (0.15)

Bilangan-bilangan yang berada di dalam tanda kurung ialah ukuran butir-butir *abrasive* dalam mm  
 Sumber : C. van Terheijden, harun, *Alat-alat Perkakas 3*, hal.319. Percetakan Bina Cipta,  
 Bandung, 1994.

### **3.2.3. Kekerasan Bahan Perekat**

Arti dari kekerasan roda gerinda (*grade*) ialah ketahanan bahan perekatnya terhadap terlepasnya butir-butir amplas.

Kekerasan sebuah roda gerinda tidak ditentukan oleh butir-butir amplasnya tetapi oleh kekuatan bahan perekatnya. Tergantung dari bahan perekat yang dipakai, pada kekerasan butiran yang sama, dapat terjadi hasil pengasahan yang sama sekali berbeda.

Untuk bahan-bahan yang keras dipakai roda gerinda yang lunak, sebab disini butir-butirnya cepat tumpul dan karenanya harus dapat terlepas. Untuk bahan-bahan yang lunak, dipakai roda gerinda yang keras, sebab butiran yang agak tumpul masih dapat menyayat dengan baik dan karenanya harus dipertahankan lebih lama.

Kekerasan (kekuatan) bahan perekat tergantung dari :

- a. Tebalnya pematang-pematang bahan perekat
- b. Jarak antara butir-butir *abrasivenya*
- c. Ukuran butiran *abrasive*
- d. Suhu pembakaran roda gerinda

Kekerasan sebuah roda gerinda pada waktu penggerindaan masih dipengaruhi oleh faktor lain. Butir-butirnya tidak akan segera terlepas, bila gaya potong tiap butiran kecil. Bila gaya potong tiap butiran lebih kecil, maka semakin banyak tersedia butir-butir *abrasive* tiap satuan waktunya, atau sedikit bahan yang harus disayatnya.

Sebuah roda gerinda kelihatannya lebih keras pada :

- a. Kecepatan kelilingnya yang lebih tinggi dari roda gerindanya (roda gerinda baru)
- b. Bidang singgung yang lebih besar antara roda gerinda dan benda kerja (penggerindaan rata dan penggerindaan di dalam)
- c. *Feedingnya* lebih kecil (penggerindaan akhir)
- d. Kedalaman penyayatan yang lebih kecil (penggerindaan akhir)

Roda gerinda yang terlalu keras dapat tumpul, karena butir-butir amplasnya terlepas tidak pada waktunya. Roda gerinda ini cenderung untuk tertutup, mengakibatkan noda-noda bakar dan mengakibatkan rengat-rengat pada benda kerja yang dikeraskan yang sedang diasahnya. Roda gerinda yang terlalu lunak menghindaki daya penggerak yang lebih kecil, tetapi cepat aus.

Symbol untuk menyatakan tingkat kekerasan roda gerinda dipakai huruf alphabet, dimana huruf A dipakai untuk menyatakan bahwa roda gerinda tersebut adalah sangat lunak, sedangkan huruf Z adalah untuk menyatakan bahwa roda gerinda tersebut sangat keras.

Sangat Lunak	lunak	setengah keras	keras	sangat keras		
ABCD	DEFG	HJK	LMNO	PQRS	TUVW	XYZ

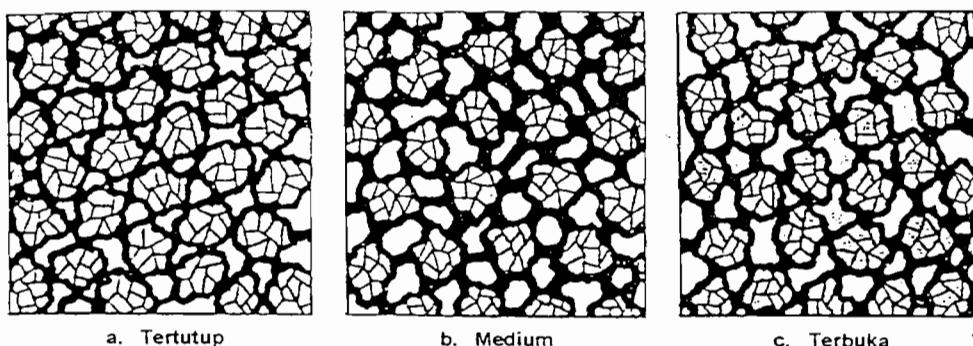
### **3.2.4. Struktur Butir Abrasive**

Roda gerinda yang baik ialah, selain tergantung dari jenis *abrasivenya*, besarnya butir *abrasive* dan kekerasan bahan perekat, juga tergantung dari ‘struktur butirnya.

Arti dari struktur ialah porisitas dari roda gerindanya, yaitu perbandingan volume butir-butir *abrasive* ditambah bahan perekat dan volume pori-porinya.

Tertutup	normal (medium)	terbuka
0 – 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7 – 8 – 9 – 10		

Roda gerinda tertutup hampir tidak digunakan. Roda gerinda dengan struktur terbuka mempunyai berbagai keuntungan. Untuk besar butiran dan kekerasan bahan perekatnya yang sama, ia menyayat lebih cepat daripada roda gerinda dengan struktur normal.



**Gambar 3.3. Struktur butir**

Sumber : Henry D. Burghardt, Aaron Axelrod, James Anderson, Machine Tool Operation Part II. P. 435, McGraw-Hill Book Company, Inc, New York, 1960

Jadi pada sayatan yang sama, untuk roda gerinda dengan struktur terbuka dapat dipilih butiran yang lebih halus daripada untuk struktur normal, sehingga diperoleh permukaan yang lebih licin. Serpih-serpihnya mudah dilemparkan dari pori-pori yang besar sehingga dapat mengasah jauh lebih dingin daripada yang normal. Akan tetapi kerugian dari roda gerinda dengan struktur terbuka adalah, bahwa ia cepat aus, sehingga tidak cocok untuk penggerindaan profil dan penggerindaan akhir dari jumlah-jumlah besar.

Pada umumnya roda gerinda dengan struktur terbuka dipakai, kalau roda gerinda normal :

- a. Terlalu banyak menimbulkan panas, sehingga umpamanya pada baja yang dikeraskan ada kecenderungan terjadinya noda-noda bakar dan rengat-rengat.
- b. Mempunyai kecenderungan untuk tertutup, karena serpih-serpihnya buruk

penyalurannya, misalnya pada penggerindaan rata dengan roda gerinda mangkok dan pada penggerindaan bahan-bahan lunak dan liat seperti logam ringan, karet, gabus, kulit, asbes, seluloid, dan seterusnya.

### **3.2.5. Jenis Bahan Perekat (*Bond*)**

Bahan perekat tidak saja memegang erat-erat butir *abrasivenya*, tetapi menentukan juga berbagai sifat roda gerinda sebagai keseluruhan.

Jenis bahan perekat menentukan kecepatan keliling maksimal yang diperbolehkan dari sebuah roda gerinda. Kekuatan dan kekenyalannya menentukan seberapa tipis sebuah roda gerinda dapat dibuat.

Jenis perekat roda gerinda adalah sebagai berikut :

#### 1. Ikatan Keramik

Ikatan keramik terdiri dari campuran satu atau lebih jenis tanah liat, tanah porselin, "veldspaar" dan kwarsa.

Setelah dicampur dengan bahan atau butir-butir *abrasive* dan pembentukan campuran itu, batu-batu asahnya dibakar pada suhu 1400-1600°C, dimana bahan perekatnya meleleh dan membentuk serupa gelas yang berpori.

Roda gerinda yang diikat secara keramis diberi tanda "V" (*vitrified*).

Roda gerinda ini sangat tahan terhadap cairan-cairan pendingin, cukup kuat dan menyayat baik. Kecepatan keliling paling tinggi yang

diperbolehkan ialah 35 m/detik. Karena kekenyalannya kecil, ikatan ini tidak cocok untuk roda gerinda tipis.

## 2. Ikatan Silikat

Berlawanan dengan ikatan keramik, ikatan silikat sedikit berpori. Untuk itu digunakan silikat-silikat (*waterglass*) berupa cairan yang menjadi keras pada kira-kira 200°C.

Ikatan silikat yang diberi tanda “S” lebih lunak dan lebih kenyal dari pada ikatan keramik. Dengan demikian kita memperoleh roda gerinda yang lunak dan pengasahan yang dingin. Roda gerinda yang diikat dengan silikat biasanya digunakan untuk pengasahan produk-produk baja tipis, seperti pisau-pisau meja. Kecepatan keliling maksimum roda gerinda dengan pengikat silikat adalah 35 m/detik.

## 3. Ikatan Shellac

Ikatan Shellac yang diberi tanda “E” sangat kenyal dan mempunyai kekuatan yang lebih besar daripada kedua ikatan terdahulu. Karena itu ikatan ini cocok untuk roda gerinda yang tipis. Untuk roda gerinda dengan ikatan shellac diperbolehkan kecepatan keliling sebesar 45 m/detik.

Butir-butir *abrasive* yang diikat dengan shellac akan menghasilkan roda gerinda untuk pekerjaan *finishing*, dimana permukaan benda kerja yang halus diperlukan. Dengan demikian roda gerinda dengan bahan pengikat

shellac ini tidak cocok untuk pengasahan kasar atau pemotongan kasar dan pekerjaan-pekerjaan berat.

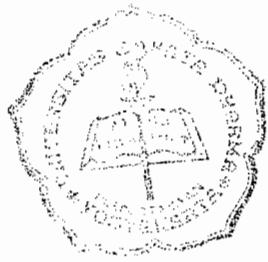
#### 4. Ikatan Bakelit (*resinoid*)

Ikatan bakelit atau resinoid diberi tanda “B” merupakan ikatan arpus buatan yang mengeras pada kira-kira 175°C.

Ikatan ini mempunyai kekuatan tarik yang tinggi, sehingga diperbolehkan kecepatan keliling yang sangat tinggi pada roda gerinda yang diikat dengan bakelit, akan tetapi ia tidak kenyal. Dengan kecepatan keliling sebesar 45 m/detik roda gerinda dengan ikatan bakelit dipakai untuk menghilangkan beram-beram dari benda kerja tuangan dan benda kerja tempaan. Dengan kecepatan keliling sebesar 60 m/detik untuk pengasahan akhir dan dengan kecepatan keliling sebesar 80 m/detik untuk pemotongan.

#### 5. Ikatan Karet

Ikatan karet yang divulkanisir pada temperatur kira-kira 150°C, selain sangat kuat juga sangat kenyal dan karenanya cocok untuk roda gerinda yang sangat tipis. Roda gerinda ini dapat menampung gaya-gaya kepinggir tanpa pecah. Roda gerinda dengan ikatan karet diberi tanda “R”. Diantaranya dipakai untuk pemotongan dengan kecepatan keliling 80 m/detik.



### 3.3. Sistem Penandaan Roda Gerinda

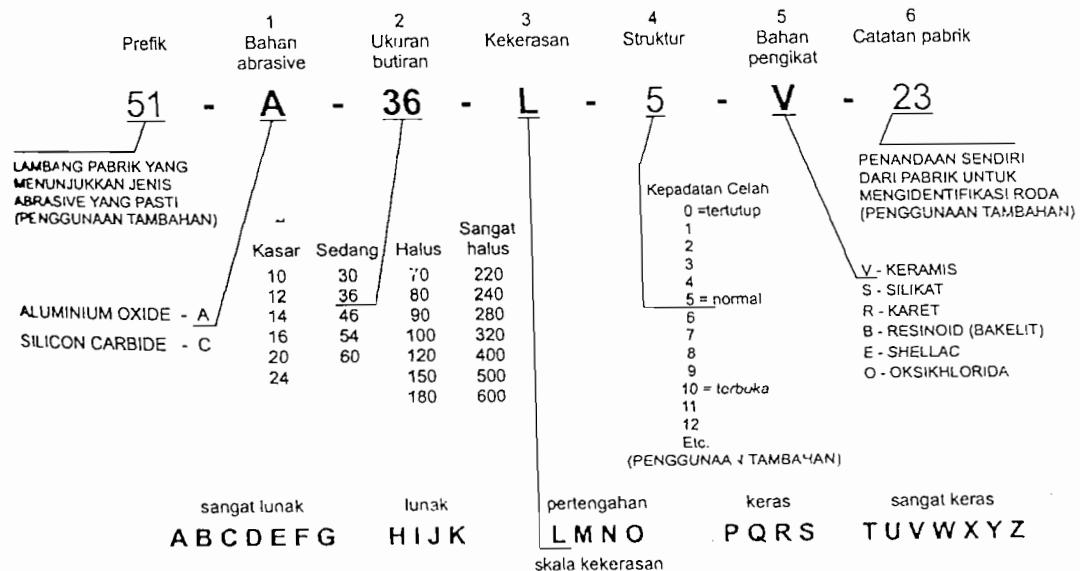
Dikarenakan ada berbagai metode yang dipergunakan oleh pabrikan roda gerinda dalam penandan roda gerinda, maka *Grinding Wheel Manufacturers Associates* menyeragamkan dengan metode penandaan standar.

System penandaan tersebut diterima sebagai standart untuk industri *abrasive*, penandaan ini dibagi dalam 6 bagian berturut-turut sebagai berikut :

Tabel 3.2. Tabel sistem penandaan

Posisi 1	Posisi 2	Posisi 3	Posisi 4	Posisi 5	Posisi 6
Jenis bahan <i>abrasive</i>	Ukuran butiran	Tingkat kekerasan	Struktur butir <i>abrasive</i>	Jenis bahan perekat	Catatan dari pabrik

Diagram sistem penandaan standart roda gerinda ditunjukkan dalam gambar berikut :



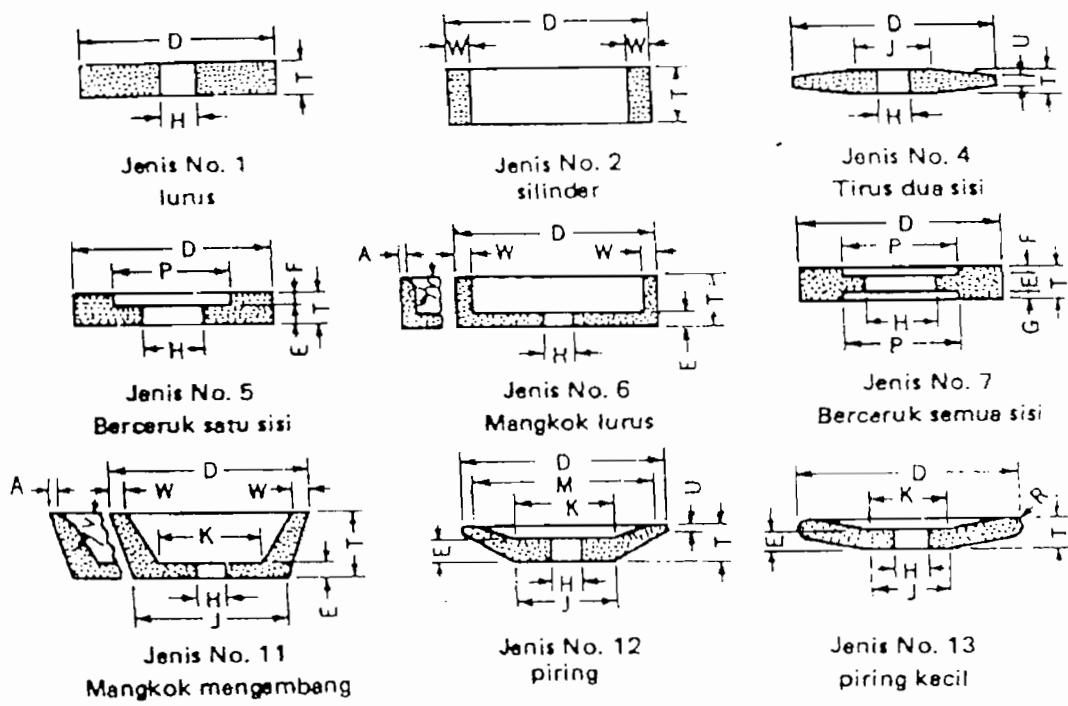
Gambar 3.4. Sistem penandaan standart roda gerinda

### 3.4. Bentuk Roda Gerinda Standart

Jenis mesin dan kapasitas kerja mesin gerinda menentukan pemilihan bentuk dan ukuran roda yang akan digunakan. Bentuk standart yang tersedia ditunjukkan dalam Gambar 3.5.

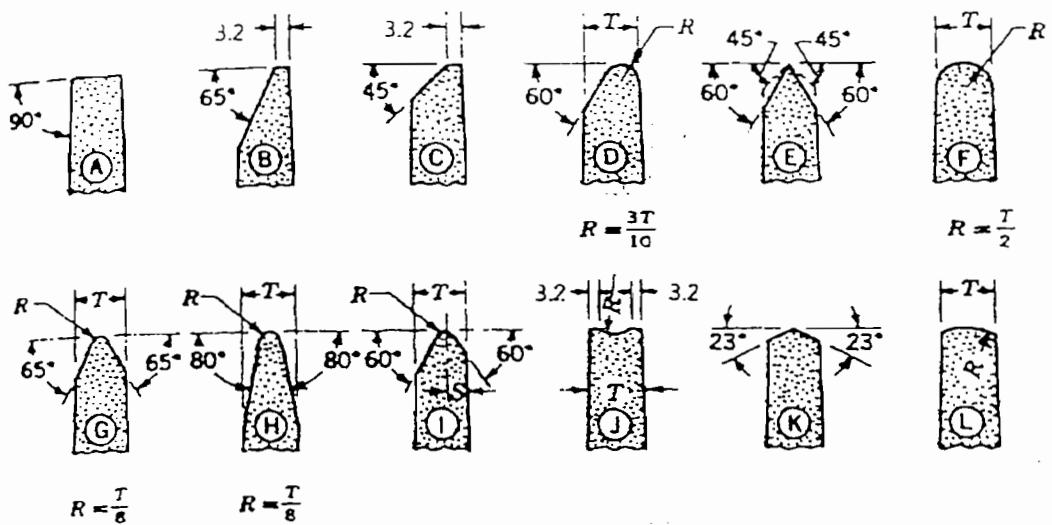
Roda gerinda dari jenis roda lurus telah distandarisasi menurut muka roda ditunjukkan dalam Gambar 3.6.

Untuk mesin gerinda silindris digunakan bentuk roda gerinda No. 1, No.5, dan No. 7.



Gambar 3.5. Bentuk roda gerinda standart

Sumber : B.H. Amstead, Philip F. Ostwald, Myron L. Begeman, Bambang Priambodo, Ir., Teknologi mekanik jilid II, hal. 246, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1989.



**Gambar 3.6.** Muka roda gerinda standart

Sumber : B.H. Amstead, Philip F. Ostwald, Myron L. Begeman, Bambang Priambodo, Ir., Teknologi mekanik jilid II, hal. 247, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1989.

### 3.5. Pemilihan Roda Gerinda

Faktor-faktor yang harus dipertimbangkan dalam memilih spesifikasi roda gerinda sehingga dapat memberikan hasil pekerjaan yang terbaik dan paling efisien yaitu :

1. Material yang akan digerinda
2. Jumlah bagian yang akan dihilangkan, ketepatan dan hasil yang dibutuhkan
3. Area kontak
4. Tipe mesin gerinda

#### 3.5.1. Material yang akan Digerinda

Keputusan apakah akan menggunakan Karbida Silisium (SiC) ataukah oksida

aluminium ( $Al_2O_3$ ) sangat tergantung pada sifat fisis dari bahan yang akan digerinda. Roda karbida silisium dianjurkan untuk bahan yang berkekuatan tarik rendah, misalnya besi cor, kuningan, batu, karet, kulit dan karbuda disemen. Roda oksida aluminium digunakan pada bahan yang mempunyai kekuatan tarik tinggi misalnya baja dikeraskan, baja berkecepatan tinggi, baja paduan dan besi mampu tempa.

Pada prinsipnya, material yang sangat keras membutuhkan roda gerinda yang lebih lunak. Material yang keras melawan pengikisan dari butir *abrasive* dan menyebabkan cepat tumpul. Roda gerinda yang lebih lunak memungkinkan adanya perataan, disini butir – butir *abrasive* akan dilepaskan dan membongkar butir yang baru sehingga timbul butir – butir *abrasive* yang tajam.

### **3.5.2. Jumlah Bagian yang Dihilangkan**

Jumlah bagian (*stock* ) yang dihilangkan oleh roda gerinda, ketepatan dan hasil yang dibutuhkan, mempengaruhi pemilihan ukuran butir *abrasive* dan juga struktur roda gerinda. Bila *stock* yang akan dihilangkan itu berukuran besar, atau diinginkan pelepasan bahan secara cepat, maka butir abrasive bertekstur kasar dan berjarak lebar (struktur terbuka ) diperlukan. Bila *stock* yang akan dihilangkan itu berukuran kecil, maka dipakai butir abrasive bertekstur halus dan dengan jarak kecil ( struktur tertutup ).

### **3.5.3. Area Kontak**

Area kontak antara roda gerinda dan benda kerja mempengaruhi pemilihan ukuran butir *abrasive*, tingkat kekerasan dan struktur roda gerinda.

Butir abrasive yang halus dan berjarak rapat, menyalurkan gaya yang besar pada sejumlah besar tepian yang dipotong. Kekerasan gerinda yang cocok dengan ‘keras medium’ dipilih untuk mencegah perataan roda yang terlalu tinggi, karena gayanya yang kuat cenderung mendorong butir *abrasive* keluar dan terlepas dari roda gerinda.

### **3.5.4. Tipe Mesin yang Digunakan**

Beberapa mesin yang menimbulkan getaran yang lebih dibandingkan dengan jenis lainnya, membutuhkan roda gerinda yang lebih baik, lebih keras dan lebih padat strukturnya. Kombinasi antara kecepatan potong (*cutting speed*) dan pemakanan (*feeding*) material pada mesin yang dibuat dengan cermat, menjadikan perlunya penggunaan roda yang berbeda - beda jenisnya.

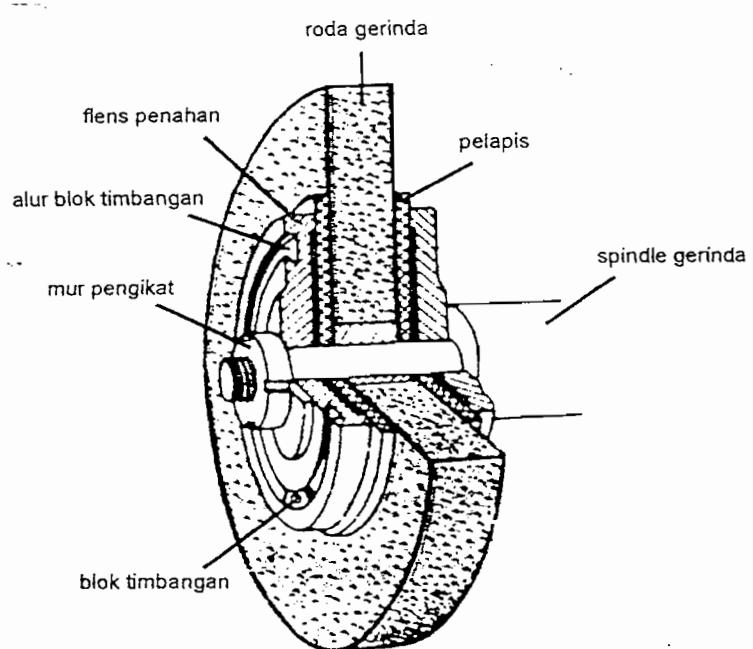
## **3.6. Pemasangan Roda Gerinda**

Roda gerinda di pasang langsung pada poros utama (*spindle shaft*) mesin dan dijepit oleh dua buah flens sebelum diikat oleh mur penjepit. Dalam pelaksanaan pemasangan roda gerinda tersebut setiap roda gerinda dilengkapi dengan bahan pelapis pada lubang porosnya yang terbuat dari bahan lunak.

Langkah – langkah pemasangan roda gerinda adalah sebagai berikut :

- a. Pasang lubang lunak pada lubang poros roda gerinda.

- b. Pasangkan lapisan bahan yang lunak pada kedua sisi roda gerinda. Fungsi bahan pelapis ini adalah mencegah agar flens tidak menekan langsung pada roda gerinda.
- c. Pasangkan flens pada kedua sisi roda gerinda hingga menekan lapisan bahan lunak.
- d. Masukkan roda gerinda pada spindle mesin dan pasang mur pengikatnya. Pengikatan tidak boleh secara berlebihan, sebab akan mengakibatkan pecahnya roda gerinda pada saat menerima beban.



**Gambar 3.7.** Cara pemasangan roda gerinda  
 Sumber : C. van Terheijden, harun, *Alat-alat Perkakas 1*, hal 51, Percetakan Bina Cipta, Bandung, 1994.

Setelah roda gerinda terpasang, diperiksa apakah terjadi keretakan atau tidak. Caranya cukup dengan memukul ringan roda gerinda dengan palu lunak dan mendengarkan bunyi suara yang terjadi. Apabila terdengar bunyi yang nyaring dipastikan roda gerinda masih baik, tetapi bila suaranya tidak nyaring dipastikan roda gerinda mengalami keretakan pada saat pemasangan.

Selanjutnya memeriksa keseimbangan roda gerinda dengan menggeser blok – blok timbangan yang terdapat dalam alur berbentuk ekor burung. Roda gerinda yang tidak seimbang dalam putarannya akan mengakibatkan pemakanan tidak rata dan akan menimbulkan pukulan yang tidak merata pada seluruh bidang roda gerinda yang dapat mengakibatkan roda gerinda retak.

### **3.7. Meratakan / Mengasah Roda Gerinda**

Dimaksudkan untuk menyeimbangkan putaran roda gerinda dan membuat roda gerinda menjadi tajam kembali. Roda gerinda dapat menjadi tumpul setelah digunakan selama beberapa waktu.

Untuk melakukan pengasahan dan meratakan permukaan roda gerinda dipakai alat yang disebut *dresser*. Alat ini dipasang pada dudukan yang dipasang pada *table*.

## **BAB IV**

---

#### **4.1. Penentuan Daya Motor**

Mesin gerinda permukaan yang dirancang digunakan untuk menggerinda permukaan benda kerja yang terbuat dari bahan besi cor. Penentuan daya motor pada mesin perkakas ini didasarkan pada kondisi pemotongan dan kondisi kerja sebagai berikut :

- ◆ Diameter roda gerinda maksimal  $d_{g\text{maks}} = 12$  inchi
  - ◆ Diameter roda gerinda minimal  $d_{g\text{min}} = 6$  inchi
  - ◆ Tebal maksimum roda gerinda  $B = 1\frac{1}{2}$  inchi
  - ◆ Gerak makan melintang  $s = \left( \frac{2}{3} \cdot B \right) \frac{mm}{putaran} \dots\dots\dots (4.1)^1$
  - ◆ Efisiensi mesin yang ditetapkan  $\eta = 0,75$

Berdasarkan Tabel L.1 dan Tabel L.2 maka besar kecepatan potong gerinda  $v_g$  dan kecepatan *feeding* benda kerja  $v_b$  adalah sebagai berikut :

- Kecepatan potong roda gerinda  $v_g = 16 \text{ m/s}$
  - Kecepatan maksimum benda kerja  $v_{bmax} = 6 \text{ feet/menit} = 1,8 \text{ m/menit}$

<sup>1</sup> Cowin., Stanley, *Grinding Practice*, Macgraw-Hill book Company, Inc., New York, 1950, hal 52

Dan dari Tabel L.3, didapat koefisien potong spesifik  $k_m$  berdasarkan material yang dikerjakan yaitu besi cor dan kedalaman potong maksimal yaitu = 1,5 mm.

- Tekanan potong spesifik  $k_m = 120 \text{ kg/mm}^2$

#### **4.1.1 Luas Pemotongan**

Dalam proses penggerindaan permukaan ini, luas penampang pemotongan rata – rata  $q_m$  dapat di rumuskan sebagai berikut :

dibambil nilai – nilai maksimum untuk :

- $a = \text{dept of cut} = 1,5 \text{ mm}$
  - $s = \frac{2}{3} \cdot 38,1 = 25,4 \text{ mm/putaran}$
  - $v_b = 1,8 \text{ m/menit} = 30,48 \text{ mm/s}$
  - $v_g = 16 \text{ m/s} = 16.000 \text{ mm/s} = 960 \text{ m/menit}$

maka luas penampang pemotongan rata – rata adalah :

$$q_m = \frac{1,5 \cdot 25,4 \cdot 30,48}{(16000 + 30,48)} \\ = 0,072 \text{ mm}^2$$

<sup>2</sup> Muin, *Dasar-Dasar Perancangan Perkakas dan Mesin-Mesin Perkakas*, Cv. Rajawali, Jakarta, 1989, hal 266

#### **4.1.2. Gaya Potong**

Gaya potong (*cutting force*) adalah gaya yang diperlukan untuk melawan tahanan gesekan yang timbul pada waktu mata potong roda gerinda memotong benda kerja (*work piece*), yang besarnya sama dengan hasil kali antara tahanan potong spesifik (*specific cutting resistance*) dengan luas penampang potong.

Besarnya gaya potong  $F_c$  dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_c = k_m \cdot q_m \text{ ( kg )} \quad \dots \dots \dots \quad (4.3)^3$$

dengan :

$$k_m = \text{Tekanan potong spesifik } (\text{kg/mm}^2)$$

$$q_m = \text{Luas penampang pemotongan rata – rata } (\text{mm}^2)$$

maka gaya potong pada proses gerinda ini adalah :

$$F_c = k_m \cdot q_m \text{ ( kg )}$$

$$= 120 \cdot 0,072 = 8,7 \text{ kg}$$

#### **4.1.3. Daya motor**

Daya potong dari mesin gerinda ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$P_{out} = \frac{F_c \cdot v}{60 \cdot 102} \text{ (kW)} \quad \dots \dots \dots \quad (4.4)^4$$

dengan :

$$F_c = \text{Gaya potong (kg)}$$

$$v = \text{Kecepatan potong roda gerinda (m/menit)}$$

---

<sup>3</sup> Ibid, hal 89

<sup>4</sup> Ibid, hal 105

sehingga :

$$P_{out} = \frac{8,7 \cdot 960}{60 \cdot 102} = 1,4 \text{ kW}$$

Efisiensi mesin sebesar 75 %, maka daya elektro motor adalah :

$$P_g = \frac{P_{out}}{\eta} = \frac{1,4}{0,75} = 1,8 \text{ kW}$$

Berdasarkan Tabel L.4, dipilih motor induksi tiga fase dengan daya putaran 2,2 kW dengan putaran 1500 rpm.

#### **4.2. Perancangan Putaran Spindle Kepala Gerinda**

Diambil harga – harga untuk :

- Kecepatan potong roda gerinda  $V_g = 16 \text{ m/s} = 960 \text{ m/menit}$
  - Diameter minimum roda gerinda  $d_{\min} = 6 \text{ inch} = 152.4 \text{ mm}$
  - Diameter maksimum roda gerinda  $d_{\max} = 12 \text{ inch} = 304.8 \text{ mm}$

maka putaran poros utama maksimum dan minimum ( putaran *out put spindle*) dapat dihitung sebagai berikut<sup>6</sup> :

$$\bullet \quad n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi \cdot d_{\min}}$$

$$= \frac{1000 \cdot 960}{\pi \cdot 152.4} = 2005.11 \text{ rpm}$$

<sup>5</sup> Ibid, hal 105

<sup>6</sup> Ibid, hal 286

$$\bullet \quad n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{\pi \cdot d_{mak}}$$

$$= \frac{1000 \cdot 960}{\pi \cdot 304.8} = 1002.55 \text{ rpm}$$

$\frac{n_{maks}}{n_{min}}$  = Merupakan Faktor pengatur (R)

Untuk menghitung putaran – putaran spindle kepala gerinda, digunakan sistem deret ukur atau sistem progesi geometri . sistem ini banyak digunakan dalam menghitung putaran pada mesin perkakas karena mempunyai banyak keuntungan, antara lain :

1. Kerugian kecepatan untuk setiap tingkat konstan.
  2. Kerugian produktifitas untuk setiap tingkat konstan.
  3. Sistem transmisinya menjadi sederhana.

Dengan sistem rasio progresi geometri ( $\phi$ ) dapat ditentukan putaran – putaran dengan menggunakan persamaan :

<sup>7</sup> Ibid, hal 277

$$\phi = Z_{ik}^{-1} \sqrt{\frac{n_{maks}}{n_{min}}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.7)^8$$

dengan putaran maksimal dan minimal yang telah dibulatkan menjadi :

$$n_{\text{maks}} = 2000 \text{ rpm}$$

$$n_{min} = 1100 \text{ rpm}$$

**z<sub>tk</sub>** = Jumlah tingkat kecepatan = 6

sehingga :

$$\phi = \sqrt[6-1]{1,8} = 1,12$$

Dengan rasio progresi geometri ( $\phi$ ), maka putaran – putaran spindle kepala gerinda dapat dihitung :

$$n_{Ztk} = n_1 \times \phi^{Ztk-1} \text{ (rpm)} \quad \dots \quad (4.8)^9$$

dengan :

$$n_1 = n_{\min} = 1100 \text{ rpm}$$

$\phi = 1, 12$

Ztk = 1 - 6

sehingga :

$$n_i = 1100 \times 1,12^{-1}$$

= 1100 rpm

$$n_2 = 1100 \times 1,12^{2-1}$$

<sup>8</sup> Muin, *Dasar-Dasar Perancangan Perkakas dan Mesin-Mesin Perkakas*, Cv. Rajawali, Jakarta, 1989, hal. 282

<sup>9</sup> Ibid, hal 286

= 1232 ; Dibulatkan menjadi 1250 rpm

$$n_3 = 1100 \times 1,12^{3-1}$$

= 1379,46 ; Dibulatkan menjadi 1400 rpm

$$n_i = 1100 \times 1,12^{4-1}$$

= 1545,4 ; Dibulatkan menjadi 1550 rpm

$$n_s = 1100 \times 1,12^{5-1}$$

= 1730,87 ; Dibulatkan menjadi 1750 rpm

$$n_6 = 1100 \times 1,12^{6-1}$$

$$= 2000 \text{ rpm}$$

#### **4.2.1. Diagram Struktural**

Diagram transmisi atau diagram struktural adalah susunan letak dari suatu sistem roda gigi dengan lebih dari dua poros yang digambarkan secara grafis, dimana poros utama (*spindle speed*) digambarkan dalam skala logaritma dan poros digambarkan sejajar. Diagram ini berguna untuk merencanakan perbandingan rasio transmisi. Dengan diagram ini akan diperoleh perbandingan rasio transmisi maksimal dan minimal

Mesin gerinda ini direncanakan dengan 6 tingkat kecepatan ( $z_{tk}$ ), dimana  $Z_{tk} = 3x2$  sehingga persamaan strukturnya dapat disusun menjadi 2 formula sebagai berikut:

<sup>10</sup> Ibid, hal 299

dengan :

$R_1$  = Jumlah kecepatan putaran kelompok 1

$V_1$  = Karakteristik transmisi kelompok 1

$R_2$  = Jumlah kecepatan putaran kelompok 2

$V_2$  = Karakteristik transmisi kelompok 2

maka formula strukturnya :

1) Analisis formula struktur 1:

$$\blacklozenge Z_{tk} = R_1(V_1) \times R_2(V_2)$$

$$R_1 = 3 \quad R_2 = 2$$

$$V_1 = 1 \quad V_2 = R_1 = 3$$

$$Z_{tk} = 3(1) \times 2(3)$$

2) Analisis formula struktur 2

$$\blacklozenge Z_{tk} = R_1(V_2) \times R_2(V_1)$$

$$R_1 = 3 \quad R_2 = 2$$

$$V_1 = 1 \quad V_2 = R_2 = 2$$

$$Z_{tk} = 3(2) \times 2(1)$$

sehingga :

$$\left[ \frac{i_{maks}}{i_{min}} \right] = \phi^{(p_1-1) \cdot X_1}$$

$$= \phi^{(3-1) \cdot 1}$$

$$= \phi^2$$

$$\left[ \frac{i_{maks}}{i_{min}} \right] = \phi^{(p_1-1) \cdot X_2}$$

$$= \phi^{(3-1) \cdot 2}$$

$$= \phi^4$$

$$\left[ \frac{i_{maks}}{i_{min}} \right] = \phi^{(p_2-1) \cdot X_2}$$

$$= \phi^{(2-1) \cdot 3}$$

$$= \phi^3$$

$$\left[ \frac{i_{maks}}{i_{min}} \right] = \phi^{(p_2-1) \cdot X_1}$$

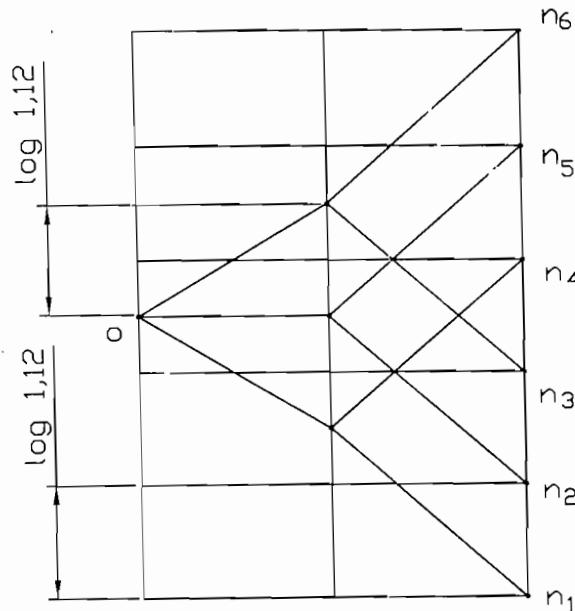
$$= \phi^{(2-1) \cdot 1}$$

$$= \phi^1$$

Untuk formula struktur 1, harga  $\phi^{maks}$  adalah  $1,12^3 = 1,4$ . Sedangkan untuk formula struktur 2,  $\phi^{maks} = 1,12^4 = 1,57$ .

Maka kedua formula struktur diatas memenuhi kriteria pemilihan, karena lebih kecil dari 8 , yang merupakan nilai maksimum jangkauan transmisi sebuah grup transmisi.

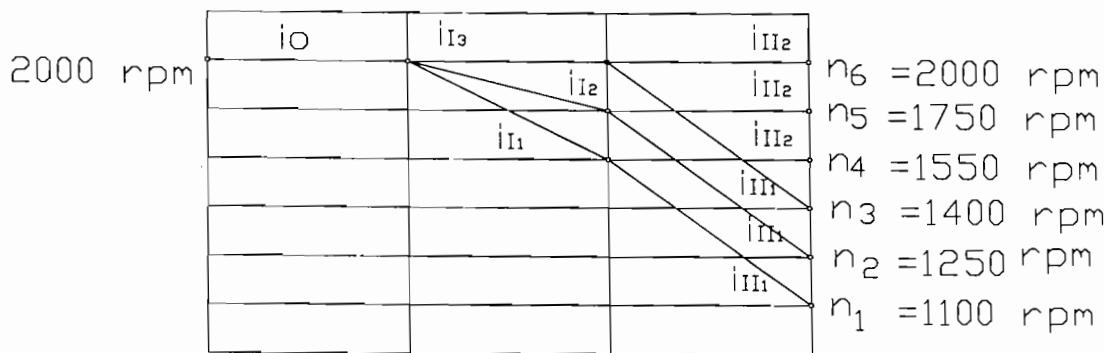
Pemilihan formula terbaik berdasarkan nilai putaran maksimal berharga seminimal mungkin dan putaran minimal berharga semaksimal mungkin. Kondisi tersebut dipenuhi oleh formula 1 yaitu  $Z_{ik} = 3(1) \times 2(3)$ . Sehingga dapat digambarkan diagram struktur sebagai berikut :



**Gambar 4.1.** Diagram struktur untuk *speed gearbox*

#### 4.2.3. Diagram Kecepatan

Diagram ini berguna untuk menentukan nilai dari rasio transmisi dan kecepatan dari semua poros. Rasio maksimal dan minimal yang diijinkan 2 dan 0,25. Berdasarkan diagram struktur diatas, maka dapat ditentukan diagram kecepatan sebagai berikut :

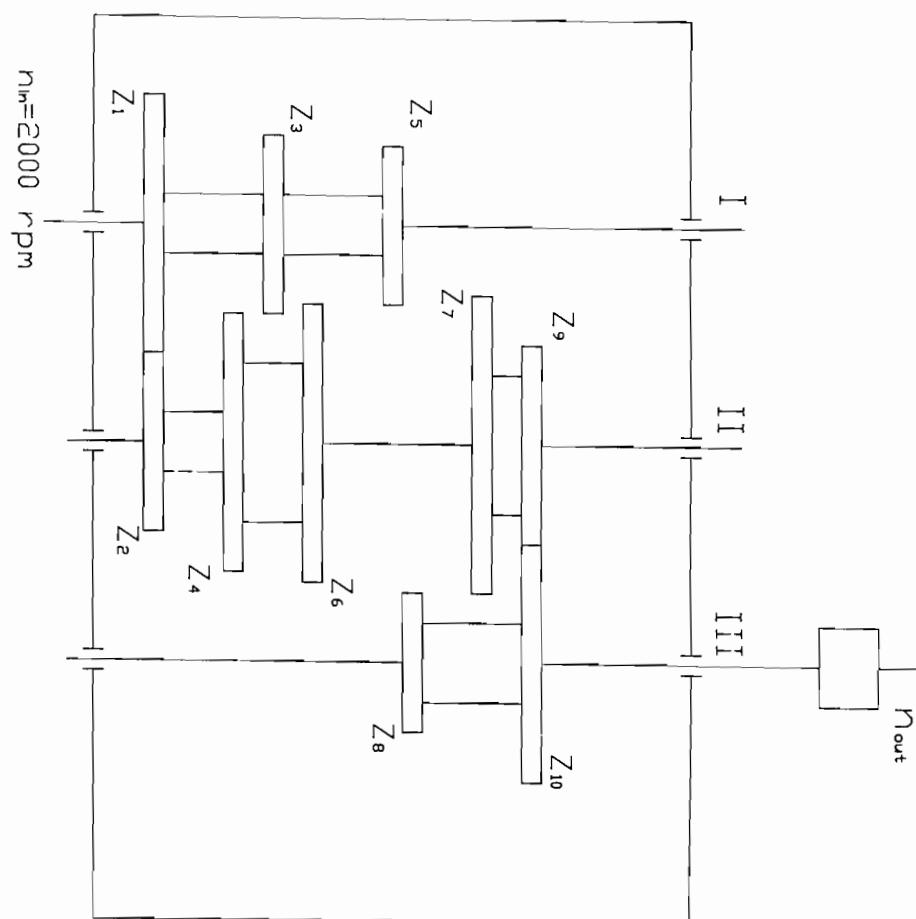


Gambar 4.2. Diagram kecepatan speed gearbox

#### 4.2.3. Diagram Kinematik

Diagram kinematik atau sistem transmisi adalah perhitungan dengan metode semi grafik suatu kotak roda gigi (*gear box*) yang dapat menghasilkan berbagai variasi putaran dengan memasang beberapa pasangan poros yang masing - masing merupakan susunan roda gigi secara seri.

Ada dua metode perhitungan kinematika dari kotak roda gigi mesin perkakas yaitu ; metode analisa dan metode semi grafik. Kedua dapat membantu membagi rasio transmisi kotak roda gigi, tetapi metode semi grafik lebih banyak digunakan.



**Gambar 4.3.** Diagram Kinematik *speed gear box*

### 4.3. Perancangan Putaran *Feed Gear Box*

Putaran out put pada *gear box* ini, digunakan untuk mengatur gerakan meja didalam melakukan proses pemakanan. Gerakan ini bersumber dari putaran utama yang berasal dari *speed gear box*. Putaran ini harus menjamin ketepatan kecepatan pemakanan. Untuk menghitung putaran ini juga menggunakan progesi geometri : Rasio jangkauan kecepatan pemakanan.

$$R = \frac{f_{\text{maks}}}{f_{\text{min}}}$$

$$f_{\text{maks}} = \text{Laju pemakanan maksimal} \\ = 6 \text{ feet /menit}$$

$$f_{\text{min}} = \text{Laju pemakanan minimal} \\ = 4 \text{ feet /menit}$$

$$\text{maka : } R = \frac{6}{4} = 1,5$$

Kecepatan pemakanan direncanakan mempunyai 4 tingkat kecepatan ( $Z_{ik}$ ), maka progresi geometri dapat dihitung dengan :

$$\phi = \sqrt[4]{R}$$

$$\phi = \sqrt[3]{1,5} = 1,14$$

dan harga kecepatan pemakanan ( f ) :

$$f_{(Z_{ik})} = f_1 \cdot \phi^{Z_{ik-1}} \text{ mm /menit}$$

jika  $f_1 = 4$  feet /menit dan pada putaran poros sebesar 1100 rpm,  $f_1 = 1,1$  mm/putaran

maka :

$$f_1 = 1,1 \cdot 1,14^{l-1} = 1,1 \text{ mm/put}$$

$$f_2 = 1,1 \cdot 1,14^{2-1} = 1,254 \text{ mm/put}$$

$$f_3 = 1,1 \cdot 1,14^{3-1} = 1,43 \text{ mm /put}$$

$$f_4 = 1,1 \cdot 1,14^{4-1} = 1,63 \text{ mm /put}$$

Pada perancangan ini menggunakan roda gigi lurus dan sebuah roda gigi kerucut. Pada akhir transmisi, dihubungkan dengan eretan meja melalui *lead screw and nut transmission*.

Putaran feed gear box ini dihitung dengan persamaan :

$$\frac{1}{P} = \frac{1}{f}$$

$$\frac{1}{n_{in}} \times i = \frac{x}{n_{out}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.10)^{11}$$

dengan :

P = Pitch lead screw and nut

= Diambil 18 mm

$f$  = Kecepatan pemakanan

$n_{in}$  = Putaran masuk dari *speed gear box*

$n_{out}$  = Putaran keluar dari *feed gear box*

$i_1$  = Perbandingan roda gigi lurus = 1,6

---

<sup>11</sup> Sudibyo, *Transmisi Roda Gigi*, hal 176

$i_2$  = Perbandingan roda gigi kerucut = 1,7

maka :

1. Untuk putaran spindle 1100 rpm

$$\blacksquare \frac{1}{18} = \frac{x}{1,1} \Leftrightarrow x = 0,06$$

$$\frac{1}{1100} \cdot 1,6 \cdot 1,7 = \frac{0,06}{n_{out}} \Leftrightarrow n_{out1} \approx 25 \text{ rpm}$$

$$\blacksquare \frac{1}{18} = \frac{x}{1,254} \Leftrightarrow x = 0,07$$

$$\frac{1}{1100} \cdot 1,6 \cdot 1,7 = \frac{0,07}{n_{out}} \Leftrightarrow n_{out2} \approx 27 \text{ rpm}$$

$$\blacksquare \frac{1}{18} = \frac{x}{1,43} \Leftrightarrow x = 0,08$$

$$\frac{1}{1100} \cdot 1,6 \cdot 1,7 = \frac{0,08}{n_{out}} \Leftrightarrow n_{out3} \approx 33 \text{ rpm}$$

$$\blacksquare \frac{1}{18} = \frac{x}{1,63} \Leftrightarrow x = 0,09$$

$$\frac{1}{1100} \cdot 1,6 \cdot 1,7 = \frac{0,09}{n_{out}} \Leftrightarrow n_{out4} \approx 37 \text{ rpm}$$

Dengan proses perhitungan yang sama didapatkan putaran – putaran out put dari *feed gear box* yang lain :

2. Untuk putaran spindle 1250 rpm

$$\blacksquare n_{out1} = 28 \text{ rpm}$$

$$\blacksquare n_{out2} = 33 \text{ rpm}$$

- $n_{out3} = 37$  rpm

- $n_{out4} = 42$  rpm

3. Untuk putaran spindle 1400 rpm

- $n_{out1} = 31$  rpm

- $n_{out2} = 36$  rpm

- $n_{out3} = 42$  rpm

- $n_{out4} = 47$  rpm

4. Untuk putaran spindle 1550 rpm

- $n_{out1} = 35$  rpm

- $n_{out2} = 40$  rpm

- $n_{out3} = 46$  rpm

- $n_{out4} = 52$  rpm

5. Untuk putaran spindle 1750 rpm

- $n_{out1} = 35$  rpm

- $n_{out2} = 46$  rpm

- $n_{out3} = 52$  rpm

- $n_{out4} = 58$  rpm

6. Untuk putaran spindle 2000 rpm

- $n_{out1} = 45$  rpm

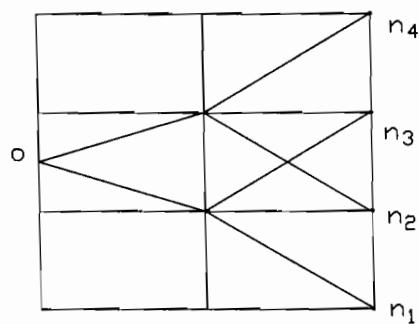
- $n_{out2} = 52$  rpm

- $n_{out3} = 59$  rpm

- $n_{out4} = 67$  rpm

#### 4.3.1. Diagram Struktur

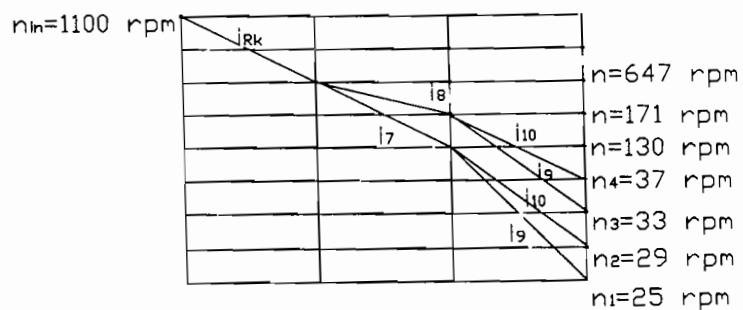
Pada perancangan *feed gear box ini*, direncanakan memiliki 4 tingkat kecepatan. Formula struktur yang dipakai  $Z_{lk} = 2(1) \times 2(2)$ , sehingga dapat digambarkan diagram struktur sebagai berikut :



Gambar 4.4. Diagram Struktur untuk feed gearbox

#### 4.3.2 Diagram Kecepatan Pemakanan

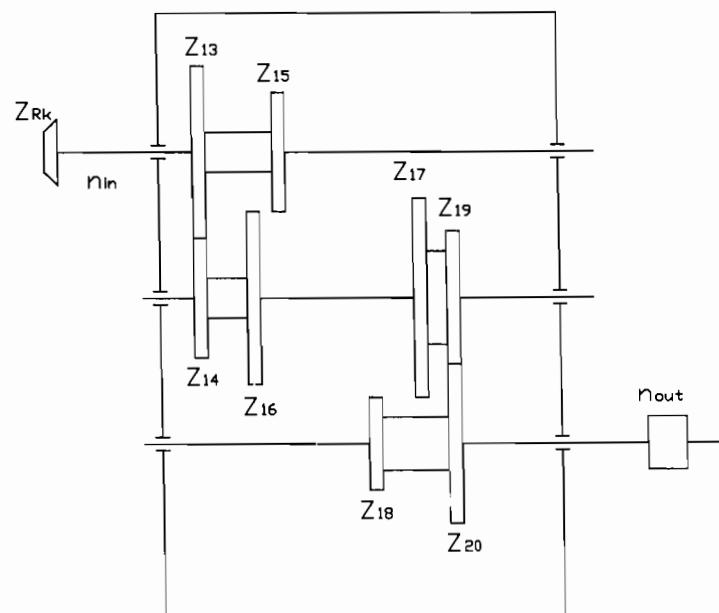
Berdasarkan diagram struktur diatas, maka dapat ditentukan diagram kecepatan pemakanan untuk putaran spindle 1100 rpm :



Gambar 4.5. Diagram Kecepatan untuk feed gearbox

#### 4.3.3. Diagram Kinematik

Diagram kinematik dari *feed gear box* pada mesin gerinda ini dapat digambarkan sebagai berikut :

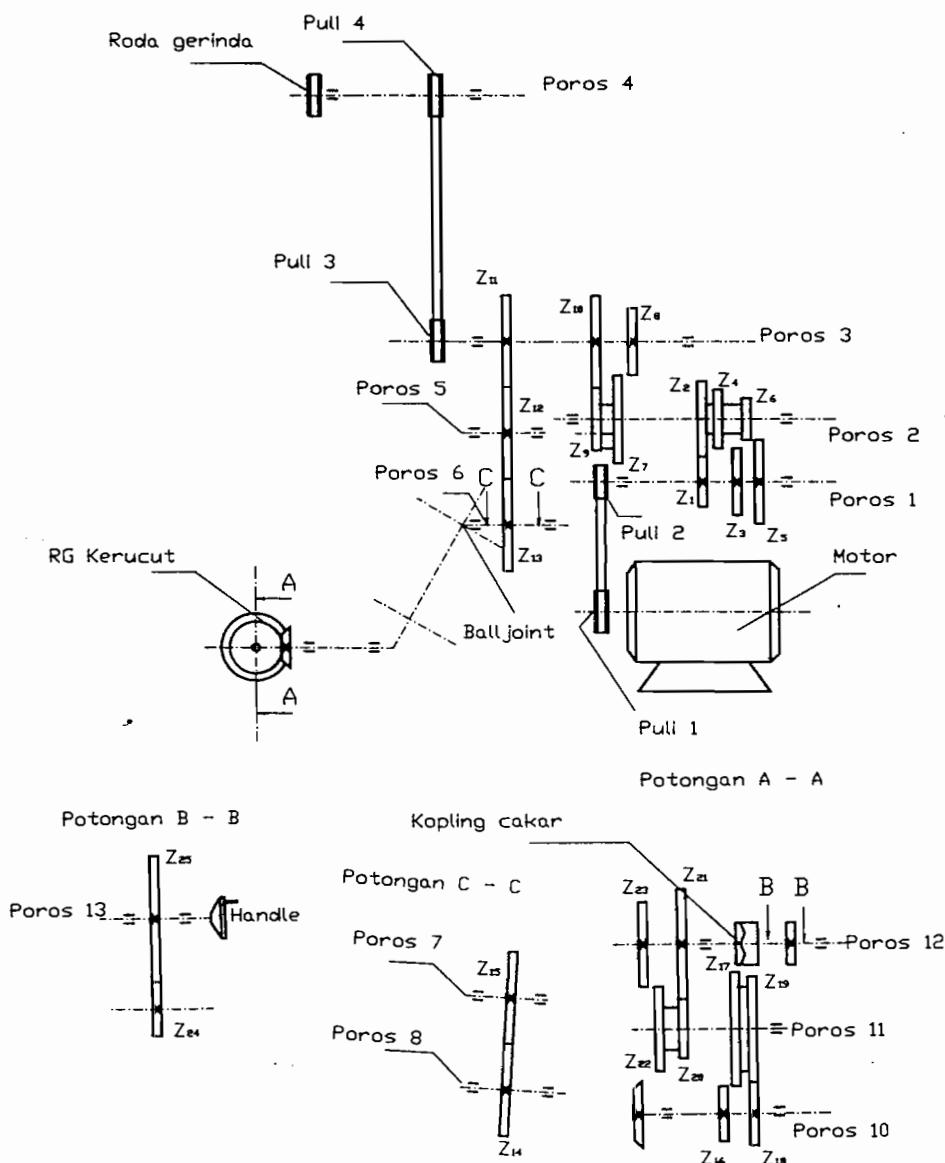


Gambar 4.6. Diagram Kinematik untuk feed gearbox



#### 4.3.3. Skema Mesin

Dari perhitungan – perhitungan diatas maka dapat digambarkan skema dari mesin gerinda permukaan ini :



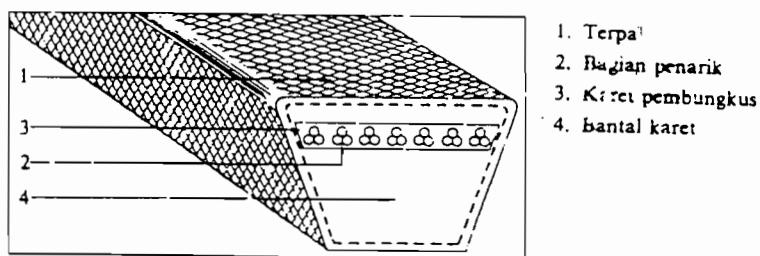
Gambar 4.7. Skema Mesin

#### 4.4.Perhitungan Sabuk

##### Pada putaran in put gear box :

Untuk mentransmisikan daya dari motor listrik ke *speed gearbox* digunakan transmisi sabuk-V. Jenis sabuk-V yang digunakan adalah sabuk-V standart, dengan keuntungan sebagai berikut :

1. Tidak berisik.
2. Dapat menerima dan menahan beban kejut.
3. Jarak poros tidak tertentu.
4. Jarak poros yang lebih besar dapat dicapai.
5. Pemindahan daya berlangsung secara elastik maka tidak memerlukan kopling elastik.
6. Dipandang dari segi kontruksi dan pembuatannya, mudah dan murah.
7. Hanya sedikit memerlukan perawatan (tanpa pelumas)



Gambar 4.8. Konstruksi sabuk-V

Dari data - data yang telah ada, maka dapat dilakukan perhitungan sabuk.

- Daya motor yang digunakan  $P = 2,2 \text{ kW}$
- Putaran motor listrik  $n_{in} = 1500 \text{ rpm}$
- Putaran puli yang digerakkan  $n_{out} = 2000 \text{ rpm}$

sehingga besarnya perbandingan reduksi :

$$i_o = \frac{n_{in}}{n_{out}} \quad \text{maka : } i_o = \frac{1500}{2000} = 0,7$$

Jarak sumbu poros sementara C = 300 mm.

Nilai faktor koreksi (fc) berdasarkan Tabel L.5. Yaitu Tabel faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan, sebesar :  $fc = 1$  diambil sesuai daya maksimum yang diperlukan.

Daya rencana yang ditransmisikan oleh sabuk adalah :

$$\begin{aligned} P_d &= P \times fc \\ &= 1 \times 2,2 = 2,2 \text{ kW} \end{aligned}$$

Momen puntir yang terjadi pada poros penggerak adalah :

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \times \left( \frac{P_d}{n_{in}} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (4.11)^{12}$$

dengan :

$$\begin{aligned} P_d &= \text{Daya rencana} &= 2,2 \text{ kW} \\ n_{in} &= \text{Putaran poros penggerak} &= 1500 \text{ rpm} \end{aligned}$$

maka besarnya momen puntir pada poros penggerak adalah :

---

<sup>12</sup> Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, Jakarta, 1997, hal 7

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \times \left( \frac{2,2}{1500} \right)$$

$$= 1536,45 \text{ kg.mm}$$

Momen puntir yang terjadi pada poros yang digerakkan adalah :

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \times \left( \frac{2,2}{2000} \right) = 1090.88 \text{ kg.mm}$$

Berdasarkan putaran motor 1500 rpm dan daya rencana 2,2 kW, maka digunakan Sabuk-V standart tipe A sesuai dengan Gambar L.1(Diagram pemilihan sabuk).

Diameter minimum puli dipilih berdasarkan Tabel L.6. ( $d_{min}$ ) = 95 mm.

Diameter lingkaran jarak bagi puli penggerak ( $d_p$ ) =  $d_{\min}$  = 95 mm.

Diameter lingkaran jarak bagi puli yang digerakkan adalah :

dengan :

$$d_p = 95 \text{ mm} \quad \text{dan} \quad i_o = 0,7$$

maka :

$$D_p = 95 \times 0,7 = 67,5 \text{ mm}$$

Diameter luar puli penggerak adalah :

dengan :

$$d_p = 95$$

K = Tinggi kepala profil alur-V ( Tabel L.7.)

<sup>13</sup> Ibid, hal 166

<sup>14</sup> Ibid, hal 177

= 4,5 mm (untuk penampang sabuk-V standart tipe A )

maka :

$$d_k = 95 + (2 \times 4,5)$$

$$= 104 \text{ mm}$$

Diameter luar puli yang digerakkan adalah :

$$D_k = 67,5 + (2 \times 4,5)$$

$$= 76,5 \text{ mm}$$

Diameter naf puli penggerak adalah :

$$d_b = \frac{5}{3} \cdot d_{sl} + 10 \quad \dots \dots \dots \quad (4.14)^{15}$$

maka :

$$d_b = \frac{5}{3} \cdot 18 + 10$$

$$= 40 \text{ mm}$$

Diameter rencana naf puli penggerak diambil  $d_{b1} = 50 \text{ mm}$

Diameter naf puli yang digerakkan adalah :

$$D_b = \frac{5}{3} \cdot d_{s2} + 10 \quad \dots \dots \dots \quad (4.15)^{16}$$

$$= \frac{5}{3} \cdot 16 + 10 = 36,66 \text{ mm}$$

Diameter naf puli yang digerakkan diambil  $D_b = 40 \text{ mm}$

Besarnya kecepatan sabuk diperoleh dari persamaan :

---

<sup>15</sup> Ibid, hal 177

<sup>16</sup> Ibid, hal 177

$$v = \frac{(\pi \cdot d_p \cdot n_1)}{(60 \cdot 1000)} \dots \dots \dots \quad (4.16)^{17}$$

$$= \frac{(\pi \cdot 95 \cdot 1420)}{(60 \cdot 1000)} = 7,46 \text{ m/s}$$

Kecepatan sabuk diatas baik, karena tidak melebihi batas kecepatan maksimum yang diijinkan yaitu sebesar 30 m/s.

Syarat jarak sumbu poros :

$$C > 300 - \frac{d_k + D_k}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.17)^{18}$$

maka :

$$C > 300 - \frac{104 + 76,5}{2} = C > 300 - 90,25$$

Baik karena memenuhi syarat :

= 300 mm > 90,25 mm.

Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal dicari dari Table kapasitas daya (Tabel L.8) yang didapat  $P_o = 1,322 \text{ kW}$ .

Panjang keliling sabuk dapat dihitung dengan rumus :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + [(D_p - d_p)^2 / 4C] \quad \dots \dots \dots \quad (4.18)^{19}$$

jika :

$$C = 300$$

<sup>17</sup> Ibid, hal 166

<sup>18</sup> Ibid, hal 177

<sup>19</sup> Ibid, hal 170

$$d_p = 95 \text{ mm}$$

$$D_p = 67,5 \text{ mm}$$

maka panjang keliling sabuk adalah :

$$L = (2 \times 300) + \left( \frac{\pi}{2} \right) (95 + 67,5) + \left[ \frac{(67,5 - 95)^2}{(4 \cdot 300)} \right] = 855,88 \text{ mm}$$

Berdasarkan Tabel L.9. Panjang keliling sabuk yang ada dalam perdagangan adalah = 864 mm dengan nomor nominal sabuk : 34.

Jarak sumbu poros adalah :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)}}{8} \quad \dots \dots \dots \quad (4.19)^{20}$$

dimana :

$$\begin{aligned} b &= 2 \cdot L - \pi(d_p + D_p) \\ &= 2 \cdot 864 - \pi(95 + 67,5) = 1217,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka jarak sumbu poros adalah :

$$\begin{aligned} C &= \frac{1217,5 + \sqrt{1217,5^2 - 8(67,5 - 95)}}{8} \\ &= 304,386 \text{ mm}, \text{ diambil } C = 305 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Besarnya sudut kontak adalah :

$$\theta = 180^\circ - \left[ \frac{\lfloor 57(D_p - d_p) \rfloor}{C} \right] \quad \dots \dots \dots \quad (4.20)^{21}$$

---

<sup>20</sup> Ibid, hal 170

<sup>21</sup> Ibid, hal 173

$$= 180^\circ - \left[ \frac{57(95 - 67,5)}{305} \right] = 174^\circ$$

dengan sudut kontak  $174^\circ$  faktor koreksi dapat dicari dengan berdasarkan Tabel L.10.

Didapatkan  $K\theta = 0,99$ .

Jumlah sabuk yang diperlukan dapat ditentukan dengan rumus :

$$N = \frac{P_d}{Po \cdot K\theta} \quad \dots \dots \dots \quad (4.21)^{22}$$

maka :

$$N = \frac{2,42}{1,322 \cdot 0,99} = 1,68.$$

Jumlah sabuk yang dipakai sebanyak 2 buah.

Daerah penyetelan jarak sumbu poros dipilih berdasarkan Tabel L.11.

Sebelah dalam ( $\Delta Ci$ ) = 20 mm dan sebelah luar ( $\Delta Ct$ ) = 25 mm.

Jadi berdasarkan semua perhitungan diatas, maka spesifikasi dari sabuk-V yang digunakan adalah :

### Sabuk-V type A.

Nomor 34 = panjang sabuk 864 mm

Jumlah sabuk 2 buah

$$d_k = 104 \text{ mm} \quad d_p = 95 \text{ mm} \quad d_b = 50 \text{ mm}$$

$$D_k = 76,4 \text{ mm} \quad D_p = 67,5 \text{ mm} \quad D_b = 40 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros 305 mm dan bahan puli dari FC 30.

<sup>22</sup> Ibid, hal 173

### **Sabuk dan puli pada putaran out put gear box :**

Untuk mentransmisikan daya dari *speed gear box* ke kepala gerinda digunakan transmisi sabuk-V. Dengan menggunakan perhitungan seperti perhitungan sabuk diatas, didapat data – data sabuk –V sebagai berikut :

No	Jenis Perhitungan	Simbol	Hasil Perhitungan
1	Daya motor yang ditransmisikan	N	2,2 kW
2	Perbandingan putaran	I	1
3	Torsi yang dialami poros penggerak	T <sub>1</sub>	2142,8 kg.mm
4	Torsi yang dialami poros tergerak	T <sub>2</sub>	2142,8 kg.mm
5	Bahan puli	-	FC 42
6	Tegangan geser yang diijinkan	$\tau_a$	5,16 kg /mm <sup>2</sup>
7	Jenis sabuk	-	Tipe A
8	Diameter lingkaran jarak bagi puli penggerak	d <sub>p</sub>	95 mm
9	Diameter lingkaran jarak bagi puli tergerak	D <sub>p</sub>	95 mm
10	Diameter kepala puli penggerak	d <sub>k</sub>	104 mm
11	Diameter kepala puli tergerak	D <sub>k</sub>	104 mm
12	Diameter naf puli penggerak	d <sub>b</sub>	50 mm
13	Diameter naf puli tergerak	D <sub>b</sub>	50 mm
14	Kecepatan sabuk	V	5,74
15	Kapasitas daya	P <sub>o</sub>	1,08 kW
16	Panjang keliling sabuk	L	1397 mm

17	Nomor nominal sabuk	-	55
18	Jarak sumbu poros	C	608 mm
19	Sudut kontak	$\theta$	$180^0$
20	Jumlah sabuk	N	2 buah

#### 4.5. Penentuan Rasio Putaran

Rasio diperoleh dari perbandingan putaran input dan putaran output dan rasio total dari suatu transmisi adalah hasil kali dari rasio masing – masing tahap :

$$i_{Total} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \dots \dots \dots \quad (4.22)^{23}$$

sehingga berdasarkan diagram kinematika, didapat :

- $i_{I_1} = \frac{n_a}{n_b}$

- $i_{I_2} = \frac{n_c}{n_d}$

- $i_{I_3} = \frac{n_e}{n_f}$

- $i_{II_1} = \frac{n_g}{n_h}$

- $i_{II_2} = \frac{n_i}{n_j}$

Telah diketahui sebelumnya bahwa putaran poros 1 ( $n_1$ ) = 2000 rpm dan putaran output pada poros 3 masing – masing adalah :

- $n_{III_1} = 1100 \text{ rpm}$
- $n_{III_4} = 1550 \text{ rpm}$

- $n_{III_2} = 1250 \text{ rpm}$
- $n_{III_5} = 1750 \text{ rpm}$

- $n_{III_3} = 1400 \text{ rpm}$
- $n_{III_6} = 2000 \text{ rpm}$

---

<sup>23</sup> Muin,*Dasar-Dasar Perancangan Perkakas dan Mesin-Mesin Perkakas*, Cv.Rajawali,Jakarta,1989, hal 294

dan perbandingan transmisi pada poros 3 menjadi :

- $i_{III_1} = i_{I_1} \cdot i_{II_1} = \frac{n_I}{n_{III_1}}$  ;      •  $i_{III_4} = i_{I_1} \cdot i_{II_2} = \frac{n_I}{n_{III_4}}$
  
- $i_{III_2} = i_{I_2} \cdot i_{II_1} = \frac{n_I}{n_{III_2}}$  ;      •  $i_{III_5} = i_{I_2} \cdot i_{II_2} = \frac{n_I}{n_{III_5}}$
  
- $i_{III_3} = i_{I_3} \cdot i_{II_1} = \frac{n_I}{n_{III_3}}$  ;      •  $i_{III_6} = i_{I_3} \cdot i_{II_2} = \frac{n_I}{n_{III_6}}$

sehingga didapat :

- $i_{I_1} \cdot i_{II_1} = 1,81$       •  $i_{I_1} \cdot i_{II_2} = 1,29$
  
- $i_{I_2} \cdot i_{II_1} = 1,6$       •  $i_{I_2} \cdot i_{II_2} = 1,14$
  
- $i_{I_3} \cdot i_{II_1} = 1,42$       •  $i_{I_3} \cdot i_{II_2} = 1$

maka dari analisa didapatkan :

$$i_{I_1} = 1,29$$

$$i_{I_2} = 1,14$$

$$i_{I_3} = 1$$

$$i_{II_1} = 1,42$$

$$i_{II_2} = 1$$

Dengan proses perhitungan yang sama diperoleh perbandingan – perbandingan putaran pada *feed gear box*, yaitu :

$$i_{A_1} = 5$$

$$i_{A_2} = 3,8$$

$$i_{B_1} = 5,2$$

$$i_{B_2} = 4,5$$

Dari rasio – rasio diatas ini dapat digunakan untuk melakukan perhitungan-perhitungan selanjutnya.

#### **4.6. Perhitungan Roda Gigi**

## Pasangan Roda Gigi 1:

$$P = 2,2 \text{ kW}.$$

Putaran roda gigi pertama  $n_{in} = 2000$  rpm.

Rasio putaran  $i_{I_1} = 1,29$  dan putaran out put  $n_{out}(n_{II_1})$ :

$$i_{I_1} = \frac{n_{in}}{n_{H_1}} = 1,29$$

$$n_{H_1} = \frac{2000}{1,29} = 1587,3 \text{ rpm} ; \text{ dalam perancangan ini diambil } 1550 \text{ rpm.}$$

Apabila jarak sumbu poros (a) diambil 100 mm dan factor koreksi  $f_c = 1$ , maka :

- Daya rencana

$$P_d = f_c \times P \quad \dots \dots \dots \quad (4.23)^{24}$$

$$= 1 \times 2,2 = 2,2 \text{ kW}$$

- Diameter sementara bagi  $d_1'$  dan  $d_2'$  :

$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{1+i} \quad \dots \dots \dots \quad (4.24)^{25}$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 100}{1 + 1,29} = 87,33 \text{ mm}, \text{ dibulatkan menjadi } 88 \text{ mm.}$$

<sup>24</sup> Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, Jakarta, 1997, hal 238

<sup>25</sup> Ibid, hal 216

$$d_2' = \frac{2 \cdot a \cdot i}{1+i} \quad \dots \dots \dots \quad (4.25)^{26}$$

$$= \frac{2 \cdot 100 \cdot 1,29}{1 + 1,29} = 112,66 \text{ mm, dibulatkan menjadi } 113 \text{ mm.}$$

Modul pahat diambil dari Gambar L.2.(Diagram pemilihan modul) = 2 dan sudut tekanannya  $\alpha_o = 20^\circ$ , sehingga jumlah gigi ( $Z$ ) dapat dicari :

- $Z_1 = \frac{d_1'}{m} = \frac{88}{2} = 44$  buah..... (4.26)<sup>27</sup>

- $Z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{113}{2} = 56,5$ , dibuat 57 buah.

Didapatkan perbandingan gigi :

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{57}{44} = 1,29 \quad \dots \dots \dots \quad (4.27)^{28}$$

dan diameter lingkaran jarak bagi (roda gigi standart) diperoleh :

$$\bullet \quad d_{91} = Z_1 \cdot m \quad \dots \dots \dots \quad (4.28)^{29}$$

$$= 44 \times 2 = 88 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad d_{02} = Z_2 \cdot m = 57 \cdot 2 = 114 \text{ mm}$$

dan untuk jarak sumbu poros didapat :

$$Ao = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.29)^{30}$$

<sup>26</sup> Ibid, hal 216

<sup>27</sup> Ibid, hal 214

<sup>28</sup> Ibid. hal 216

<sup>29</sup> Ibid. hal 241

<sup>30</sup> Ibid. hal 216

$$AO = \frac{88 + 114}{2} = 101 \text{ mm.}$$

Dianggap kelonggaran sisi ( $C_o$ ) tidak diperhitungkan atau = 0, maka kelonggaran puncak ( $C_k$ ):

$$= 0,25 \times 2 = 0,5 \text{ mm.}$$

sedangkan perhitungan diameter kepala (dk) :

- $dk_1 = (Z_1 + 2) \cdot m$  ..... (4.31)<sup>32</sup>

$$= (44+2) \cdot 2 = 92 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad dk_2 = (Z_2 + 2) \cdot m = (57 + 2) \cdot 2 = 118 \text{ mm}$$

dan diameter kaki (df) diperoleh :

- $df_1 = (Z_1 - 2) \cdot m - 2Ck$  ..... (4.32)<sup>33</sup>

$$= (44 - 2) \cdot 2 - (2 \times 0,5) = 83 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad df_2 = (Z_2 - 2) \cdot m - 2Ck$$

$$= (57 - 2) \cdot 2 - (2 \cdot 0,5) = 109 \text{ mm.}$$

## Kedalaman pemotongan :

$$H = 2 \times m + Ck = 2 \times 2 + 0,5 = 2 \text{ mm}$$

Factor bentuk gigi (Y) didapat dari Tabel L.12. Tabel bentuk gigi.

Dan dengan subsitusi linier didapatkan :

<sup>31</sup> Ibid, hal 219

<sup>32</sup> Ibid, hal 219

<sup>33</sup> Ibid, hal 248

- $Y_1 = 0,396 + (0,408-0,396) \cdot \frac{1}{7} = 0,397$

- $Y_2 = 0,408 + (0,421-0,408) \cdot \frac{7}{10} = 0,417$

Diperoleh kecepatan keliling :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_{in}}{60 \cdot 1000} \dots \dots \dots \quad (4.33)^{34}$$

$$= \frac{\pi \cdot 88 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 9,21 \text{ m/s}$$

dengan gaya tangensial :

$$F_t = \frac{102 \cdot P_d}{v} \dots \dots \dots \quad (4.34)^{35}$$

$$= \frac{102 \cdot 2,2}{9,21} = 24,35 \text{ kg.}$$

Misalkan roda gigi ini merupakan roda gigi teliti, dan dengan kecepatan ( $v$ ) = 9,21 m/s, maka faktor dinamis ( $f_v$ ) dapat dilihat dari Tabel L.13(Table faktor dinamis),

sehingga,  $f_v = \frac{3}{3+9,21} = 0,245$

Penentuan bahan – bahan gigi :

- Pada Pinyon

Bahan S 35 C dengan kekuatan tarik  $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan sisi gigi  $HB_1 = 178$

---

<sup>34</sup> Ibid, hal 238

<sup>35</sup> Ibid, hal 238

Tegangan lentur  $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$

- Pada gigi besar :

Bahan SC 42 dengan kekuatan tarik  $\sigma_{B2} = 42 \text{ kg/mm}^2$

Kekerasan permukaan sisi gigi  $HB_2 = 140$

Tegangan lentur  $\sigma_{a2} = 12 \text{ kg/mm}^2$

Apabila faktor tegangan kontak (KH) diambil antara baja dengan kekerasan 200 HB dan besi cor, maka  $KH = 0,079 \text{ kg/mm}^2$ ,  
dan beban lentur per satuan lebar adalah :

$$Fb' = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4.36)^{36}$$

maka :

$$Fb_1' = 26 \cdot 2 \cdot 0,397 \cdot 0,245 = 5,05 \text{ kg/mm}^2$$

$$Fb_2' = 12 \cdot 2 \cdot 0,417 \cdot 0,245 = 2,45 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} .$$

dan beban roda gigi per satuan lebar dapat dicari dengan :

$$FH' = f_v \cdot KH \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4.37)^{37}$$

maka :

$$= 0,245 \cdot 0,079 \cdot 88 \cdot \frac{2 \cdot 57}{44 + 57} = 1,92 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Nilai  $1,92 \text{ kg/mm}^2$  menjadi harga minimum dari  $FH'$  atau  $= F_{\min}$

kemudian lebar sisi gigi dapat dicari dengan persamaan :

<sup>36</sup> Ibid, hal 240

<sup>37</sup> Ibid, hal 244

$$b = \frac{F_t}{F_{\min}} \dots \quad (4.38)^{38}$$

$$= \frac{24,35}{1,92} = 12,66 \text{ mm, diambil } 13 \text{ mm.}$$

Momen puntir yang akan dialami poros dan pasak akibat gaya – gaya dari pasangan roda gigi ini sebesar :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \quad \dots \dots \dots \quad (4.39)^{39}$$

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{2,2}{2000} = 1071,4 \text{ kg.mm}$$

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{2,2}{1550} = 1382,96 \text{ kg.mm}$$

Roda gigi diatas baik digunakan jika memenuhi persyaratan – persyaratan sebagai berikut :

- $\frac{b}{m} \leq 10$  Maka,  $\frac{13}{2} = 6,5$  memenuhi persyaratan karena  $< 10$ .
  - $\frac{d_{01}}{b} \geq 1,2$  Maka,  $\frac{90}{13} = 6,9$  memenuhi persyaratan karena  $> 1,2$

maka diperoleh ukuran pasangan roda gigi 1, yaitu :

$$\begin{array}{llll}
 m = 2 & \alpha_o = 20^\circ & Z_1 = 44 \text{ buah} & Z_2 = 57 \text{ buah} \\
 d_{01} = 88 \text{ mm} & d_{02} = 114 \text{ mm} & dk_1 = 92 \text{ mm} & dk_2 = 118 \\
 df_1 = 83 \text{ mm} & df_2 = 109
 \end{array}$$

<sup>38</sup> Ibid, hal 240

<sup>39</sup> Ibid, hal 2

Pinyon menggunakan bahan S 35 C, roda gigi besar menggunakan SC 42.

Dengan menggunakan proses perhitungan yang sama maka didapatkan data – data untuk pasangan roda gigi yang lainnya. Yaitu :

### **Pasangan Roda Gigi 2 :**

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	$i_{I_2}$	1,14
2	Putaran masuk	$n_{in}$	2000 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	1750 rpm
4	Daya rencana	$P_d$	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 3	$Z_3$	48 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 4	$Z_4$	53 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 4	$d_{03}$	96 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 4	$d_{04}$	106 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	101 mm
10	Diameter kepala RG 3	$dk_3$	100 mm
11	Diameter kepala RG 4	$dk_4$	110 mm
12	Diameter kaki RG 3	$df_3$	91 mm
13	Diameter kaki RG 4	$df_4$	101 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	2 mm
15	Kecepatan kelingking	V	$10,05 \frac{m}{s}$

16	Gaya tangensial	Ft	22,32 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 3	Fb <sub>3</sub>	7,835 kg /mm <sup>2</sup>
18	Beban lentur per satuan lebar RG 4	Fb <sub>4</sub>	3,679 kg /mm <sup>2</sup>
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	2,93 kg /mm <sup>2</sup>
20	Lebar sisi gigi	b	8 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	T <sub>1</sub>	1071,4 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	T <sub>2</sub>	1199,77 kg.mm

### Pasangan Roda Gigi 3 :

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	i <sub>I<sub>3</sub></sub>	1
2	Putaran masuk	n <sub>in</sub>	2000 rpm
3	Putaran keluar	n <sub>out</sub>	2000 rpm
4	Daya rencana	Pd	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 5	Z <sub>5</sub>	50 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 6	Z <sub>6</sub>	51 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 5	d <sub>05</sub>	100 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 6	d <sub>06</sub>	102 mm

9	Jarak sumbu poros	$A_0$	101 mm
10	Diameter kepala RG 5	$dk_5$	104 mm
11	Diameter kepala RG 6	$dk_6$	106 mm
12	Diameter kaki RG 5	$df_5$	95 mm
13	Diameter kaki RG 6	$df_6$	97 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	2 mm
15	Kecepatan keling	V	$10,47 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	21,43 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 5	$Fb_5$	7,72 kg/mm <sup>2</sup>
18	Beban lentur per satuan lebar RG 6	$Fb_6$	3,57 kg/mm <sup>2</sup>
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	2,91 kg/mm <sup>2</sup>
20	Lebar sisi gigi	b	8 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	$T_1$	1071,4 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	$T_2$	1071,4 kg.mm

#### Pasangan Roda Gigi 4 :

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	$i_{H_1}$	1,42

2	Putaran masuk	$n_{in}$	1550 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	1100 rpm
4	Daya rencana	$P_d$	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 7	$Z_7$	42 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 8	$Z_8$	59 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 7	$d_{07}$	84 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 8	$d_{08}$	118 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	101 mm
10	Diameter kepala RG 7	$dk_7$	88 mm
11	Diameter kepala RG 8	$dk_8$	122 mm
12	Diameter kaki RG 7	$df_7$	79 mm
13	Diameter kaki RG 8	$df_8$	113 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	2 mm
15	Kecepatan klliling	V	$6,98 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	32,12 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 7	$Fb_7$	$6,13 \text{ kg/mm}^2$
18	Beban lentur per satuan lebar RG 8	$Fb_8$	$3,01 \text{ kg/mm}^2$
19	Beban roda gigi per satuan lebar	$FH$	$2,32 \text{ kg/mm}^2$
20	Lebar sisi gigi	$b$	14 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C

22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	$T_1$	1382,96 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	$T_2$	1948 kg.mm

### Pasangan Roda Gigi 5 :

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	$i_{H_2}$	1
2	Putaran masuk	$n_{in}$	1550 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	1550 rpm
4	Daya rencana	$P_d$	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 9	$Z_9$	50 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 10	$Z_{10}$	51 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 9	$d_{09}$	100 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 10	$d_{10}$	102 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	101 mm
10	Diameter kepala RG 9	$dk_9$	104 mm
11	Diameter kepala RG 10	$dk_{10}$	106 mm
12	Diameter kaki RG 9	$df_9$	95 mm
13	Diameter kaki RG 10	$df_{10}$	97 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	2 mm

15	Kecepatan kllling	V	$8,11 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	27,64 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 9	Fb <sub>9</sub>	5,72 kg /mm <sup>2</sup>
18	Beban lentur per satuan lebar RG 10	Fb <sub>10</sub>	2,65 kg /mm <sup>2</sup>
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	2,15 kg /mm <sup>2</sup>
20	Lebar sisi gigi	b	13 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	T <sub>1</sub>	1382,96 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	T <sub>2</sub>	1382,96 kg.mm

**Pasangan Roda Gigi 6 = Pasangan Roda Gigi 7 = Pasangan Roda Gigi 8 =**

**Pasangan Roda gigi 9 :**

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	i	1
2	Putaran masuk	n <sub>in</sub>	1100 rpm
3	Putaran keluar	n <sub>out</sub>	1100 rpm
4	Daya rencana	Pd	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi input	Z <sub>in</sub>	75 buah
6	Jumlah gigi roda gigi out put	Z <sub>out</sub>	76 buah

7	Diameter lingkaran jarak bagi RG input	$d_{in}$	150 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG output	$d_{out}$	152 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	151 mm
10	Diameter kepala RG input	$dk_{in}$	154 mm
11	Diameter kepala RG output	$dk_{output}$	156 mm
12	Diameter kaki RG input	$df_{in}$	145 mm
13	Diameter kaki RG output	$df_{out}$	147 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	4,5 mm
15	Kecepatan kelingiling	V	$8,7 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	25,8 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG input	$Fb_{in}$	$5,8 \text{ kg/mm}^2$
18	Beban lentur per satuan lebar RG output	$Fb_{out}$	$2,7 \text{ kg/mm}^2$
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	$3,1 \text{ kg/mm}^2$
20	Lebar sisi gigi	b	10 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42



23	Momen puntir pada poros in put	$T_1$	1948 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	$T_2$	1948 kg.mm

### Pasangan Roda Gigi 10 :

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	$i_{A_2}$	5
2	Putaran masuk	$n_{in}$	647 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	130 rpm
4	Daya rencana	$P_d$	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 16	$Z_{16}$	17 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 17	$Z_{17}$	84 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 16	$d_{16}$	51 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 17	$d_{17}$	252 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	101,5 mm
10	Diameter kepala RG 16	$dk_{16}$	57 mm
11	Diameter kepala RG 17	$dk_{17}$	258 mm
12	Diameter kaki RG 16	$df_{16}$	44 mm
13	Diameter kaki RG 17	$df_{17}$	245 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	4,5 mm
15	Kecepatan kelingking	V	$1,72 \frac{m}{s}$

16	Gaya tangensial	Ft	129,8 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 16	Fb <sub>16</sub>	11,3 kg /mm <sup>2</sup>
18	Beban lentur per satuan lebar RG 17	Fb <sub>17</sub>	7,5 kg /mm <sup>2</sup>
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	4,8 kg /mm <sup>2</sup>
20	Lebar sisi gigi	b	27 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	T <sub>1</sub>	33119 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	T <sub>2</sub>	16546,7 kg.mm

### Pasangan Roda Gigi 11 :

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	i <sub>A<sub>2</sub></sub>	3,8
2	Putaran masuk	n <sub>in</sub>	647 rpm
3	Putaran keluar	n <sub>out</sub>	171 rpm
4	Daya rencana	Pd	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 18	Z <sub>18</sub>	32 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 19	Z <sub>19</sub>	119 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 18	d <sub>18</sub>	64 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 19	d <sub>19</sub>	238 mm

9	Jarak sumbu poros	$A_0$	151 mm
10	Diameter kepala RG 18	$dk_{18}$	68 mm
11	Diameter kepala RG 19	$dk_{19}$	242 mm
12	Diameter kaki RG 18	$df_{18}$	59 mm
13	Diameter kaki RG 19	$df_{19}$	233 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	4,5 mm
15	Kecepatan keliling	V	$2,2 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	102 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 18	$Fb_{18}$	19,1 kg /mm <sup>2</sup>
18	Beban lentur per satuan lebar RG 19	$Fb_{19}$	10,2 kg /mm <sup>2</sup>
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	7,5 kg /mm <sup>2</sup>
20	Lebar sisi gigi	b	14 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	$T_1$	33119,01 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	$T_2$	12530,99 kg.mm

### Pasangan Roda Gigi 12 :

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	$i_{B_1}$	5,2

2	Putaran masuk	$n_{in}$	130 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	25 rpm
4	Daya rencana	$P_d$	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 20	$Z_{20}$	11 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 21	$Z_{21}$	48 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 20	$d_{20}$	77 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 21	$d_{21}$	336 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	206,5 mm
10	Diameter kepala RG 20	$dk_{20}$	91 mm
11	Diameter kepala RG 21	$dk_{21}$	350 mm
12	Diameter kaki RG 20	$df_{20}$	61,25 mm
13	Diameter kaki RG 21	$df_{21}$	320,25 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	4,5 mm
15	Kecepatan klliling	V	$0,542 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	$F_t$	428,144 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 20	$F_{b20}$	52,5 kg /mm <sup>2</sup>
18	Beban lentur per satuan lebar RG 21	$F_{b21}$	10,23 kg /mm <sup>2</sup>
19	Beban roda gigi per satuan lebar	$F_H$	8,42 kg /mm <sup>2</sup>
20	Lebar sisi gigi	$b$	51 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C

22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	$T_1$	16546,7 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	$T_2$	85712 kg.mm

**Pasangan Roda Gigi 13 :**

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	$i_{B_2}$	4,5
2	Putaran masuk	$n_{in}$	130 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	29 rpm
4	Daya rencana	$P_d$	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 22	$Z_{22}$	14 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 23	$Z_{23}$	55 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 22	$d_{22}$	84 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 23	$d_{23}$	330 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	207 mm
10	Diameter kepala RG 22	$dk_{22}$	96 mm
11	Diameter kepala RG 23	$dk_{23}$	342 mm
12	Diameter kaki RG 22	$df_{22}$	69 mm
13	Diameter kaki RG 23	$df_{23}$	315 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	13,5 mm

15	Kecepatan klliling	V	$0,571 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	$392,5 \text{ kg}$
17	Beban lentur per satuan lebar RG 22	$F_{b22}$	$30,7 \text{ kg/mm}^2$
18	Beban lentur per satuan lebar RG 23	$F_{b23}$	$20,83 \text{ kg/mm}^2$
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	$8,8 \text{ kg/mm}^2$
20	Lebar sisi gigi	b	$45 \text{ mm}$
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	$T_1$	$16546,7 \text{ kg.mm}$
24	Momen puntir pada poros out put	$T_2$	$73965,5 \text{ kg.mm}$

#### Pasangan Roda Gigi 14 :

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	i	0,3
2	Putaran masuk	$n_{in}$	20 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	67 rpm
4	Daya rencana	Pd	0,8 W
5	Jumlah gigi roda gigi 24	$Z_{24}$	116 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 25	$Z_{25}$	35 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 24	$d_{24}$	232 mm

8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 25	$d_{25}$	70 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	151 mm
10	Diameter kepala RG 24	$dk_{24}$	236 mm
11	Diameter kepala RG 25	$dk_{25}$	74 mm
12	Diameter kaki RG 24	$df_{24}$	227 mm
13	Diameter kaki RG 25	$df_{25}$	55 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	4,5 mm
15	Kecepatan kelingking	V	$0,242 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	0,4 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 24	$Fb_{24}$	$20,5 \text{ kg/mm}^2$
18	Beban lentur per satuan lebar RG 25	$Fb_{25}$	$7,7 \text{ kg/mm}^2$
19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	$7,47 \text{ kg/mm}^2$
20	Lebar sisi gigi	b	10 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	$T_1$	38,96 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	$T_2$	11,63 kg.mm

Pasangan roda gigi 15 berpasangan dengan roda gigi 28, dimana ketiga roda gigi tersebut memiliki data yang sama, yaitu :

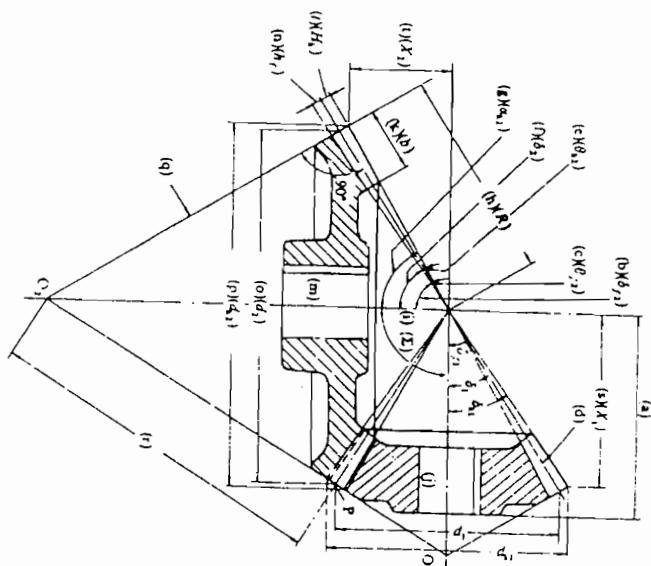
**Pasangan Roda Gigi 15 :**

No	Jenis Perhitungan	Symbol	Hasil Perhitungan
1	Rasio putaran	$i$	1
2	Putaran masuk	$n_{in}$	25 rpm
3	Putaran keluar	$n_{out}$	25 rpm
4	Daya rencana	$P_d$	2,2 kW
5	Jumlah gigi roda gigi 26	$Z_{26}$	34 buah
6	Jumlah gigi roda gigi 27	$Z_{27}$	35 buah
7	Diameter lingkaran jarak bagi RG 26	$d_{26}$	204 mm
8	Diameter lingkaran jarak bagi RG 27	$d_{27}$	210 mm
9	Jarak sumbu poros	$A_0$	207 mm
10	Diameter kepala RG 26	$dk_{26}$	216 mm
11	Diameter kepala RG 27	$dk_{27}$	222 mm
12	Diameter kaki RG 26	$df_{26}$	189 mm
13	Diameter kaki RG 27	$df_{27}$	196,5 mm
14	Kedalaman pemotongan	H	13,5 mm
15	Kecepatan kelingiling	V	$0,267 \frac{m}{s}$
16	Gaya tangensial	Ft	840,4 kg
17	Beban lentur per satuan lebar RG 26	$Fb_{26}$	53,2 kg/mm <sup>2</sup>
18	Beban lentur per satuan lebar RG 27	$Fb_{27}$	24,7 kg/mm <sup>2</sup>

19	Beban roda gigi per satuan lebar	FH	15,04 kg /mm <sup>2</sup>
20	Lebar sisi gigi	b	56 mm
21	Bahan Pinyon	-	S 35 C
22	Bahan roda gigi besar	-	SC 42
23	Momen puntir pada poros in put	T <sub>1</sub>	85712 kg.mm
24	Momen puntir pada poros out put	T <sub>2</sub>	85712 kg.mm

### **Pasangan Roda gigi kerucut :**

Transmisi ini digunakan untuk mentransmisikan putaran diantara poros-poros yang saling tegak lurus.



- (a) Jarak sisi belakang
  - (b) Sudut kerucut kaki
  - (c) Sudut kaki
  - (d) Kerucut jarak bagi
  - (e) Sudut kepala
  - (f) Sudut kerucut jarak bagi
  - (g) Sudut kerucut lepala
  - (h) Sisi keracut
  - (i) Sudut poros
  - (j) Lubang poros
  - (k) Lebar muka
  - (l) Kepala
  - (m) Lubang poros
  - (n) Kaki
  - (o) Diametere lingkaran jarak bagi
  - (p) Diameter lingkaran kepala
  - (q) Kerucut belakang
  - (r) Jarak kerucut belakang
  - (s)(t) Jarak dari puncak kerucut sampai puncak luar gigi

**Gambar 4.9.** Transmisi roda gigi kerucut  
(Sumber : Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. hal 267)

Sudut kerucut jarak bagi penggerak ( $\delta_1$ ) :

$$\delta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{1}{i} \right) \text{ (°)} \quad \dots \quad (4.40)^{40}$$

dengan :  $i = 1,7$

$$\text{maka : } \delta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{1}{1,7} \right) (^\circ)$$

$$= 30,46^{\circ}$$

Sudut kerucut jarak bagi yang digerakan ( $\delta_2$ ) :

$$\delta_2 = \tan^{-1} i ({}^\circ) = \tan^{-1} 1,7 ({}^\circ) = 59,53 {}^\circ \quad (4.41)^{41}$$

Diameter jarak bagi ujung luar penggerak ( $d_1$ ) :

$$d_1 = 2 \cdot R \cdot \sin \delta_1 \text{ (mm)} \quad \dots \dots \dots \quad (4.42)^{42}$$

dengan :  $R = \text{sisi kerucut} \approx 130$  (asumsi)

maka :

$$d_1 = 2 \cdot 130 \cdot \sin 30,46^\circ \approx 184 \text{ mm}$$

Diameter jarak bagi ujung luar yang digerakkan ( $d_2$ ) :

$$d_2 = 2 \cdot R \cdot \sin \delta_2 \text{ (mm)}$$

$$= 2 \cdot 130 \cdot \sin 59,53 = 225 \text{ mm.}$$

Jarak bagi diametral ( $p$ ) = 5 (asumsi)

<sup>40</sup> Ibid, hal 269

<sup>41</sup> Ibid, hal 269

<sup>42</sup> Ibid, hal 268

$$\text{Modul (m)} : m = \frac{25,4}{p} = \frac{25,4}{5} = 5,08$$

Sudut tekanan pahat  $\alpha_o = 20^0$

Jumlah gigi penggerak ( $Z_1$ ) :

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{132}{5,08} = 26 \text{ buah.}$$

Jumlah gigi yang digerakkan ( $Z_2$ ) :

$$Z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{225}{5,08} = 45 \text{ buah}$$

Kecepatan keliling (v) :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{132 \cdot \pi \cdot 1100}{60 \cdot 1000} = 7,6 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial (Ft) :

$$F_t = \frac{102 \cdot P_d}{v} (kg) = \frac{102 \cdot 2,2}{7,6} = 29,5 \text{ kg}$$

Gaya radial penggerak :

$$F_{rl} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4.43)$$

$$\text{maka : } F_{rl} = 29,5 \cdot \tan 20 \cdot \cos 30,46$$

$$= 9,25 \text{ kg}$$

Gaya radial tergerak :

$$F_{r2} = 29,5 \cdot \tan 20 \cdot \cos 59,53 = 5,44 \text{ kg}$$

Gaya aksial penggerak :

$$F_{akl} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad \dots \dots \dots \quad (4.44)$$

$$= 29,5 \cdot \tan 20 \cdot \sin 30,46 = 5,44 \text{ kg}$$

Gaya aksial tergerak :

$$F_{ak2} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_2$$

$$= 29,5 \cdot \tan 20 \cdot \sin 59,53 = 9,25 \text{ kg}$$

kelonggaran puncak ( $C_k$ ) :

$$C_k = 0,188 \cdot m = 0,188 \cdot 5,08 = 0,955 \text{ mm}$$

Faktor perubahan kepala :

$$X_1 = 0,46 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots \quad (4.45)^{43}$$

$$\text{maka : } X_1 = 0,46 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{26}{45} \right)^2 \right] = 0,3 \text{ dan } X_2 = -0,3$$

Tinggi kepala bagi penggerak ( $h_k$ ) :

$$\text{maka : } h_{k1} = (1 + 0,3) \cdot 5,08 = 6,64 \text{ mm}$$

Tinggi kepala bagi tergerak ( $h_{k2}$ ) :

$$h_{k2} = (1 - 0,3) \cdot 5,08 = 3,55 \text{ mm}$$

Tinggi kaki penggerak ( $h_{fl}$ ) :

<sup>43</sup> Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, Jakarta, 1997, hal 269

209

44

Ibid, hal 246

$$h_{f1} = (1 - x_1) \cdot m + C_k \quad \dots \dots \dots \quad (4.47)^{45}$$

sehingga :  $h_{f1} = (1 - 0,3) \cdot 5,08 + 0,955 = 4,51 \text{ mm}$

Tinggi kaki tergerak ( $h_{f2}$ ) :

$$h_{f2} = (1 + x_2) \cdot m + C_k$$

$$\text{sehingga : } h_{f2} = (1 + 0,3) \cdot 5,08 + 0,955 = 7,56 \text{ mm}$$

Kedalaman gigi penuh (H) :

$$H = 2 \cdot m + C_k \quad \dots \dots \dots \quad (4.48)^{46}$$

sehingga :  $H = 2 \cdot 5,08 + 0,955 = 11,1$  mm.

Sudut kepala penggerak ( $\theta_{k1}$ ) :

$$\theta_{kl} = \tan^{-1} \left[ \frac{h_{kl}}{R} \right] \quad \dots \dots \dots \quad (4.49)^{47}$$

$$\text{maka : } \theta_{kl} = \tan^{-1} \left[ \frac{6,64}{130} \right] = 2,92^\circ$$

Sudut kepala tergerak ( $\theta_{k2}$ ) :

$$\theta_{k2} = \tan^{-1} \left[ \frac{h_{k2}}{R} \right]$$

$$\text{maka : } \theta_{k2} = \tan^{-1} \left[ \frac{3,55}{130} \right] = 1,56^{\circ}$$

Sudut kaki penggerak ( $\theta_{fl}$ ) :

<sup>45</sup> Ibid, hal 269

<sup>46</sup> Ibid, hal 269

<sup>47</sup> Ibid, hal 270

$$\theta_{f1} = \tan^{-1} \left[ \frac{h_{f1}}{R} \right]$$

maka :  $\theta_{f1} = \tan^{-1} \left[ \frac{4,51}{130} \right] = 1,98^\circ$

Sudut kaki tergerak ( $\theta_{f2}$ ) =  $\tan^{-1} \left[ \frac{h_{f1}}{R} \right]$

maka :  $\theta_{k2} = \tan^{-1} \left[ \frac{7,56}{130} \right] = 3,32^\circ$

Sudut kerucut kepala penggerak ( $\delta_{k1}$ ) :

$$\delta_{k1} = \delta_1 + \theta_{k1} \quad \dots \dots \dots \quad (4.50)^{48}$$

sehingga :  $\delta_{k1} = 2,92 + 30,46 \approx 34^\circ$

Sudut kerucut kepala tergerak ( $\delta_{k2}$ ) :

$$\delta_{k2} = \delta_2 + \theta_{k2}$$

sehingga :  $\delta_{k2} = 59,53 + 1,56 \approx 61,1^\circ$

Sudut kerucut kaki penggerak ( $\delta_{f1}$ )

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} \quad \dots \dots \dots \quad (4.51)^{49}$$

$$= 30,46 - 1,98 = 28,48^\circ$$

Sudut kerucut kaki tergerak ( $\delta_{f2}$ )

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 59,53 - 3,32 = 56,21^\circ$$

<sup>48</sup> Ibid, hal 270

<sup>49</sup> Ibid, hal 270

Diameter lingkaran kepala penggerak ( $d_{k1}$ ) :

$$= 132 + 2 \cdot 6,64 \cdot \cos 30,46 = 143,44 \approx 144 \text{ mm.}$$

Diameter lingkaran kepala tergerak ( $d_{k2}$ ) :

$$d_{k2} = d_2 + 2 \cdot h_{k2} \cdot \cos \delta_2$$

$$= 225 + 2 \cdot 3,55 \cdot \cos 59,53 = 228,6 \approx 229 \text{ mm}$$

Jarak dari puncak sampai puncak gigi luar ( $X_1$ ) dan ( $X_2$ ) :

$$X_l = \left\lceil \frac{d_2}{2} \right\rceil - h_{kl} \cdot \sin \delta_l \quad \dots \dots \dots \quad (4.53)^{51}$$

$$= \left\lceil \frac{255}{2} \right\rceil - 6,64 \cdot \sin 30,46 = 109,12 \approx 110 \text{ mm}$$

$$X_2 = \left\lceil \frac{d_1}{2} \right\rceil - h_{k2} \cdot \sin \delta_2 = \left\lceil \frac{132}{2} \right\rceil - 3,55 \cdot \sin 59,53 = 62,9 \approx 63 \text{ mm}$$

Tebal lingkaran gigi penggerak ( $S_1$ ) :

$$= (0,5\pi + 2 \cdot 0,5 \cdot \tan 20) \cdot 5,08 = 9,08 \approx 10 \text{ mm}$$

Tebal lingkaran gigi tergerak ( $S_2$ ) :

$$= (0,5\pi - 2 \cdot 0,5 \cdot \tan 20) \cdot 5,08 = 6,87 \approx 7 \text{ mm}$$

<sup>50</sup> Ibid., hal 270

<sup>51</sup> Ibid, hal 270

<sup>52</sup> Ibid, hal 270

<sup>53</sup> Ibid, hal 270

## Bahan roda gigi pinyon SNC 21

$$\text{Kekuatan tarik } \sigma_{b1} = 80 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Perlakuan panas dicelup dingin dan sementasi

Kekerasan permukaan sisi gigi HB<sub>1</sub> = 580 HB

Tegangan lentur yang diijinkan  $\sigma_{al} = 22,7 \frac{kg}{mm^2}$

Tegangan kontak yang diijinkan  $\sigma_{c1} = 153 \frac{kg}{mm^2}$

Bahan roda gigi besar S 45 C :

$$\text{Kekuatan tarik } \sigma_{b2} = 58 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Perlakuan panas dicelup dingin dan ditemper

Kekerasan permukaan sisi gigi HB<sub>2</sub> = 180 HB

Tegangan lentur yang diijinkan  $\sigma_{al} = 10,2 \frac{kg}{mm^2}$

Tegangan kontak yang diijinkan  $\sigma_{cl} = 92 \frac{kg}{mm^2}$

Faktor ukuran ( $K_s$ ) dicari dengan :

$$K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{2,24}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.56)^{54}$$

$$\text{maka : } K_s = \sqrt[4]{\frac{5,08}{2,24}} = 1,23$$

Beban lentur yang diijinkan persatuhan lebar untuk pinyon ( $F' b_1$ ):

$$F' b_1 = \sigma_{al} \cdot m \cdot \frac{K_v \cdot J_1}{K_a \cdot K_s \cdot K_m} \quad (\text{kg/mm}) \dots \dots \dots \quad (4.57)^{55}$$

<sup>54</sup> Ibid. hal 271

dengan :  $K_o$  = Faktor beban lebih = 1,25 (Tabel L.14.), sisi penggerak dengan tumbukan sedang dan sisi yang digerakkan tanpa tumbukan.

$K_m$  = Faktor ditribusi beban = 1,25 (Tabel L.15.), salah satu dari pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung.

$\sigma_{a1} = 22,7$  (Tabel L.16.), untuk kekerasan 580 HB

$m = 5,08$

$K_v$  = Faktor dinamis = 0,83 (Gambar L.3.), kecepatan keliling 7,6 dan roda gigi dengan ketelitian tinggi.

$J_1$  = Faktor geometri = 0,25 (Diagram L.4.), untuk jumlah gigi yang ditentukan faktor geometrinya = 26 gigi dan jumlah gigi berpasangan 45 gigi.

$K_s = 1,23$

$$\text{maka : } F' b_1 = 22,7 \cdot 5,08 \cdot \frac{0,83 \cdot 0,25}{1,25 \cdot 1,23 \cdot 1,25} = 12,5 \text{ kg/mm.}$$

Sedangkan beban lentur yang diijinkan per satuan lebar untuk roda gigi :

$$F' b_2 = \sigma_{a2} \cdot m \cdot \frac{K_v \cdot J_2}{K_o \cdot K_s \cdot K_m} \text{ kg/mm.}$$

dengan :  $K_o = 1,25$   $K_v = 0,83$   $K_m = 1,25$   $J_2 = 0,22$

$$\sigma_{a2} = 10,2 \quad K_s = 1,23 \quad m = 5,08$$

$$F' b_2 = 10,2 \cdot 5,08 \cdot \frac{0,83 \cdot 0,22}{1,25 \cdot 1,23 \cdot 1,25} = 4,65 \text{ kg/mm}$$

<sup>55</sup> Ibid, hal 270

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar ( $F'_H$ ) :

$$F'_H = \sigma_c^2 \cdot \frac{d_1}{C_p^2} \cdot \frac{C_v \cdot I}{C_o \cdot C_m \cdot C_f} \text{ kg/mm} \dots \dots \dots \quad (4.57)^{56}$$

dengan :  $\sigma_c$  = Tegangan kontak terkecil yang diijinkan = 92 kg /mm<sup>2</sup> (Tabel L.17.)

$$d_1 = 132 \text{ mm}$$

$C_o$  = Faktor beban lebih (Tabel L.14)

$C_p$  = Koefisien elastis = 74,2 (Tabel L.18.), bahan pinyon dan roda gigi dari baja.

$I$  = Faktor geometri = 0,08 (Gambar L.4.), jumlah gigi pinyon 26 dan jumlah gigi roda gigi 45.

$C_f$  = Faktor kondisi permukaan = 1

$$\text{maka : } F'_H = 92^2 \cdot \frac{132}{74,2} \cdot \frac{0,83 \cdot 0,08}{1,25 \cdot 1,25 \cdot 1} = 8,6 \text{ kg/mm.}$$

Harga terkecil dari  $F'_{b_1}$ ,  $F'_{b_2}$  dan  $F'_H$  merupakan  $F_{\min} = 4,65 \text{ kg/mm.}$

Lebar sisi gigi (b) dapat dicari dengan persamaan :

$$b = \frac{F_t}{F_{\min}} = \frac{29,5}{4,65} 6,34 \approx 7 \text{ mm}$$

Harga perbandingan antara lebar sisi gigi dan modul yang digunakan harus lebih kecil dari 10, sehingga :

$$\frac{b}{m} = \frac{7}{5,08} = 1,3 \quad , \text{ Dengan demikian perancangan memenuhi syarat.}$$

---

<sup>56</sup> Ibid, hal 272

## 4.7. Perhitungan Poros

### Poros 1

Daya sebesar 2,2 kW tersebut ditransmisikan melalui poros utama dengan putaran input ( $n_{in}$ ) sebesar = 2000 rpm.

Untuk daya maksimum yang diperlukan, faktor koreksi (fc) diambil = 1 sehingga daya rencana  $P_d = P \times fc = 2,2$  kW.

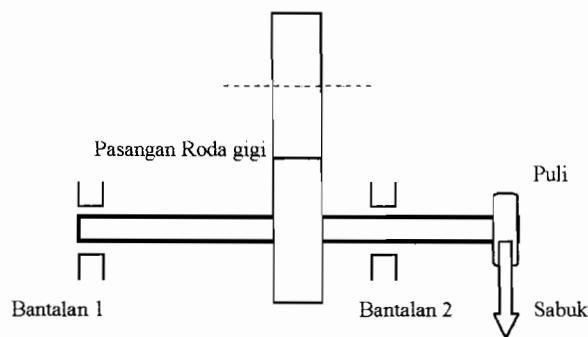
Momen puntir rencana :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_{in}}$$

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{2,2}{2000}$$

$$= 1071,4 \text{ kg/mm}^2$$

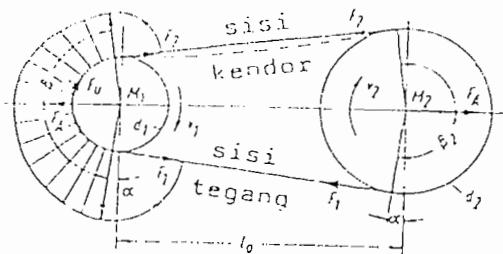
Keadaan beban yang terjadi pada poros 1 adalah seperti pada Gambar 4.10. sebagai berikut :



Gambar 4..10. Beban yang dialami poros 1

Jadi poros mengalami pembebanan dari gaya – gaya yang terjadi pada puli dan roda gigi yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

## Gaya - gaya pada sabuk dan puli



**Gambar 4.11.** Gaya pada transmisi sabuk dan puli  
(Sumber : Sudibyo B, Transmisi Sabuk, halaman 11)

Gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi puli ( $F_e$ ) dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$F_e = 2 \cdot \frac{P_d \cdot 102}{v} \quad \dots \dots \dots \quad (4.58)^{57}$$

dengan :

$$P_d = 2,2 \text{ kW, dan } v = 7,06 \text{ m/s}$$

sehingga :

$$F_e = 2 \cdot \frac{2,2 \cdot 102}{7,06} = 63,06 \text{ kg.}$$

Kemudian mencari koefisien gesekan antara sabuk dan puli ( $\mu$ ) dengan rumus :

$$\mu = 0,35 + (0,012 \cdot v) \quad \dots \dots \dots \quad (4.59)^{58}$$

sehingga :

$$\mu = 0,35 + (0,012 \cdot 7,06) = 0,43 .$$

<sup>57</sup> Ibid, hal 171

<sup>58</sup> Sudibyo *Transmisi Sabuk*, hal 49

Sudut lilit pada puli kecil ( $\beta_1$ ) dihitung dengan persamaan :

$$\beta_1 = \frac{\theta}{57,3} \quad \dots \dots \dots \quad (4.60)^{59}$$

dengan sudut kontak ( $\theta$ ) sebesar  $174^\circ$ , maka :

$$\beta_1 = \frac{174}{57,3} = 3,036 \text{ radian}$$

dan perbandingan gaya pada sisi kencang dan gaya pada sisi kendor sebesar :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \beta} \quad \dots \dots \dots \quad (4.61)^{60}$$

dengan :

$F_1$  = Gaya pada sisi kencang

$F_2$  = Gaya pada sisi kendor

$\mu$  = 0,43

$\beta$  = 3,03 radian

sehingga :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,43 \times 3,03}, \text{ maka } F_1 = 3,68 \cdot F_2.$$

$$\text{Jika } Fe = F_1 - F_2 \quad \dots \dots \dots \quad (4.62)^{61}$$

$$\text{maka : } Fe = (3,68 F_2) - F_2$$

$$Fe = 2,68 F_2$$

---

<sup>59</sup> Ibid, hal 13

<sup>60</sup> Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, Jakarta, 1997, hal 171

<sup>61</sup> Ibid, hal 171

Telah diketahui bahwa gaya tangensial efektif ( $F_e$ ) sebesar 63,06 kg, sehingga  $F_2$ :

$$F_2 = \frac{63,06}{2,68} = 23,53 \text{ kg}$$

dan gaya pada sisi kencang dapat dihitung :

$$F_1 = F_e + F_2$$

$$F_1 = 63,06 + 23,53 = 86,6 \text{ kg}.$$

Gaya yang terjadi pada poros dalam arah vertical ( $F_A$ ) :

$$F_A = (F_1 + F_2) \cdot \sin \frac{\theta}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.63)^{62}$$

$$F_A = (86,6 + 23,53) \cdot \sin \frac{174}{2}$$

$$F_A = 109,979 \text{ kg}$$

sedangkan gaya yang terjadi pada poros dalam arah horizontal ( $F_B$ ) sebesar :

$$F_B = (F_1 - F_2) \cdot \cos \frac{\theta}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.64)^{63}$$

$$F_B = (86,6 - 23,53) \times \cos \frac{174}{2}$$

$$F_B = 3.30 \text{ kg}$$

### **Gaya - gaya pada roda gigi :**

Pada poros 1 mengalami dua kemungkinan pembebasan dari roda gigi. Yaitu dari pasangan roda gigi 1 dan pasangan roda gigi 2. Dari kedua pasang roda gigi ini

<sup>62</sup> Sudibyo, *Transmisi Sabuk*, hal 11

<sup>63</sup> Ibid, hal 11

mempunyai Torsi yang besarnya sama. Maka untuk menghitung diameter poros dapat menggunakan salah satu dari dua macam pembebanan yang terjadi. Misalnya dipakai pasangan roda gigi 1 :

Pada roda gigi terdapat gaya radial dan gaya tangensial yang besarnya sebagai berikut

- Gaya tangensial

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_{01}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.65)^{64}$$

dengan :

$$T_1 = 1071,4 \text{ kg.mm}$$

$$d_{01} = 88 \text{ mm}$$

maka :

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot 1071,4}{88} = 23,8 \text{ kg}$$

- Gaya radial

$$F_r = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \dots \dots \dots \quad (4.66)$$

dengan sudut tekanan pahat ( $\alpha$ ) sebesar  $20^0$ , maka :

$$F_r = 23,8 \cdot \operatorname{tg} 20$$

$$= 8,66 \text{ kg}.$$

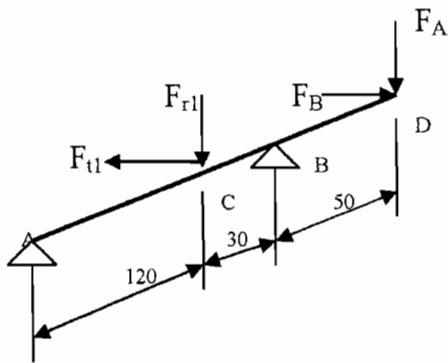
Pembebanan pada poros 1 dengan beban dari puli dan roda gigi 1 dapat digambarkan

:

---

<sup>64</sup> Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, Jakarta, 1997, hal 25

Panjang poros dirancang 200 mm.



**Gambar 4.12.** Pembebanan Pada Poros 1

Dimana besarnya :

$$F_A = 109,98 \text{ kg}$$

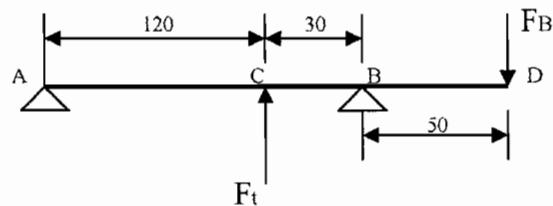
$$F_B = 3,30 \text{ kg}$$

$$F_t = 23,88 \text{ kg}$$

$$F_r = 8,66 \text{ kg}$$

sehingga gaya –gaya reaksi yang terjadi pada bantalan dapat dihitung :

- Pada gaya arah horisontal



**Gambar 4.13.** Pembebanan Pada Poros 1 Dalam Arah Horisontal

$$\sum M_{Bh} = 0$$

$$(F_t \cdot 30) + (F_B \cdot 50) - (R_{AH} \cdot 150) = 0$$

$$150 \cdot R_{AH} = (F_t \cdot 30) + (F_B \cdot 50)$$

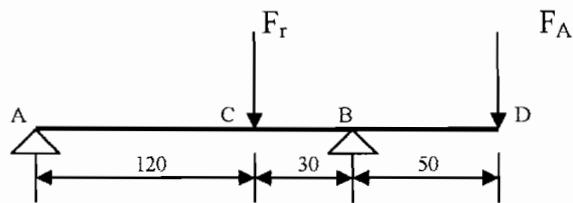
$$R_{AH} = \frac{(23,88 \cdot 30) + (3,3 \cdot 50)}{150} = 5,8 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

$$\sum F_h = 0$$

$$F_B - F_t + R_{Ah} + R_{Bh} = 0$$

$$R_{Bh} = 23,88 - 5,8 - 3,3 = 14,7 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

- Pada gaya arah vertikal



**Gambar 4.14.** Pembebaan Pada Poros 1 Dalam Arah Vertikal

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_A \cdot 200) + (F_r \cdot 120) - (R_{BV} \cdot 150) = 0$$

$$R_{BV} = \frac{(109,98 \cdot 200) + (8,66 \cdot 120)}{150} = 153,6 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_V = 0$$

$$F_A + F_r - R_{AV} - R_{BV} = 0$$

$$R_{AV} = 109,98 + 8,66 - 153,6 = -34,9 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

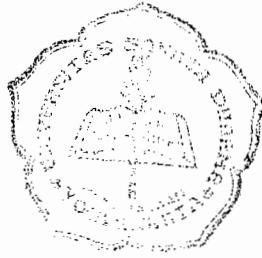
Besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

- $M_{HB} = F_B \cdot 50$

$$= 3,3 \times 50 = 165 \text{ kg.mm}$$

- $M_{HC} = R_{HB} \cdot 30$

$$= 14,7 \cdot 30 = 441 \text{ kg.mm}$$



- $$\bullet \quad M_{VB} = F_A \cdot 50$$

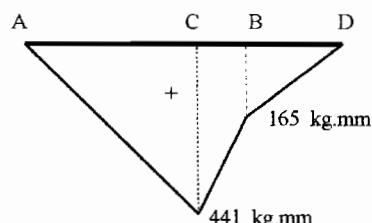
$$= 109,98 \cdot 50 = 5499 \text{ kg,mm}$$

- $$\bullet \quad M_{VC} = R_{BV} \cdot 30$$

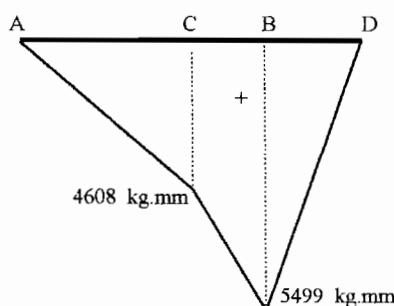
$$= 153,6 \cdot 30 = 4608 \text{ kg,mm}$$

Besarnya momen lentur pada poros 1 dapat digambarkan pada diagram sebagai berikut :

- Gaya – gaya Horisontal



- Gaya – gaya vertical



**Gambar 4.15.** Diagram BMD Pada Poros 1 dengan Pembebatan Arah Vertikal dan Horisontal

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$M_{R1} = \sqrt{M_{HA}^2 + M_{VA}^2}$$

$$= \sqrt{165^2 + 5499^2}$$

$$= \sqrt{165^2 + 5499^2}$$

$$M_{R2} = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2}$$

$$= \sqrt{441^2 + 4608^2}$$

$$= 4629.1 \text{ kg mm}$$

Bahan poros 1 dipilih S 50 C (Tabel L.19) baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501) S 50C dengan perlakuan panas penormalan.

Faktor koreksi diambil,  $K_t = 1,5$  karena dimungkinkan adanya kejutan dan tumbukan. Karena diperkirakan terjadi adanya beban lentur, maka dipakai faktor  $C_b = 2$ .

Kekuatan tarik untuk bahan ini ( $\sigma_B$ ) = 62 kg /mm<sup>2</sup>

Jika faktor keamanan diambil :  $Sf_1 = 6$  dan  $Sf_2 = 2$ , maka :

Dan diameter poros dapat dicari dengan persamaan :

$$Ds \geq \left[ \frac{5,1}{\sigma} \cdot Kt \cdot Cb \cdot T \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.67)^{65}$$

$$Ds \geq \left[ \frac{5,1}{5,167} \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 1071,4 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Ds \geq 14.69 \text{ mm}$$

Dalam perancangan ini diameter poros diambil 25 mm.

<sup>65</sup> Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* PT. Pradnya Pratama, Jakarta 1997 hal 8

Defleksi puntiran  $\theta$  ( $^{\circ}$ ) yang dalam poros harus memenuhi persyaratan  $\theta \leq 0,25^{\circ}$  per meter. Jika besarnya modulus geser baja telah diketahui  $G = 8,3 \times 10^3$ , maka besarnya  $\theta$  dihitung sebagai berikut :

$$\theta = 584 \frac{T \cdot l}{G \cdot d_s^4} \quad \dots \dots \dots \quad (4.68)^{66}$$

$$\theta = 584 \frac{1071,4 \cdot 1000}{8,3 \cdot 10^3 \cdot 25^4} = 0,22^{\circ}$$

maka ( $\theta$ ) memenuhi syarat karena  $0,22^{\circ} \leq 0,25^{\circ}$ .

Lenturan yang terjadi pada poros dibatasi 0,3 tiap panjang ( $l$ ) bantalan. Yang berarti untuk poros dengan jarak bantalan 100 mm pada perancangan ini, lenturan maks yang diijinkan :

$$\frac{Y_{maks}}{100} = \frac{0,3}{1000} = \text{Sehingga lenturan maksimum} = 0,03 \text{ mm}$$

Harga lenturan poros dihitung sebagai berikut :

Bantalan yang dipakai dianggap tipis .

$$Y = 3,23 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{F \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{ds^4 \cdot l} \quad \dots \dots \dots \quad (4.69)^{67}$$

dengan :

$F$  = Gaya resultante

$l_1$  dan  $l_2$  =Jarak bantalan ketitik beban

$l$  = Jarak bantalan

<sup>66</sup> Ibid, hal 18

<sup>67</sup> Ibid, hal 18

Besarnya F dicari dengan :

$$\begin{array}{ll}
 \text{jika : } & F_v = F_{r1} + F_A \\
 & = 109,98 + 8,66 \\
 & = 118,64 \text{ kg} \\
 & F_h = F_{t1} + F_B \\
 & = 23,88 + 3,30 \\
 & = 27,18 \text{ kg}
 \end{array}$$

maka yang dipakai adalah F resultante yang lebih besar yaitu 118,64 kg.

Jarak bantalan ke titik beban :

$$l_2 = \frac{109,98}{118,64} \cdot 150 = 139,1 \text{ mm}$$

$$l_1 = 150 - 139,1 = 10,9 \text{ mm}$$

sehingga :

$$Y = 3,23 \cdot 10^{-4} \frac{118,64 \cdot 139,1^2 \cdot 10,9^2}{25^4 \cdot 1000} = 0,0002 \text{ mm}$$

karena  $Y = 0,0002 \leq 0,03$  maka syarat lenturan terpenuhi.

Besarnya kecepatan kritis motor yang dipengaruhi oleh berat masing – masing benda berputar pada poros adalah sbb :

Adapun berat masing – masing benda yang berputar :

$$\textcircled{c} \text{ Berat puli} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot t \cdot \gamma \dots \dots \dots \quad (4.70)^{68}$$

dengan berat jenis ( $\gamma$ ) besi tuang =  $68 \times 10^{-7}$ , maka :

$$= \frac{\pi}{4} \cdot 67,5^2 \cdot 25 \cdot 68 \cdot 10^{-7}$$

$$= 0,608 \text{ kg}$$

<sup>68</sup> Sudibyo, *Transmisi Sabuk*, hal 42

$$\textcircled{c} \text{ Berat roda gigi} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot t \cdot \gamma \text{ dengan } \gamma \text{ baja} = 77 \times 10^{-7}$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot 88^2 \cdot 13 \cdot 77 \cdot 10^{-7}$$

$$= 0,608 \text{ kg}$$

$$\textcircled{c} \text{ Berat poros} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l \cdot \gamma \text{ dengan } \gamma \text{ untuk S 50 C} = 78,33 \times 10^{-7}$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot 25^2 \cdot 200 \cdot 78,333 \cdot 10^{-7}$$

$$= 0,769 \text{ kg}$$

Jika  $l$  = jarak antar bantalan dan

$l_1$  dan  $l_2$  = jarak bantalan ke beban, maka :

Putaran kritis untuk puli :

$$n_{c_p} = 52700 \cdot \frac{ds^2}{l_1 \cdot l_2} \sqrt{\frac{l}{w}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.71)^{69}$$

$$= 52700 \cdot \frac{25^2}{50 \cdot 200} \sqrt{\frac{150}{0,608}} = 51735 \text{ rpm}$$

Putaran kritis untuk roda gigi :

$$n_{c_R} = 52700 \cdot \frac{ds^2}{l_1 \cdot l_2} \sqrt{\frac{l}{w}}$$

$$= 52700 \cdot \frac{25^2}{30 \cdot 120} \sqrt{\frac{150}{0,608}} = 143708 \text{ rpm}$$

---

<sup>69</sup> Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, Jakarta, 1997, hal 19

Diasumsikan setengah berat poros bekerja ditengah poros sebagai beban terpusat, sehingga, putaran kritis poros menjadi :

$$n_{c_{po}} = 52700 \cdot \frac{ds^2}{l_1 \cdot l_2} \sqrt{\frac{l}{0,5 \cdot w_p}}$$

$$n_{c_{po}} = 52700 \cdot \frac{25^2}{100 \cdot 100} \sqrt{\frac{150}{0,5 \cdot 0,769}} = 75169,2 \text{ rpm}$$

Putaran kritis total :

$$\frac{1}{n_{c_T}^2} = \frac{1}{n_{c_p}^2} + \frac{1}{n_{c_R}^2} + \frac{1}{n_{c_{po}}^2}$$

$$\frac{1}{n_{c_T}^2} = \frac{1}{51735^2} + \frac{1}{143708^2} + \frac{1}{75169,2^2}$$

$$\frac{1}{n_{c_T}^2} = \frac{1,719669 \cdot 10^{20}}{3,123263 \cdot 10^{29}}$$

$$n_{c_T}^2 = 186200069 \text{ rpm}$$

$$n_{c_T} = 42616,89 \text{ rpm}$$

sedangkan syarat putaran kritis yang harus dipenuhi oleh poros adalah :

$$n_p \leq 0,8 \cdot n_{c_T} \quad \dots \dots \dots \quad (4.72)^{70}$$

$$2000 \leq 0,8 \cdot 42616,89$$

maka,  $2000 \leq 34093,5 \text{ rpm.}$

Dengan hasil perhitungan diatas maka syarat poros terhadap putaran kritis terpenuhi.

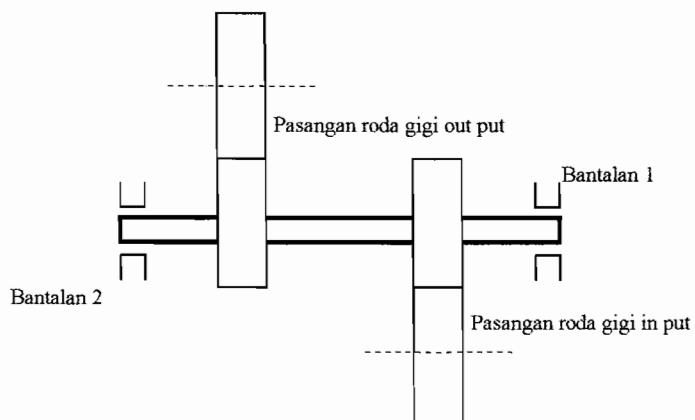
---

<sup>70</sup> Ibid, hal 19

## Poros 2 :

Poros 2 mengalami pembebanan akibat dari dua pasang roda gigi, yaitu roda gigi in put dan out put. Dari roda gigi in put diambil pasangan roda gigi 1 yang mempunyai torsi yang lebih besar dari pasangan roda gigi 2 yaitu sebesar 1382,96 kg.mm. Sedangkan untuk roda gigi out put diambil pasangan roda gigi 5 yang mempunyai torsi juga sebesar 1382,96 kg.mm.

Keadaan beban yang terjadi pada poros 2 adalah seperti pada Gambar 4.16. sebagai berikut :



Gambar 4.16. Beban pada poros 2

Jadi poros mengalami pembebanan dari gaya – gaya yang terjadi pada roda gigi in put dan roda gigi out put yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

Pada roda gigi input :

- Gaya tangensial

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_{01}}$$

dengan :

$$T_1 = 1382,96 \text{ kg.mm}$$

$$d_{02} = 114 \text{ mm}$$

maka :

$$F_{r_1} = \frac{2 \cdot 1382,96}{114} = 23,66 \text{ kg}$$

- Gaya radial

$$F_{rl} = F_{r_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

dengan sudut tekanan pahat ( $\alpha$ ) sebesar  $20^0$ , maka :

$$F_{rl} = 23,66 \cdot \operatorname{tg} 20$$

$$= 8,61 \text{ kg.}$$

Pada roda gigi out put :

- Gaya tangensial

$$F_{r_2} = \frac{2T_1}{d_{01}}$$

dengan :

$$T_1 = 1382,96 \text{ kg.mm}$$

$$d_{01} = 100 \text{ mm}$$

maka :

$$F_{r_2} = \frac{2 \cdot 1382,96}{100} = 27,64 \text{ kg}$$

- Gaya radial

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

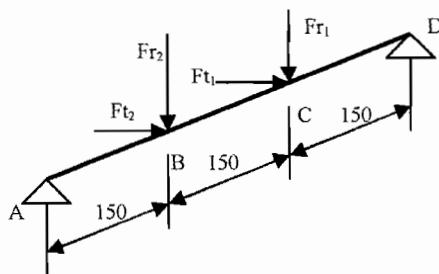
dengan sudut tekanan pahat ( $\alpha$ ) sebesar  $20^\circ$ , maka :

$$F_{r2} = 27,64 \cdot \tan 20$$

$$= 10,06 \text{ kg.}$$

Secara lengkap pembebanan pada poros 2 dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 450 mm.



Gambar 4.17. Gaya yang ditahan poros 2

dimana besarnya :

$$F_{t1} = 23,66 \text{ kg}$$

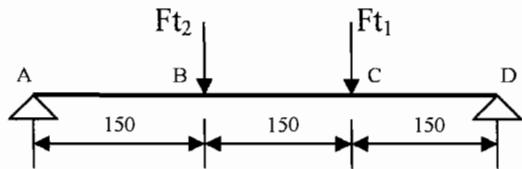
$$F_{r1} = 8,61 \text{ kg}$$

$$F_{t2} = 27,64 \text{ kg}$$

$$F_{r2} = 10,06 \text{ kg}$$

Sehingga gaya –gaya reaksi yang terjadi pada bantalan dapat dihitung :

- Pada gaya arah horisontal



**Gambar 4.18.** Pembebaan Pada Poros 2 Dalam Arah Horisontal

$$\sum M_{Ah} = 0$$

$$(F_{t_1} \cdot 300) + (F_{t_2} \cdot 150) - (R_{DH} \cdot 450) = 0$$

$$450 \cdot R_{DH} = (F_{t_1} \cdot 300) + (F_{t_2} \cdot 150)$$

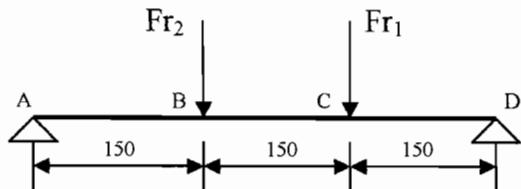
$$R_{DH} = \frac{(23,66 \cdot 300) + (27,64 \cdot 150)}{450} = 24,986 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_{t_2} + F_{t_1} - R_{AH} - R_{DH} = 0$$

$$R_{AH} = 23,66 + 27,64 - 24,986 = 26,31 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

- Pada gaya arah vertikal



**Gambar 4.19.** Pembebaan Pada Poros 2 Dalam Arah Vertikal

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_{r_1} \cdot 300) + (F_{r_2} \cdot 150) - (R_{DV} \cdot 450) = 0$$

$$R_{DV} = \frac{(8,61 \cdot 300) + (10,06 \cdot 150)}{450} = 9,09 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$Fr_1 + Fr_2 - R_{AV} - R_{DV} = 0$$

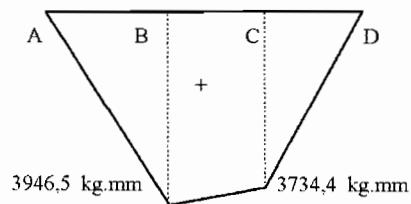
$$R_{AV} = 8,61 + 10,06 - 9,09 = 9,58 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

Besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

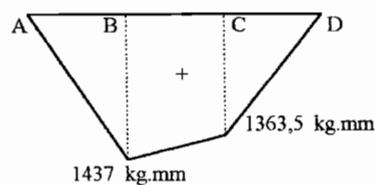
- $M_{HC} = R_{HD} \cdot 150$   
 $= 24,896 \cdot 150 = 3734,4 \text{ kg.mm}$
- $M_{HB} = R_{HA} \cdot 150$   
 $= 26,31 \cdot 150 = 3946,6 \text{ kg.mm}$
- $M_{VC} = R_{DV} \cdot 150$   
 $= 9,09 \cdot 150 = 1363,5 \text{ kg.mm}$
- $M_{VB} = R_{AV} \cdot 150$   
 $= 9,58 \cdot 150 = 1437 \text{ kg.mm}$

kemudian besarnya momen lentur yang diderita poros 2 dapat digambarkan :

- ◆ Gaya – gaya horizontal



♦ Gaya – gaya vertical



**Gambar 4.20.** Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 2

Sedangkan momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$\begin{aligned} MR_1 &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{3946,5^2 + 1437^2} \\ &= 4199,9 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} MR_2 &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{3734,4^2 + 1437^2} \\ &= 4001,33 \text{ kg.mm.} \end{aligned}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik B sebesar 4199,9 kg.mm.

Dan dengan proses perhitungan yang sama dengan perhitungan pada poros 1 diperoleh data – data secara lengkap pada poros 2 ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana ( $P_d$ )	2,2 kW
2	Putaran poros ( $n_{in}$ )	1550 rpm
3	Momen puntir ( $T$ )	1382,96 kg.mm
4	Momen lengkung maksimal ( $M_{bmaks}$ )	4199,9 kg.mm

5	Material poros	S 50 C
6	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	62 kg /mm <sup>2</sup>
7	Diameter poros minimal (d <sub>s</sub> )	30 mm
8	Dalam lenturan (Y <sub>f</sub> )	0,045 mm
9	Defleksi puntiran poros ( $\phi$ )	0,21°
10	Massa poros (m)	1,8 kg
11	Putaran kritis total (n <sub>crtot</sub> )	58815,4 rpm
12	Putaran kritis poros (n <sub>crtot</sub> )	138979,7 rpm

Pada poros 2 ini merupakan poros bintang. Dan perhitungan untuk poros bintang ini adalah:

$$\text{Data : } T = 1382,96 \text{ kg.mm} \quad d_s = 30 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang bintang (L)} = 350 \text{ mm}$$

Sehingga dari Tabel L.20. diperoleh harga – harga :

Diameter dalam (d<sub>1</sub>) ditetapkan = 32 mm sehingga diameter luar (d<sub>2</sub>) = 36 mm,  
Lebar bintang (b) = 6 mm dan jumlah bintang (n) = 8 buah.

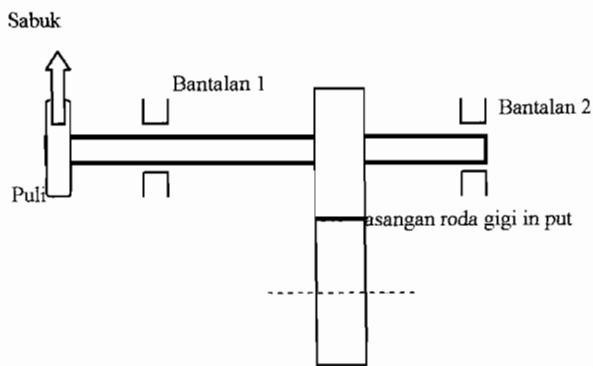
Tekanan permukaan (P) yang terjadi :

$$\begin{aligned} P &= \frac{8 \cdot T}{0,75 \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot L \cdot n} \\ &= \frac{8 \cdot 1382,96}{0,75 \cdot (36^2 - 32^2) \cdot 350 \cdot 8} \\ &= 0,02 \text{ kg /mm}^2 \end{aligned}$$

Dari Tabel L.21, didapatkan harga tekanan permukaan ijin untuk bahan poros S 50 C adalah = 70 kg/mm<sup>2</sup>. Sehingga perancangan ini memenuhi syarat.

### **Poros 3**

Keadaan beban yang terjadi pada poros 3 adalah seperti pada Gambar 4.21. sebagai berikut :



**Gambar 4.21.** Beban yang dialami poros 3

Jadi poros mengalami pembebanan dari gaya – gaya yang terjadi pada puli dan roda gigi yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

#### **Gaya - gaya pada sabuk dan puli**

Gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi puli (Fe) dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$F_e = 2 \cdot \frac{P_d \cdot 102}{v}$$

telah diketahui sebelumnya dari perhitungan sabuk :

$$P_d = 2,2 \text{ kW}$$

$$v = 5,47 \text{ m/s}$$

sehingga :

$$F_e = 2 \cdot \frac{2,2 \cdot 102}{5,47} = 82,04 \text{ kg}$$

Kemudian mencari koefisien gesekan antara sabuk dan puli ( $\mu$ ) dengan rumus :

$$\mu = 0,35 + (0,012 \cdot v)$$

sehingga :

$$\mu = 0,35 + (0,012 \cdot 5,47) = 0,41$$

Sudut lilit pada puli kecil ( $\beta_1$ ) dihitung dengan persamaan :

$$\beta_1 = \frac{\theta}{57,3}$$

dengan sudut kontak ( $\theta$ ) sebesar  $180^\circ$ , maka :

$$\beta_1 = \frac{180}{57,3} = 3,14 \text{ radian.}$$

Perbandingan gaya pada sisi kencang dan gaya pada sisi kendor sebesar :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \beta}$$

dengan :

$F_1$  = Gaya pada sisi kencang

$F_2$  = Gaya pada sisi kendor

$\mu = 0,41$

$\beta = 3,14 \text{ radian}$

sehingga:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,41 \times 3,14}$$

$$F_1 = 3,62 \cdot F_2$$

Jika :

$$Fe = F_1 - F_2$$

$$\text{maka : } Fe = (3,62 F_2) - F_2$$

$$Fe = 2,62 F_2$$

Telah diketahui bahwa gaya tangensial efektif (Fe) sebesar 82,04 kg, sehingga  $F_2$  :

$$F_2 = \frac{82,04}{2,62} = 31,31 \text{ kg}$$

dan gaya pada sisi kencang dapat dihitung :

$$F_1 = F_e + F_2$$

$$F_1 = 82,04 + 31,31$$

$$= 113,35 \text{ kg}$$

Gaya yang terjadi pada poros dalam arah vertical ( $F_A$ ) :

$$F_A = (F_1 + F_2) \cdot \sin \frac{\theta}{2}$$

$$F_A = (113,35 + 31,31) \cdot \sin \frac{180}{2}$$

$$F_A = 144,66 \text{ kg}$$

dan gaya yang terjadi pada poros dalam arah horizontal ( $F_B$ ) sebesar :

$$F_B = (F_1 - F_2) \cdot \cos \frac{\theta}{2}$$

$$F_B = (113,35 - 31,31) \times \cos \frac{180}{2}$$

$$F_B = 0 \text{ kg}$$

### Gaya - gaya pada roda gigi :

Poros 3 mengalami pembebanan akibat dari roda gigi in put yang diambil dari pasangan roda gigi 4 yang mempunyai torsi yang lebih besar dari pasangan roda gigi 5 yaitu sebesar 1948 kg.mm. Sedangkan untuk putaran out put, ditransmisikan melalui puli ke poros kepala gerinda.

Pada roda gigi terdapat gaya radial dan gaya tangensial yang besarnya sebagai berikut

- Gaya tangensial

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{01}}$$

dengan :

$$T_1 = 1948 \text{ kg.mm}$$

$$d_{01} = 84 \text{ mm}$$

maka :

$$F_t = \frac{2 \cdot 1948}{84} = 46,38 \text{ kg}$$

- Gaya radial

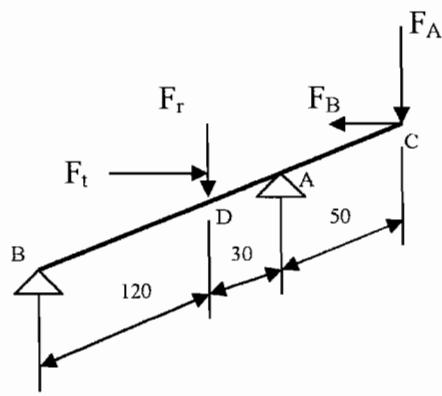
$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

dengan sudut tekanan pahat ( $\alpha$ ) sebesar  $20^0$ , maka :

$$F_r = 46,38 \cdot \tan 20 = 16,88 \text{ kg.}$$

Secara lengkap pembebanan pada poros 3 dengan beban dari puli dan roda gigi 4 dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 200 mm.



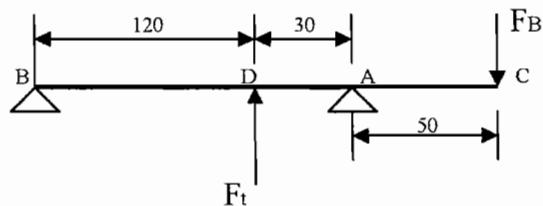
**Gambar 4.22.** Gaya yang ditahan poros 3

Dimana besarnya :

- $F_A = 144,66 \text{ kg}$
- $F_B = 0 \text{ kg}$
- $F_t = 46,38 \text{ kg}$
- $F_r = 16,88 \text{ kg}$

sehingga gaya –gaya reaksi yang terjadi pada bantalan dapat dihitung :

- Pada gaya arah horisontal



**Gambar 4.23.** Pembebanan Pada Poros 3 Dalam Arah Horisontal

$$\sum M_{Ah} = 0$$

$$(F_t \cdot 30) + (F_B \cdot 50) - (R_{BH} \cdot 150) = 0$$

$$150 \cdot R_{BH} = (F_t \cdot 30) + (F_B \cdot 50)$$

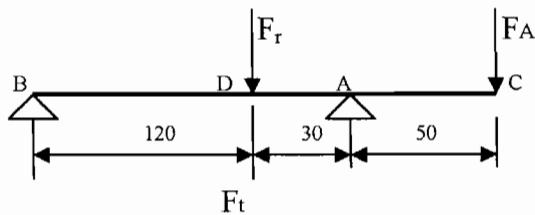
$$R_{BH} = \frac{(46,38 \cdot 30) + (0)}{150} = 9,3 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_B - F_t + R_{AH} + R_{BH} = 0$$

$$R_{AH} = 46,38 - 0 - 9,3 = 37,08 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

- Pada gaya arah vertikal



**Gambar 4.24.** Pembebaan Pada Poros 3 Dalam Arah vertical

$$\sum M_{Bv} = 0$$

$$(F_A \cdot 200) + (F_r \cdot 120) - (R_{Av} \cdot 150) = 0$$

$$R_{Av} = \frac{(144,66 \cdot 200) + (16,88 \cdot 120)}{150} = 206,4 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_V = 0$$

$$F_A + F_r - R_{Av} - R_{Bv} = 0$$

$$R_{Bv} = 144,66 + 16,88 - 206,4 = -44,8 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

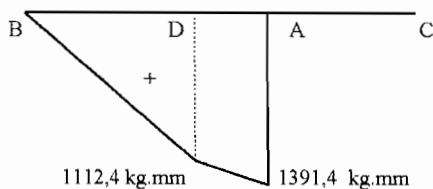
Besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

- $M_{HA} = F_t \cdot 30$   
 $= 46,38 \times 30 = 1391,4 \text{ kg.mm}$
- $M_{HD} = R_{AH} \cdot 30$   
 $= 37,08 \cdot 30 = 1112,4 \text{ kg.mm}$
- $M_{VA} = F_r \cdot 30$   
 $= 16,88 \cdot 30 = 506,4 \text{ kg.mm}$
- $M_{VD} = R_{AV} \cdot 30$   
 $= 2064 \cdot 30 = 6192 \text{ kg.mm}$

Besarnya momen lentur vertikal dan horizontal yang diderita poros 3 dapat digambarkan :

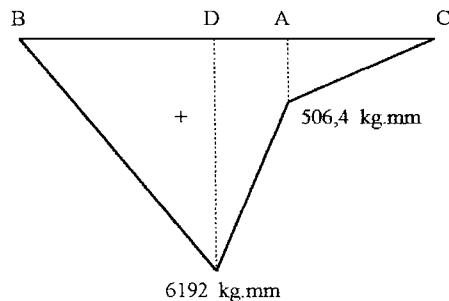
- ◆ Gaya – gaya horizontal

BMD



- ◆ Gaya – gaya vertical

BMD



**Gambar 4.25.** Momen lentur vertical dan horizontal poros 3

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$\begin{aligned} \text{MR}_1 &= \sqrt{{M_{AH}}^2 + {M_{AV}}^2} \\ &= \sqrt{1391,4^2 + 506,4^2} \\ &= 1480,68 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{MR}_2 &= \sqrt{{M_{DH}}^2 + {M_{DV}}^2} \\ &= \sqrt{1112,4^2 + 6192^2} \\ &= 6291,1 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik D sebesar 6291,1 kg.mm.

Dan dengan proses perhitungan yang sama dengan perhitungan pada poros 1

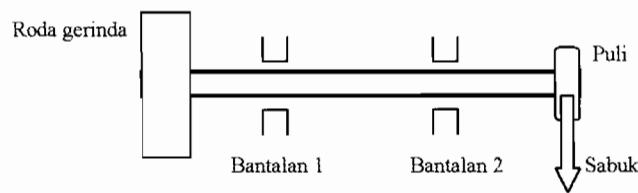
diperoleh data – data secara lengkap pada poros 3 ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana ( $P_d$ )	2,2 kW
2	Putaran poros ( $n_{in}$ )	1100 rpm

3	Momen puntir (T)	1948 kg.mm
4	Momen lengkung maksimal ( $M_{bmaks}$ )	6291,1 kg.mm
5	Material poros	S 50 C
6	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	62 kg /mm <sup>2</sup>
7	Diameter poros minimal ( $d_s$ )	30 mm
8	Dalam lenturan ( $Y_f$ )	0,0007 mm
9	Defleksi puntiran poros ( $\phi$ )	0,22°
10	Massa poros (m)	0,923 kg
11	Putaran kritis total ( $n_{crtot}$ )	3138596 rpm
12	Putaran kritis poros ( $n_{crtot}$ )	122165,9 rpm

#### Poros 4

Keadaan beban yang terjadi pada poros 4 adalah seperti pada Gambar 4.26. sebagai berikut :



Gambar 4.26. Beban yang dialami poros 4

Jadi poros mengalami pembebanan dari gaya – gaya yang terjadi pada puli dan roda gerinda yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

### **Gaya - gaya pada sabuk dan puli**

Puli pada poros 4 ini mempunyai ukuran dan bentuk yang sama dengan puli pada poros 3 sehingga gaya – gaya yang bekerja pada poros 4 ini, sama dengan gaya yang diakibatkan puli pada poros 3, yaitu sebesar :

$$F_A = 144,66 \text{ kg}$$

$$F_B = 0$$

### **Gaya - gaya pada roda gerinda :**

Pada roda gerinda terdapat gaya radial dan gaya tangensial yang besarnya sebagai berikut

- Gaya tangensial

$$F_t = 102 \frac{P_m}{C_s} \quad \dots \dots \dots \quad (4.73)$$

dengan :

$$P_m = \text{Daya motor} = 2,2 \text{ kW}$$

$$C_s = v = \text{Kecepatan potong roda gerinda} = 16 \text{ m/s}$$

maka :

$$F_t = 102 \frac{2,2}{16} = 14,025 \text{ kg}$$

- Gaya radial

$$F_r = P_t \cdot 0,55 \quad \dots \dots \dots \quad (4.74)$$

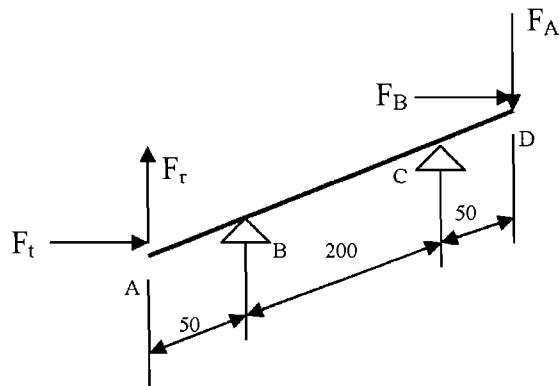
dengan sudut tekanan pahat ( $\alpha$ ) sebesar  $20^\circ$ , maka :

$$F_r = 14,025 \cdot 0,55$$

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

maka secara lengkap pembebanan pada poros 4 dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 300 mm.



**Gambar 4.27.** Gaya yang ditahan poros 4

dimana besarnya :

$$F_A = 144,66 \text{ kg}$$

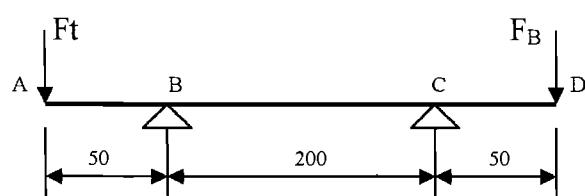
$$F_B = 0 \text{ kg}$$

$$F_t = 14,025 \text{ kg}$$

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

sehingga gaya –gaya reaksi yang terjadi pada bantalan dapat dihitung :

- Pada gaya arah horisontal



**Gambar 4.28.** Pembebanan Pada Poros 4 Dalam Arah Horisontal

$$\sum M_{Bh} = 0$$

$$(F_t \cdot 50) - (F_B \cdot 250) + (R_{CH} \cdot 200) = 0$$

$$200 \cdot R_{CH} = (F_B \cdot 250) - (F_t \cdot 50)$$

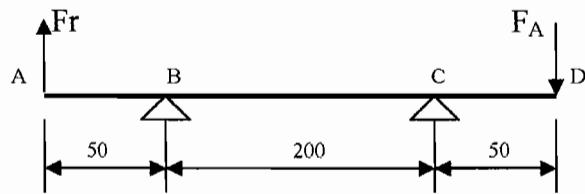
$$R_{CH} = \frac{(0) - (14,025 \cdot 50)}{200} = -3,5 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_B + F_t + R_{CH} - R_{BH} = 0$$

$$R_{BH} = 14,025 + 0 + 3,5 = 17,5 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

- Pada gaya arah vertical



**Gambar 4.29.** Pembebaan Pada Poros 4 Dalam Arah vertikal

$$\sum M_{Bv} = 0$$

$$(F_r \cdot 50) + (F_A \cdot 250) - (R_{CV} \cdot 200) = 0$$

$$R_{CV} = \frac{(144,66 \cdot 250) + (7,7 \cdot 50)}{200} = 182,75 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_V = 0$$

$$F_A - F_r - R_{CV} - R_{BV} = 0$$



$$144,66 - 7,7 - 182,75 = R_{BV}$$

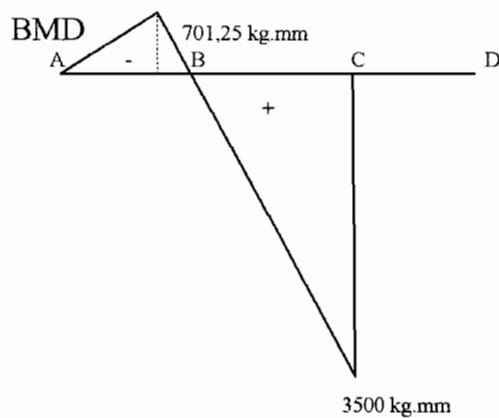
$$R_{BV} = -30,4 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

Besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

- $M_{BH} = F_t \cdot 50$   
 $= 14,025 \times 50 = 701,25 \text{ kg.mm}$
- $M_{CH} = R_{BH} \cdot 200$   
 $= 17,5 \cdot 200 = 3500 \text{ kg.mm}$
- $M_{AV} = F_r \cdot 50$   
 $= 7,7 \cdot 50 = 385 \text{ kg.mm}$
- $M_{CV} = F_A \cdot 50$   
 $= 144,66 \cdot 50 = 7233 \text{ kg.mm}$

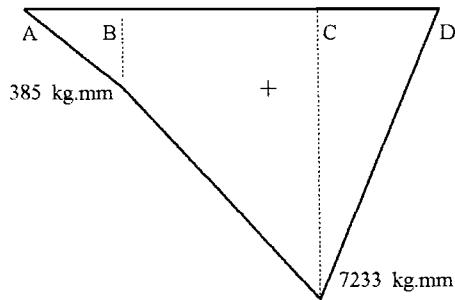
Momen lentur vertical dan horizontal yang diberikan poros 4 dapat digambarkan :

- Gaya – gaya horizontal



♦ Gaya – gaya vertical

BMD



**Gambar 4.30.** Momen lentur vertical dan horizontal poros 4

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$\begin{aligned} \text{MR}_1 &= \sqrt{{M_{BH}}^2 + {M_{BV}}^2} \\ &= \sqrt{701,25^2 + 385^2} \\ &= 799,98 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{MR}_2 &= \sqrt{{M_{CH}}^2 + {M_{CV}}^2} \\ &= \sqrt{3500^2 + 7233^2} \\ &= 8035,3 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik C sebesar 8035,3 kg.mm.

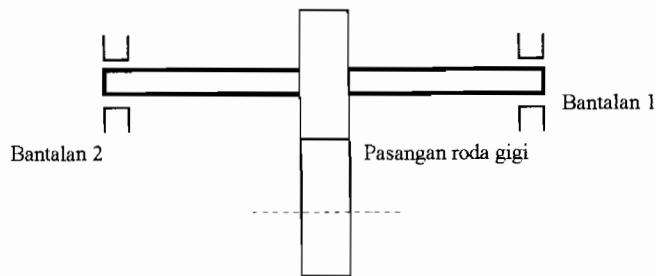
Dan dengan proses perhitungan yang sama dengan perhitungan pada poros 1 diperoleh data – data secara lengkap pada poros 4 ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana (P <sub>d</sub> )	2,2 kW
2	Putaran poros (n <sub>in</sub> )	1100 rpm
3	Momen puntir (T)	1948 kg.mm
4	Momen lengkung maksimal (M <sub>b maks</sub> )	8035,3 kg.mm
5	Material poros	S 50 C
6	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	62 kg /mm <sup>2</sup>
7	Diameter poros minimal (d <sub>s</sub> )	30 mm
8	Dalam lenturan (Y <sub>f</sub> )	0,00005 mm
9	Defleksi puntiran poros ( $\phi$ )	0,22°
10	Massa poros (m)	1,2 kg
11	Putaran kritis total (n <sub>crtot</sub> )	16689,36 rpm
12	Putaran kritis poros (n <sub>crtot</sub> )	86384,33 rpm

## Poros 5

Beban yang dialami poros 5 adalah beban dari pasangan roda gigi 6 yang mempunyai torsi sebesar 1948 kg.mm. .

Keadaan beban yang terjadi pada poros 5 adalah seperti pada Gambar 4.31. sebagai berikut :



**Gambar 4.31.** Beban pada poros 5

Jadi poros mengalami pembebanan yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

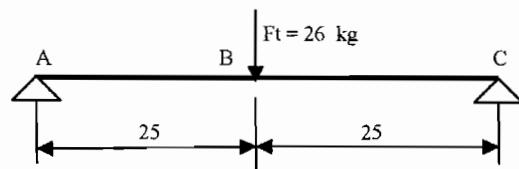
1. Gaya horizontal yang membebani poros ini adalah :

- Gaya tangensial :

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{01}} = \frac{2 \cdot 1948}{150} = 26 \text{ kg}$$

sehingga gaya –gaya reaksi horizontal yang terjadi dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 50 mm :



**Gambar 4.32.** Pembebanan Pada Poros 5 Dalam Arah Horisontal

maka jika  $\sum M_{Ah} = 0$

$$(F_t \cdot 25) - (R_{CH} \cdot 50) = 0$$

$$R_{CH} = \frac{(26 \cdot 25)}{50} = 13 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_t - R_{CH} - R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} = 26 - 13 = 13 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

Momen lengkung yang terjadi :

$$M_{AH} = M_{CH} = 0$$

$$M_{BH} = 0,165 \cdot 25 = 4,125 \text{ kg.mm}$$

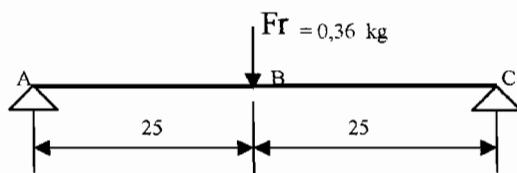
2. Gaya – gaya vertical :

- Gaya radial

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ$$

$$= 26 \cdot \tan 20^\circ = 9,5 \text{ kg}$$

maka gaya –gaya vertical pada poros ini dapat digambarkan :



**Gambar 4.33.** Pembebanan Pada Poros 5 Dalam Arah Vertikal

Gaya reaksi pada bantalan :

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_r \cdot 25) - (R_{cv} \cdot 50) = 0$$

$$R_{cv} = \frac{(9,5 \cdot 25)}{50} = 4,75 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

$$\sum F_v = 0$$

$$Fr - R_{Av} - R_{cv} = 0$$

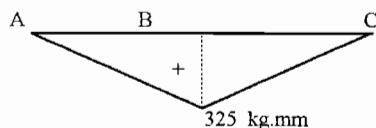
$$R_{Av} = 9,5 - 4,75 = 4,75 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

Sedangkan besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

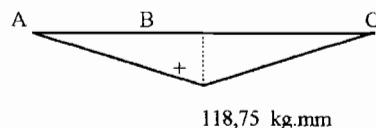
- $M_{Av} = M_{cv} = 0$
- $M_{Bv} = R_{Av} \cdot 25$   
 $= 4,75 \times 25 = 118,75 \text{ kg.mm}$

Besarnya momen lentur yang diberikan pada poros 5 dapat digambarkan :

- ◆ Gaya – gaya horizontal



- ◆ Gaya – gaya vertical



Gambar 4.34. Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 5

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$MR = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2}$$

$$= \sqrt{325^2 + 118,75^2} = 346,1 \text{ kg.mm}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik B sebesar 346,1 kg.mm.

Data – data lengkap dari poros ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana ( $P_d$ )	2,2 W
2	Putaran poros ( $n_{in}$ )	1100 rpm
3	Momen puntir (T)	1948 kg.mm
4	Momen lengkung maksimal ( $M_{bmaks}$ )	346,1 kg.mm
5	Material poros	S 30 C
6	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	48 kg /mm <sup>2</sup>
7	Diameter poros minimal ( $d_s$ )	20 mm
8	Dalam lenturan ( $Y_f$ )	0,0004 mm
9	Sudut puntir poros ( $\phi$ )	0,002°
10	Massa poros (m)	0,67 kg
11	Putaran kritis total ( $n_{crtot}$ )	1019,32 rpm
12	Putaran kritis poros ( $n_{crtot}$ )	271732,76 rpm

Besarnya poros 5 sampai dengan poros 9 mempunyai data – data yang sama.

Sehingga besarnya poros dan hasil perhitungan dari semua poros tersebut mempunyai besaran yang sama, yaitu sama dengan hasil perhitungan dari poros 5 diatas.

Poros 10 ;

Poros mengalami pembebanan dari roda gigi out put dari pasangan roda gigi kerucut. Pada perhitungan roda gigi kerucut di depan telah didapatkan besaran dari gaya-gaya yang bekerja pada roda gigi ini, yaitu sebesar :

- #### ■ Gaya tangensial

$$F_{t_2} = 29,5 \text{ kg}$$

- Gaya radial

$$F_{r2} = 9,25 \text{ kg}$$

- Gaya aksial

$$F_{ak} = 5,44 \text{ kg}$$

Gaya horizontal yang membebani poros ini adalah gaya radial dari roda gigi kerucut dan gaya aksial dari roda gigi kerucut yang bekerja pada poros dalam bentuk momen yang besarnya sebagai berikut :

$$M = F_{ak} \cdot \frac{d_{k_1}}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.75)^{71}$$

dimana :

$d_{kl}$  = Diameter kaki roda gigi kerucut = 144 mm

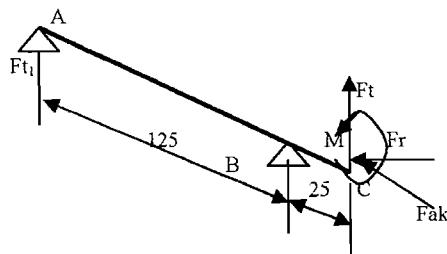
maka :

$$M = 5,44 \cdot \frac{144}{2} \\ = 391,7 \text{ kg.mm}$$

<sup>71</sup> Sudibyo, *Transmisi Roda Gigi*, hal 39

Secara lengkap pembebanan pada poros 10 ini dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 150 mm.



**Gambar 4.35.** Gaya yang ditahan poros 10

dimana besarnya :

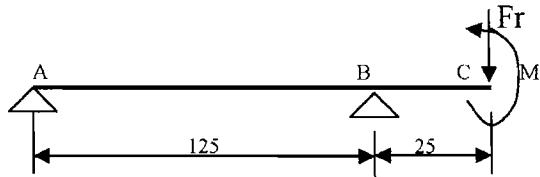
$$F_{t_2} = 29,5 \text{ kg}$$

$$F_{r_2} = 9,25 \text{ kg}$$

$$M = 391,7 \text{ kg.mm}$$

sehingga gaya –gaya reaksi yang terjadi pada bantalan dapat dihitung :

- Pada gaya arah horisontal



**Gambar 4.36.** Pembebanan Pada Poros 10 Dalam Arah Horisontal

$$\sum M_{Ah} = 0$$

$$(F_r \cdot 150) - (R_{Bh} \cdot 125) - M = 0$$

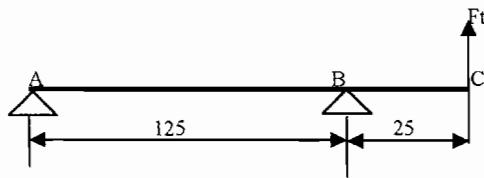
$$R_{CH} = \frac{(9,25 \cdot 150) - 391,7}{125} = 8 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_r - R_{AH} - R_{CH} = 0$$

$$R_{AH} = 9,25 - 8 = 1,25 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

- Pada gaya arah vertikal



Gambar 4.37. Pembebanan Pada Poros 10 Dalam Arah Vertikal

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_t \cdot 150) - (R_{CV} \cdot 125) = 0$$

$$R_{CV} = \frac{(29,5 \cdot 150)}{125} = 35,4 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{AV} - (R_{CV} + Ft) = 0$$

$$R_{AV} = 102 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

Sedangkan besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

- $M_{AH} = M_{CH} = 0$

- $M_{BH} = R_{AH} \cdot 125$

$$= 1,25 \times 125$$

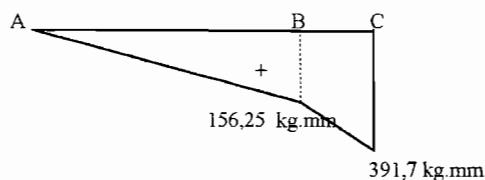
$$= 156,25 \text{ kg.mm}$$

- $M_{DH} = 391,7 \text{ kg.mm}$

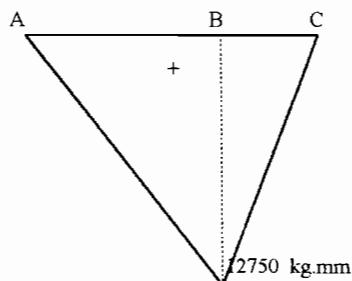
- $M_{AV} = M_{DV} = 0$
- $M_{BV} = R_{AV} \cdot 125$   
 $= 102 \times 125$   
 $= 12750 \text{ kg.mm}$

Kemudian besarnya momen lentur yang diderita poros 10 dapat digambarkan :

◆ Gaya – gaya horizontal



◆ Gaya – gaya vertical



Gambar 4.38. Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 10

Sedangkan momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$\begin{aligned} MR &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{156,25^2 + 12750^2} \\ &= 12750,95 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik B sebesar 12750 kg.mm.

Data – data lengkap dari poros ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana (P <sub>d</sub> )	2,2 kW
2	Putaran poros (n <sub>in</sub> )	1100 rpm
3	Momen puntir (T)	1948 kg.mm
5	Momen lengkung maksimal (M <sub>b maks</sub> )	12750 kg.mm
6	Material poros	S 50 C
7	Kekuatan tarik (σ <sub>b</sub> )	62 kg /mm <sup>2</sup>
8	Diameter poros minimal (d <sub>s</sub> )	20 mm
9	Dalam lenturan (Y <sub>f</sub> )	0,005 mm
10	Sudut puntir poros (φ)	0,12 <sup>0</sup>
11	Massa poros (m)	0,37 kg
12	Putaran kritis total (n <sub>crtot</sub> )	27141 rpm
13	Putaran kritis poros (n <sub>cp</sub> )	140887,5 rpm

### **Poros 11 :**

Poros 11 mengalami pembebaan dari dua pasang roda gigi, yaitu dari roda gigi input pasangan roda gigi kerucut dan roda gigi out put diambil pasangan roda gigi 10 yang mempunyai torsi sebesar 33119,01 kg.mm.

Pada perhitungan roda gigi kerucut di depan telah didapatkan besaran dari gaya-gaya yang bekerja pada roda gigi ini, yaitu sebesar :

- Gaya tangensial

$$F_{t_1} = 29,5 \text{ kg}$$

- Gaya radial

$$F_{rl} = 5,44 \text{ kg}$$

- Gaya aksial

$$F_{ak} = 9,25 \text{ kg}$$

Pada roda gigi out put (pasangan roda gigi lurus 10) :

- Gaya tangensial

$$F_{t_2} = \frac{2T_1}{d_{01}}$$

dengan :

$$T_1 = 33119,01 \text{ kg.mm}$$

$$d_{01} = 64 \text{ mm}$$

maka :

$$F_{r2} = \frac{2 \cdot 33119,01}{64} = 1034,96 \text{ kg}$$

- Gaya radial

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

dengan sudut tekanan pahat ( $\alpha$ ) sebesar  $20^\circ$ , maka :

$$F_{r2} = 1034,96 \cdot \tan 20^\circ = 376,7 \text{ kg.}$$

Gaya horizontal yang membebani poros ini adalah gaya tangensial dari roda gigi lurus, gaya radial dari roda gigi kerucut dan gaya aksial dari roda gigi kerucut yang bekerja pada poros dalam bentuk momen yang besarnya sebagai berikut :

$$M = F_{ak} \cdot \frac{d_{k2}}{2}$$

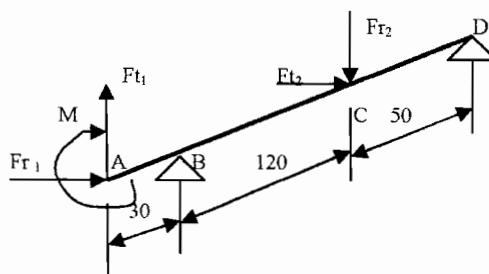
dimana :  $d_{k2}$  = Diameter kaki roda gigi kerucut = 229 mm

maka :

$$M = 9,25 \cdot \frac{229}{2} = 1059,13 \text{ kg.mm}$$

Secara lengkap pembebanan pada poros 11 ini dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 200 mm.



**Gambar 4.39.** Gaya yang ditahan poros 11

dimana besarnya :

$$F_{t_1} = 29,5 \text{ kg}$$

$$F_{r_1} = 5,44 \text{ kg}$$

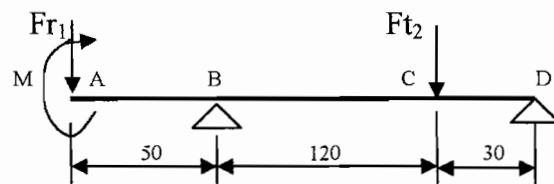
$$F_{t_2} = 1034,96 \text{ kg}$$

$$F_{r_2} = 376,7 \text{ kg}$$

$$M = 1059,12 \text{ kg.mm}$$

sehingga gaya –gaya reaksi yang terjadi pada bantalan dapat dihitung :

- Pada gaya arah horizontal



**Gambar 4.40.** Pembebanan Pada Poros 11 Dalam Arah Horisontal

$$\sum M_{Bh} = 0$$

$$(F_{t_2} \cdot 120) - (R_{DH} \cdot 150) - (F_{r_1} \cdot 50) + M = 0$$

$$150 \cdot R_{DH} = (F_{t_2} \cdot 120) - (F_{r_1} \cdot 50) + M$$

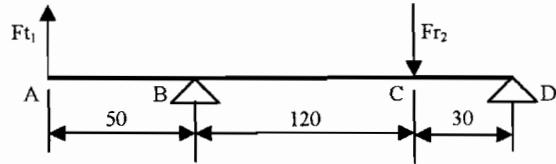
$$R_{DH} = \frac{(1034 \cdot 120) - (5,44 \cdot 50) + 1059,12}{150} = 832,5 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_{r_1} + F_{t_2} - R_{BH} - R_{DH} = 0$$

$$R_{BH} = 5,44 + 1034,96 - 832,5 = 207,9 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

- Pada gaya arah vertikal



**Gambar 4.41.** Pembebaan Pada Poros 11 Dalam Arah Vertikal

$$\sum M_{Bv} = 0$$

$$(F_{r_2} \cdot 120) + (F_{t_1} \cdot 50) - (R_{DV} \cdot 150) = 0$$

$$R_{DV} = \frac{(376,7 \cdot 120) + (29,5 \cdot 50)}{150} = 311,2 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$F_{t_1} + R_{BV} + R_{DV} - Fr_2 = 0$$

$$R_{BV} = 376,7 - 311,2 - 29,5 = 36,1 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

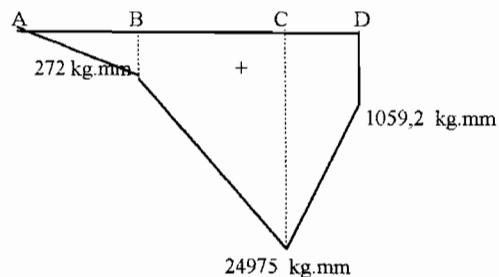
Sedangkan besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

- $M_{AH} = 0$
- $M_{BH} = F_{r_1} \cdot 50$   
 $= 5,44 \times 50$   
 $= 272 \text{ kg.mm}$
- $M_{CH} = R_{DH} \cdot 30$   
 $= 832,5 \cdot 30 = 24975 \text{ kg.mm}$
- $M_{DH} = 1059,2 \text{ kg.mm}$

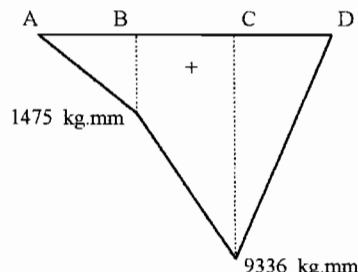
- $M_{AV} = M_{DV} = 0$
- $M_{BV} = F_1 \cdot 50$   
 $= 29,5 \cdot 50 = 1475 \text{ kg,mm}$
- $M_{CV} = R_{DV} \cdot 30$   
 $= 311,2 \cdot 30 = 9336 \text{ kg,mm}$

Besarnya momen lentur yang diberikan pada poros 11 dapat digambarkan :

◆ Gaya – gaya horizontal



◆ Gaya – gaya vertical



Gambar 4.42. Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 11

Sedangkan momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$\begin{aligned} MR_1 &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{272^2 + 1475^2} = 1499,86 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$MR_2 = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2}$$

$$= \sqrt{9336^2 + 24975^2} = 26662,9 \text{ kg.mm.}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik C sebesar 26662,9 kg.mm.

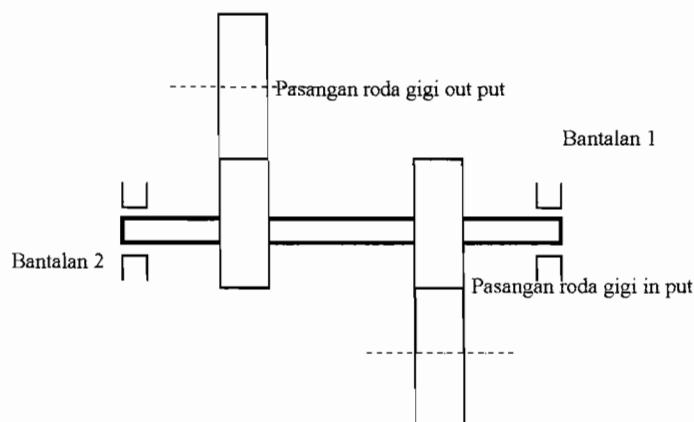
Data – data lengkap dari poros ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana ( $P_d$ )	2,2 kW
2	Putaran poros ( $n_{in}$ )	647 rpm
3	Momen puntir (T)	33119,01 kg.mm
4	Momen lengkung maksimal ( $M_{bmaks}$ )	26662,9 kg.mm
5	Material poros	S 50 C
6	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	62 kg /mm <sup>2</sup>
7	Diameter poros minimal ( $d_s$ )	50 mm
8	Dalam lenturan ( $Y_f$ )	0,03 mm
9	Sudut puntir poros ( $\phi$ )	0,07°
10	Massa poros (m)	2,1 kg
11	Putaran kritis total ( $n_{crtot}$ )	2123,4 rpm
12	Putaran kritis poros ( $n_{cp}$ )	140887,5 rpm

## Poros 12 :

Poros 12 mengalami pembebanan dari dua pasang roda gigi lurus, yaitu dari roda gigi in put pasangan roda gigi 10 dengan torsi sebesar 16546,72 kg.mm dan roda gigi out put diambil pasangan roda gigi 12 yang mempunyai torsi sebesar 16546,72 kg.mm.

Keadaan beban yang terjadi pada poros 12 adalah seperti pada Gambar 4.43. sebagai berikut :



Gambar 4.43. Beban pada poros 12

Jadi poros mengalami pembebanan yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

1. Gaya –gaya horizontal yang membebani poros ini adalah :

- Gaya tangensial roda gigi 10 :

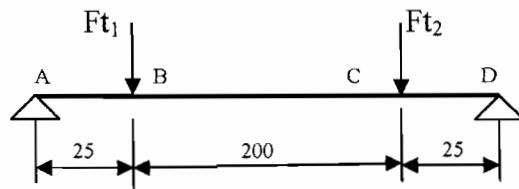
$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot T}{d_{02}} = \frac{2 \cdot 16546,72}{252} = 131,4 \text{ kg}$$

- Gaya tangensial roda gigi 12 :

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot T}{d_{01}} = \frac{2 \cdot 16546,72}{77} = 429,8 \text{ kg}$$

Sehingga gaya –gaya reaksi horizontal yang terjadi dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 250 mm :



Gambar 4.44. Pembebatan Pada Poros 12 Dalam Arah Horisontal  
dimana besarnya :

$$F_{t_1} = 131,4 \text{ kg} \quad \text{dan} \quad F_{t_2} = 429,8 \text{ kg}$$

maka jika  $\sum M_{Ah} = 0$

$$(F_{t_1} \cdot 25) + (F_{t_2} \cdot 225) - (R_{DH} \cdot 250) = 0$$

$$R_{DH} = \frac{(131,4 \cdot 25) + (429,8 \cdot 225)}{250} = 399,96 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_{t_1} + F_{t_2} - R_{DH} - R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} = 131,4 + 429,8 - 399,96 = 161,24 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

Momen lengkung yang terjadi :

$$M_{AH} = M_{DH} = 0$$

$$M_{BH} = 161,24 \cdot 25 = 4031 \text{ kg.mm}$$

$$M_{CH} = 399,96 \cdot 25 = 9999$$

1. Gaya –gaya vertical :

- Gaya radial roda gigi 10

$$F_{r1} = F_{t_1} \cdot \tan 20^0$$

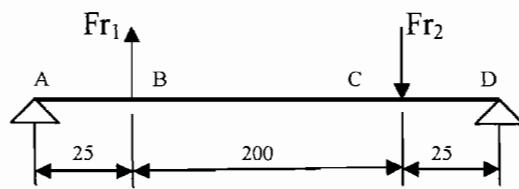
$$= 131,4 \cdot \tan 20^0 = 47,82 \text{ kg}$$

- Gaya radial roda gigi 12

$$F_{r2} = F_{t_2} \cdot \tan 20^0$$

$$= 429,8 \cdot \tan 20^0 = 156,43 \text{ kg}$$

maka gaya –gaya vertical pada poros ini dapat digambarkan :



Gambar 4.45. Pembebaan Pada Poros 12 Dalam Arah Vertikal

dimana besarnya :

$$F_{r1} = 47,82 \text{ kg} \quad \text{dan} \quad F_{r2} = 156,43 \text{ kg}$$

Gaya reaksi pada bantalan :

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_{r2} \cdot 25) + (R_{DV} \cdot 250) - (F_{r1} \cdot 225) = 0$$

$$R_{DV} = \frac{(156,43 \cdot 225) - (47,82 \cdot 25)}{250} = 136 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$Fr_1 + R_{AV} + R_{DV} - Fr_2 = 0$$

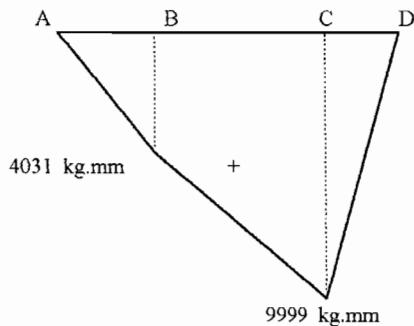
$$R_{AV} = 156,43 - 47,82 - 136 = -27,4 \text{ kg} \quad (\downarrow)$$

Sedangkan besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

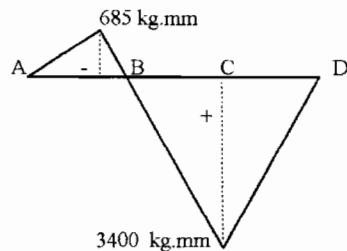
- $M_{AV} = M_{DV} = 0$
- $M_{BV} = R_{AV} \cdot 25$   
 $= 27,4 \cdot 25 = 625 \text{ kg.mm}$
- $M_{CV} = R_{DV} \cdot 25$   
 $= 136 \cdot 25 = 3400 \text{ kg.mm}$

Besarnya momen lentur yang diberikan pada poros 12 dapat digambarkan :

♦ Gaya – gaya horizontal



♦ Gaya – gaya vertical



**Gambar 4.46.** Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 12

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$MR_1 = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2}$$

$$= \sqrt{4031^2 + 685^2} = 4088,8 \text{ kg.mm}$$

$$\begin{aligned} MR_2 &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{9999^2 + 3400^2} = 10561,3 \text{ kg.mm.} \end{aligned}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik C sebesar 10561,3 kg.mm.

Data – data lengkap dari poros ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana ( $P_d$ )	2,2 kW
2	Putaran poros ( $n_{in}$ )	130 rpm
3	Momen puntir (T)	16546,72 kg.mm
5	Momen lengkung maksimal ( $M_{bmaks}$ )	10561,3 kg.mm
6	Material poros	S 50 C
7	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	62 kg /mm <sup>2</sup>
8	Diameter poros minimal ( $d_s$ )	40 mm
9	Dalam lenturan ( $Y_f$ )	0,01 mm
10	Sudut puntir poros ( $\phi$ )	0,09°
11	Massa poros (m)	1,3 kg
12	Putaran kritis total ( $n_{crtot}$ )	183 rpm
13	Putaran kritis poros ( $n_{crtot}$ )	222852 rpm

Pada poros 12 ini merupakan poros bintang. Dan perhitungan untuk poros bintang ini adalah:

$$\text{Data : } T = 16546,72 \text{ kg.mm} \quad d_s = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang bintang (L) = 200 mm}$$

Sehingga dari Tabel L.20. diperoleh harga – harga :

Diameter dalam ( $d_1$ ) ditetapkan = 42 mm sehingga diameter luar ( $d_2$ ) = 46 mm,

Lebar bintang (b) = 8 mm dan jumlah bintang (n) = 8 buah.

Tekanan permukaan (P) yang terjadi :

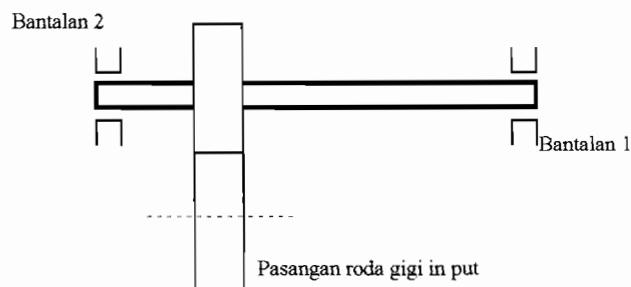
$$\begin{aligned} P &= \frac{8 \cdot T}{0,75 \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot L \cdot n} \\ &= \frac{8 \cdot 16546,72}{0,75 \cdot (46^2 - 42^2) \cdot 200 \cdot 8} \\ &= 0,31 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari Tabel L.21. didapatkan harga tekanan permukaan ijin untuk bahan poros S 50 C adalah = 70 kg/mm<sup>2</sup>. Sehingga perancangan ini memenuhi syarat.

### **Poros 13 :**

Beban yang dialami poros 13 adalah beban dari pasangan roda gigi 12 yang mempunyai torsi sebesar 85712 kg.mm. Sedangkan poros ini mengalami beban yang relatif kecil pada transmisi putaran out putnya, maka untuk beban ini besarnya diabaikan.

Keadaan beban yang terjadi pada poros 13 adalah seperti pada Gambar 4.47. sebagai berikut :



**Gambar 4.47.** Beban pada poros 13

Jadi poros mengalami pembebanan yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

- Gaya horizontal yang membebani poros ini adalah :

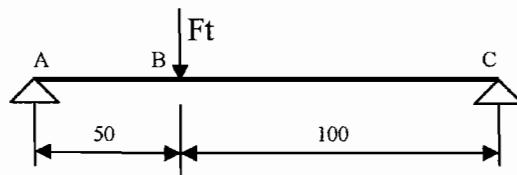
- Gaya tangensial roda gigi 12 :

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{02}} = \frac{2 \cdot 85712}{336} = 510,2 \text{ kg}$$

sehingga gaya –gaya reaksi horizontal yang terjadi dapat digambarkan :



Panjang poros dirancang 150 mm :



**Gambar 4.48.** Pembebatan Pada Poros 13 Dalam Arah Horisontal

dimana besarnya :

$$F_t = 510,2 \text{ kg}$$

maka jika  $\sum M_{Ah} = 0$

$$(F_t \cdot 50) - (R_{CH} \cdot 150) = 0$$

$$R_{CH} = \frac{(510,2 \cdot 50)}{150} = 170 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_t - R_{CH} - R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} = 510,2 - 170 = 340,2 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

Momen lengkung yang terjadi :

$$M_{AH} = M_{CH} = 0$$

$$M_{BH} = 510,2 \cdot 50 = 17006,6 \text{ kg.mm}$$

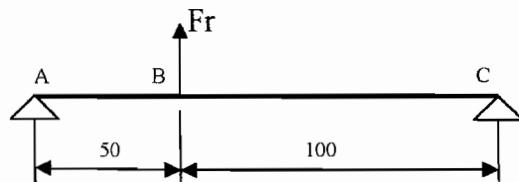
2. Gaya – gaya vertical :

- Gaya radial roda gigi 12

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ$$

$$= 510,2 \cdot \tan 20^\circ = 185,7 \text{ kg}$$

maka gaya –gaya vertical pada poros ini dapat digambarkan :



**Gambar 4.49.** Pembebaan Pada Poros 13 Dalam Arah Vertikal

dimana besarnya :

$$F_r = 185,7 \text{ kg}$$

Gaya reaksi pada bantalan :

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_r \cdot 50) - (R_{cv} \cdot 150) = 0$$

$$R_{cv} = \frac{(185,7 \cdot 50)}{150} = 61,9 \text{ kg} \quad (\downarrow)$$

$$\sum F_v = 0$$

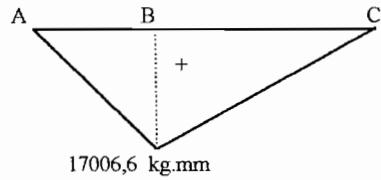
$$\begin{aligned} Fr - R_{av} - R_{cv} &= 0 \\ R_{av} &= 185,7 - 61,9 = 123,8 \text{ kg} \quad (\downarrow) \end{aligned}$$

Besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

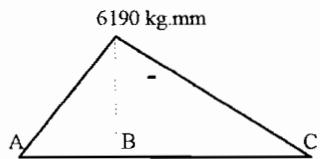
- $M_{av} = M_{cv} = 0$
  - $M_{bv} = R_{av} \cdot 50$
- $$= 123,8 \times 50 = 6190 \text{ kg.mm}$$

Besarnya momen lentur yang diderita poros 13 dapat digambarkan :

◆ Gaya – gaya horizontal



◆ Gaya – gaya vertical



**Gambar 4.50.** Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 113

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$\begin{aligned} MR &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{17006,6^2 + 6190^2} \\ &= 18098,1 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik B sebesar 18098,1 kg.mm.

Data – data lengkap dari poros ini :

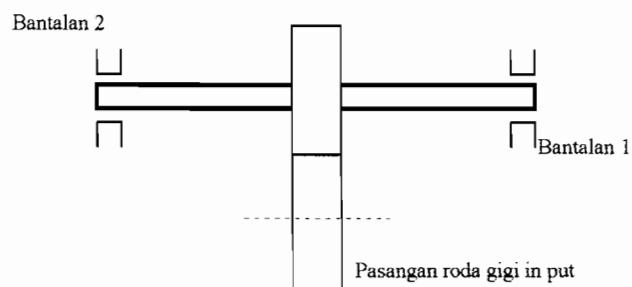
No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana ( $P_d$ )	2,2 kW
2	Putaran poros ( $n_{in}$ )	25 rpm
3	Momen puntir ( $T$ )	85712 kg.mm
5	Momen lengkung maksimal ( $M_{bmaks}$ )	18098,1 kg.mm
6	Material poros	S 50 C

7	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	62 kg /mm <sup>2</sup>
8	Diameter poros minimal ( $d_s$ )	65 mm
9	Dalam lenturan ( $Y_f$ )	0,001 mm
10	Sudut puntir poros ( $\phi$ )	0,05°
11	Massa poros (m)	3,8 kg
12	Putaran kritis total ( $n_{crtot}$ )	116,5 rpm
13	Putaran kritis poros ( $n_{crtot}$ )	126756,8 rpm

#### Poros 14 :

Beban yang dialami poros 14 adalah beban akibat dari putaran out put dari pasangan roda gigi 12 yang mempunyai torsi sebesar 85712 kg.mm. Poros ini berfungsi untuk menghubungkan transmisi *feed gear box* dengan *lead screw*.

Keadaan beban yang terjadi pada poros 14 adalah seperti pada Gambar 4.51 sebagai berikut :



**Gambar 4.51.** Beban pada poros 14

Jadi poros mengalami pembebanan yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

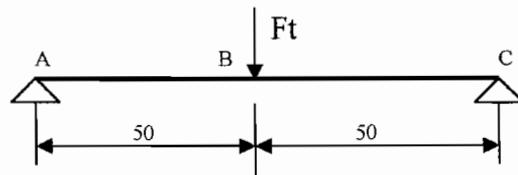
- Gaya horizontal yang membebani poros ini adalah :

- Gaya tangensial roda gigi 12 :

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{02}} = \frac{2 \cdot 85712}{204} = 840,31 \text{ kg}$$

sehingga gaya –gaya reaksi horizontal yang terjadi dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 100 mm :



**Gambar 4.52.** Pembebanan Pada Poros 14 Dalam Arah Horisontal

dimana besarnya :

$$F_t = 840,31 \text{ kg}$$

maka jika  $\sum M_{Ah} = 0$

$$(F_t \cdot 50) - (R_{CH} \cdot 100) = 0$$

$$R_{CH} = \frac{(840,31 \cdot 50)}{100} = 420,15 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_t - R_{CH} - R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} = 840,31 - 420,15 = 420,15 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

Momen lengkung yang terjadi :

$$M_{AH} = M_{CH} = 0$$

$$M_{BH} = 420,15 \cdot 50 = 21007,7 \text{ kg.mm}$$

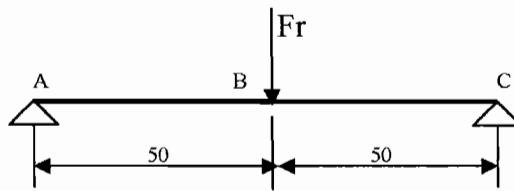
2. Gaya – gaya vertical :

- Gaya radial roda gigi 12

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ$$

$$= 840,31 \cdot \tan 20^\circ = 305,85 \text{ kg}$$

maka gaya –gaya vertical pada poros ini dapat digambarkan :



**Gambar 4.53.** Pembebanan Pada Poros 14 Dalam Arah Vertikal

dimana besarnya :

$$F_r = 305,85 \text{ kg}$$

Gaya reaksi pada bantalan :

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_r \cdot 50) - (R_{cv} \cdot 100) = 0$$

$$R_{cv} = \frac{(305,84 \cdot 50)}{100} = 152,92 \text{ kg} \quad (\downarrow)$$

$$\sum F_v = 0$$

$$Fr - R_{av} - R_{cv} = 0$$

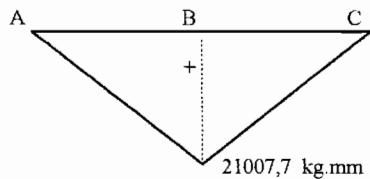
$$R_{AV} = 305,84 - 152,92 = 152,92 \text{ kg} \quad ( \downarrow )$$

Besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

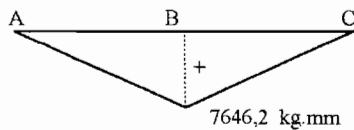
- $M_{AV} = M_{CV} = 0$
- $M_{BV} = R_{AV} \cdot 50$   
 $= 152,92 \cdot 50 = 7646,2 \text{ kg.mm}$

Besarnya momen lentur yang diderita poros 14 dapat digambarkan :

- ◆ Gaya – gaya horizontal



- ◆ Gaya – gaya vertical



**Gambar 4.54.** Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 14

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$\begin{aligned} MR &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{21007,7^2 + 7646,2^2} = 22355,9 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik B sebesar 22355,9 kg.mm.

Data – data lengkap dari poros ini :

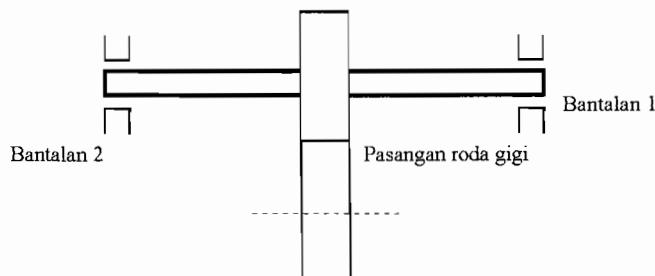
No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana (P <sub>d</sub> )	2,2 kW
2	Putaran poros (n <sub>in</sub> )	25 rpm
3	Momen puntir (T)	85712 kg.mm
5	Momen lengkung maksimal (M <sub>bmax</sub> )	22355,9 kg.mm
6	Material poros	S 50 C
7	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	62 kg /mm <sup>2</sup>
8	Diameter poros minimal (d <sub>s</sub> )	65 mm
9	Dalam lenturan (Y <sub>f</sub> )	0,001 mm
10	Sudut puntir poros ( $\phi$ )	0,05°
11	Massa poros (m)	3,8 kg
12	Putaran kritis total (n <sub>crtot</sub> )	116,5 rpm
13	Putaran kritis poros (n <sub>crtot</sub> )	126756,8 rpm

Poros 15 mempunyai jenis beban yang sama dengan poros 14, sehingga besar poros dan data – data dari poros ini sama dengan poros 14. Poros ini juga berfungsi untuk menghubungkan antara transmisi *feed gear box* dengan *lead srew*.

### Poros 16 :

Beban yang dialami poros 16 adalah beban dari pasangan roda gigi 14 yang mempunyai torsi sebesar 38,96 kg.mm. Poros ini menerima beban putaran dari handle yang diputar secara manual oleh operator mesin.

Keadaan beban yang terjadi pada poros 16 adalah seperti pada Gambar 4.55. sebagai berikut :



Gambar 4.55. Beban pada poros 16

Jadi poros mengalami pembebanan yang besarnya dicari dari perhitungan berikut ini :

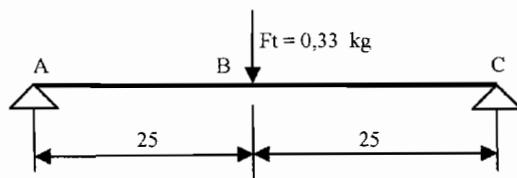
- Gaya horizontal yang membebani poros ini adalah :

- Gaya tangensial pasangan roda gigi 14 :

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{01}} = \frac{2 \cdot 38,96}{232} = 0,33 \text{ kg}$$

sehingga gaya –gaya reaksi horizontal yang terjadi dapat digambarkan :

Panjang poros dirancang 50 mm :



Gambar 4.56. Pembebanan Pada Poros 16 Dalam Arah Horisontal

maka jika  $\sum M_{Ah} = 0$

$$(F_t \cdot 25) - (R_{CH} \cdot 50) = 0$$

$$R_{CH} = \frac{(0,33 \cdot 25)}{50} = 0,165 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_t - R_{CH} - R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} = 0,33 - 0,165 = 0,165 \text{ kg} \quad ( \uparrow )$$

Momen lengkung yang terjadi :

$$M_{AH} = M_{CH} = 0$$

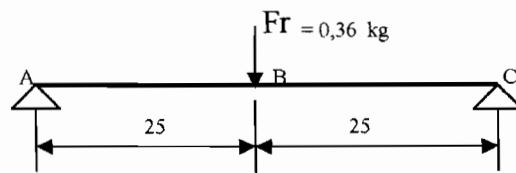
$$M_{BH} = 0,165 \cdot 25 = 4,125 \text{ kg.mm}$$

3. Gaya – gaya vertical :

- Gaya radial pasangan roda gigi 14

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^0 \\ = 0,33 \cdot \tan 20^0 = 0,36 \text{ kg}$$

maka gaya –gaya vertical pada poros ini dapat digambarkan :



**Gambar 4.57.** Pembebatan Pada Poros 16 Dalam Arah Vertikal

Gaya reaksi pada bantalan :

$$\sum M_{Av} = 0$$

$$(F_r \cdot 25) - (R_{CV} \cdot 50) = 0$$

$$R_{CV} = \frac{(0,36 \cdot 25)}{50} = 0,18 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

$$\sum F_V = 0$$

$$Fr - R_{AV} - R_{CV} = 0$$

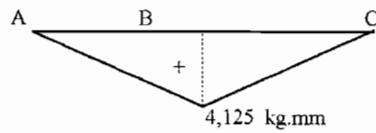
$$R_{AV} = 0,36 - 0,18 = 0,18 \text{ kg} \quad (\uparrow)$$

Sedangkan besarnya momen lentur pada tiap titik sebesar :

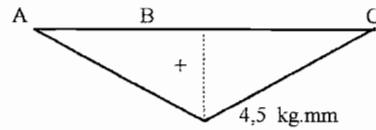
- $M_{AV} = M_{CV} = 0$
- $M_{BV} = R_{AV} \cdot 25$   
 $= 0,18 \times 25 = 4,5 \text{ kg.mm}$

Besarnya momen lentur yang diberikan poros 16 dapat digambarkan :

◆ Gaya – gaya horizontal



◆ Gaya – gaya vertical



**Gambar 4.58.** Momen lentur vertical dan horizontal pada poros 16

Momen lentur gabungan dihitung sbb :

$$MR = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2}$$

$$= \sqrt{4,125^2 + 4,5^2}$$

$$= 6,1 \text{ kg.mm}$$

Momen lengkung maksimal berada dititik B sebesar 6,1 kg.mm.

Data – data lengkap dari poros ini :

No	Nama Perhitungan	Hasil
1	Daya rencana ( $P_d$ )	0,8 W
2	Putaran poros ( $n_{in}$ )	20 rpm
3	Momen puntir (T)	38,96 kg.mm
5	Momen lengkung maksimal ( $M_{bmaks}$ )	6,1 kg.mm
6	Material poros	S 30 C
7	Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	48 kg /mm <sup>2</sup>
8	Diameter poros minimal ( $d_s$ )	10 mm
9	Dalam lenturan ( $Y_f$ )	0,001 mm
10	Sudut puntir poros ( $\phi$ )	0,01°
11	Massa poros (m)	0,006 kg
12	Putaran kritis total ( $n_{crtot}$ )	119,32 rpm
13	Putaran kritis poros ( $n_{crtot}$ )	279732,76 rpm

#### **4.8. Perhitungan Pasak**

**Poros 1 :**

**Pada Puli :**

Gaya tangensial pada puli yang bekerja pada poros 1 dapat dihitung dengan rumus :

$$F_t = \frac{T}{d_s/2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.76)^{72}$$

dimana :

$$T = 1071,4 \text{ kg/mm}^2, \text{ dan } d_s = 25 \text{ mm}$$

sehingga :

$$F_t = \frac{1071,4}{25/2} = 85,71 \text{ kg.}$$

Ukuran pasak dicari dari Tabel L.22. Table ukuran pasak, berdasarkan besarnya diameter poros, yaitu sebesar 25 mm.

Sehingga didapat ukuran pasak :

- $b \times h = 7 \times 7$
- Kedalaman alur pasak pada poros 1  $t_1 = 4 \text{ mm}$
- Kedalaman alur pasak pada naf  $t_2 = 3 \text{ mm}$

Bahan pasak (Tabel 4.8.2) dipilih baja karbon untuk kontruksi mesin S 45 C, dan didapatkan data – data :

- Kekuatan tarik bahan  $\sigma_B = 58 \text{ kg/mm}^2$

---

<sup>72</sup> Ibid, hal 25

- Faktor keamanan  $Sf_1 = 6$
- Faktor koreksi  $Sf_2 = 2$

Tegangan geser pasak yang diijinkan :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2} = \frac{58}{6 \cdot 2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2.$$

Tekanan permukaan pasak yang diijinkan (Pa) = 8 kg /mm<sup>2</sup> (diameter poros dianggap relatif kecil).

Panjang pasak dapat dihitung dengan :

$$\frac{F_t}{b \cdot l_1} \leq \sigma_a \quad \dots \dots \dots \quad (4.77)^{73}$$

$$\text{maka : } \frac{85,71}{7 \cdot l_1} \leq 4,83$$

sehingga didapat  $l_1 \geq 2,53 \text{ mm.}$

Dari harga tekanan permukaan, maka panjang pasak yang diperlukan dapat dihitung dari :

$$P_a \geq \frac{F_t}{l_2 \cdot t_2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.78)^{74}$$

$$\text{jika : } 8 \geq \frac{85,71}{l_2 \cdot 3}$$

maka harga  $l_2 \geq 3,57 \text{ mm.}$

Harga terbesar  $l = 3,57 \text{ mm.}$

<sup>73</sup> Ibid, hal 27

<sup>74</sup> Ibid, hal 27

Syarat – syarat yang harus dipenuhi oleh pasak :

- $0,25 \leq \frac{b}{ds} \leq 0,35$ , maka  $\frac{b}{ds} = \frac{7}{24} = 0,29$  sehingga memenuhi syarat.
- $0,75 \leq \frac{L_k}{ds} \leq 1,5$  maka  $\frac{L_k}{ds} = \frac{20}{24} = 0,833$  sehingga memenuhi syarat.

Dengan proses perhitungan yang sama, didapatkan ukuran pasak seluruhnya dalam perancangan ini yaitu :

Komponen	Ft (kg)	b x h (mm)	Bahan pasak	$l_1$ (mm)	$l_2$ (mm)	$L_K$ (mm)
<b>Poros 1</b>	85,71	7 x 7	S 45 C	2,68	3,78	20
<b>Poros 2</b>	92,19	8 x 7	S 45 C	2,68	3,9	22
<b>Poros 3</b>	129,86	8 x 7	S 45 C	3,6	5,2	24
<b>Poros 4</b>	129,86	8 x 7	S 45 C	3,6	5,2	24
<b>Poros 5,6,7,8,9,10</b>	194,8	8 x 7	S 45 C	5,04	7,3	18
<b>Poros 11</b>	1324,7	15x 10	S 45 C	18,3	33,2	40
<b>Poros 12</b>	827,33	12 x 8	S 45 C	14,2	31,3	32
<b>Poros 13,14,15</b>	2637,3	20x 12	S 45 C	27,3	67,2	56
<b>Poros 16</b>	7,8	4 x 4	S 45 C	2,0	2,7	8

#### **4.9. Bantalan**

## Pada poros 1

Putaran poros n = 2000 rpm.

Diameter lubang bantalan = 25 mm.

Pemilihan bantalan ini berdasarkan dari Tabel L.24 (tabel pemilihan bantalan), dan dipakai bantalan alur dalam dengan :

- Nomor nominal bantalan 6005
  - Batas beban nominal dinamik,  $C = 790 \text{ kg}$
  - Batas beban nominal statis  $C_o = 530 \text{ kg}$

Beban radial dan aksial yang dialami oleh bantalan :

$$R_{AH} = 52,39 \text{ kg} \text{ dan } R_{AV} = 8,81 \text{ kg}$$

sehingga gaya yang bekerja pada bantalan :

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} \quad \dots \dots \dots \quad (4.79)$$

$$= \sqrt{52,39^2 + 8,81^2} = 53,125 \text{ kg}$$

Menghitung beban ekivalen dinamik ( P ) :

dengan :

Fr = Beban radial

F<sub>a</sub> = Beban aksial

$x$  = Faktor radial dinamik

<sup>75</sup> Ibid. hal 135.

x = Faktor radial dinamik

y = Factor aksial dinamik

Gaya reaksi bantalan merupakan gaya radial, sedangkan gaya aksial = 0.

Perbandingan antara gaya aksial dengan beban nominal statis :

$$\frac{Fa}{Co} = \frac{0}{530} = 0 \text{ diambil sebesar } 0,025.$$

Dari harga diatas, didapat konstanta (e) untuk bantalan bola alur dalam sebesar =0,26.

Perbandingan antara gaya radial dan aksial :

Faktor v untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar = 1

maka :

$$\frac{Fa}{v \cdot Fr} = \frac{0}{1 \cdot 53,125} \approx 0,025$$

dan dari Tabel L.25(table factor v,x,y) didapat :

jika  $\frac{Fa}{v \cdot Fr} \leq e$ , maka dipakai bantalan baris tunggal dan diperoleh harga x dan y.

dimana :

x = Faktor radial dinamik = 1

y = Faktor aksial dinamik = 0

sehingga :

$$P = 1 \cdot 53,125 + 0$$

$$P = 53,125 \text{ kg.}$$

Factor putaran bantalan dicari dengan :

$$f_n = \left[ \frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[ \frac{33,3}{1420} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,286 \dots \dots \dots \quad (4.81)^{76}$$

Faktor umur bantalan :

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \dots \dots \dots \quad (4.82)^{77}$$

$$f_h = 0,286 \frac{790}{53,125} = 4,25$$

maka umur nominal bantalan :

$$Lh = 500(f_h)^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots \quad (4.83)^{78}$$

$$Lh = 500(4,25)^{\frac{1}{3}}, \quad Lh = 38463,83 \text{ jam.}$$

Dari Tabel L.26 umur pakai bantalan untuk mesin perkakas harus lebih besar dari 25000 jam.

Dengan proses perhitungan yang sama, maka seluruh harga bantalan dalam perancangan ini dapat dituliskan :

Poros	Poros 1		Poros 2		Poros 3		Poros 4	
Bantalan	A	B	A	B	A	B	A	B
Diameter poros	25 mm	25 mm	30 mm					
Putaran input	2000 rpm							

<sup>76</sup> Ibid, hal 136

<sup>77</sup> Ibid, hal 136

<sup>78</sup> Ibid, hal 136

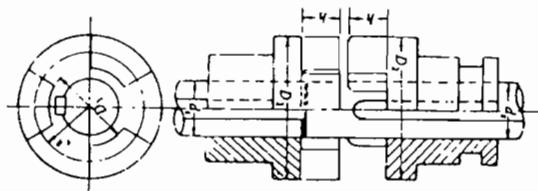
Jenis bantalan	Bola alur dalam	Bantalan bola sudut	Bola alur dalam	Bola alur dalam	Bantalan bola sudut	Bola alur dalam	Bola sudut	Bola alur dalam
Nomor bantalan	6005	7305 B DB	6006	6006	7306 BDB	6006	7306 B DB	6206
C	790 kg	3100 kg	1030 kg	1030 kg	3900 kg	1030 kg	3900 kg	1530kg
Co	530 kg	2680 kg	740 kg	740 kg	3600 kg	740 kg	3600 kg	1050kg
Umur bantalan	38463 jam	69166 jam	413136,5 jam	482433 jam	39851 jam	27965 jam	45593 jam	45297 jam

Poros	Poros		Poros 11		Poros 12		Poros	
	<b>5,6,7,8,9,10</b>						<b>13,14,15</b>	
Bantalan	A	B	A	B	A	B	A	B
Diameter poros	20 mm	20 mm	50 mm	50 mm	40 mm	40 mm	65 mm	65 mm
Putaran input	1100 rpm	1100 rpm	647 rpm	647 rpm	130 rpm	130 rpm	25 rpm	25 rpm
Jenis bantalan	Bola alur dalam	Bola alur dalam	Bola alur dalam	Bola sudut	Bantalan bola sudut	Bola alur dalam	Bola alur dalam	Bola alur dalam
Nomor bantalan	6304	6004	3650	7310 A DB	6008	6208	6313	6313
C	1250 kg	735 kg	4850 kg	9400 kg	1310 kg	2380 kg	7300 kg	7300kg
Co	785 kg	465 kg	3650 kg	9700 kg	1010 kg	1650 kg	5700 kg	5700kg
Umur bantalan	48514,4 jam	246522 jam	92049,1 jam	44210,4 jam	48057,1 jam	27109,7 jam	358593 jam	358593 jam

Poros	<b>Poros 16</b>	
Bantalan	<b>A</b>	<b>B</b>
Diameter poros	10 mm	10 mm
Putaran input	20 rpm	20 rpm
Jenis bantalan	Bola alur dalam	Bola alur dalam
Nomor bantalan	6000	6000
C	360 kg	360 kg
Co	196 kg	196 kg
Umur bantalan	$2,8 \times 10^{12}$ jam	$2,8 \times 10^{12}$ jam

#### **4.10. Kopling Cakar**

Kopling cakar ini berguna untuk meneruskan putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan. Kopling cakar ini dapat dilepas atau dihubungkan pada saat poros diam ataupun berputar.



**Gambar 4.59.** Kopling Cakar

### **Perhitungan :**

Momen puntir yang diteruskan :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{p_d}{n}$$

dengan :  $P_d = 2,2 \text{ kW}$

n = 25 rpm

$$\text{maka : } T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{2,2}{25} = 85712 \text{ kg.mm}$$

Tegangan geser yang diijinkan pada poros ( $\tau_{al}$ ) :

$$\tau_{al} = \frac{\sigma_b}{S_{c_1} \cdot S_{c_2}} \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \quad (4.84)^{79}$$

<sup>79</sup> Ibid, hal 8

dengan :  $\sigma_b = 62 \text{ kg/mm}^2$ , untuk bahan poros S 50 C.

$S_{f1} = 6$ , untuk bahan poros S 50 C

$S_{f2} = 2$ , pengaruh alur pasak

$$\text{maka : } \tau_{al} = \frac{62}{6 \cdot 2} = 5,1 \text{ kg/mm}^2$$

Kopling ini dipasang pada poros 13 yang berhubungan dengan poros 14, diameter poros ini telah dihitung dan didapatkan  $d_s = 65 \text{ mm}$ .

Tegangan geser yang diijinkan pada cakar kopling :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \cdot S_{f2}} \text{ kg/mm}^2$$

dengan :  $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$ , untuk bahan kopling S 45 C.

$S_{f1} = 6$ , untuk bahan kopling S 45 C

$S_{f2} = 2$ , pengaruh alur pasak

$$\text{maka : } \tau_a = \frac{58}{6 \cdot 2} = 4,833 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter dalam cakar sebesar :

$$D_1 = 1,2 \cdot d_s + 10 \text{ (mm)} \quad \dots \dots \dots \quad (4.85)^{80}$$

$$= 1,2 \cdot 65 + 10 = 87,8 \text{ mm}$$

Diameter luar cakar sebesar :

$$D_2 = 2 \cdot d_s + 25 \text{ (mm)} \quad \dots \dots \dots \quad (4.86)^{81}$$

$$= 2 \cdot 65 + 25 = 154 \text{ mm}$$

---

<sup>80</sup> Ibid, hal 59

<sup>81</sup> Ibid, hal 59

Tinggi cakar (h) sebesar :

Jari-jari rata-rata ( $r_m$ ) dicari dengan persamaan :

Gaya tangensial yang diderita kopling :

$$F_t = \frac{T}{r_m} = \frac{85712}{60,35} = 1428,5 \text{ kg} \quad \dots \dots \dots \quad (4.89)^{84}$$

Tegangan yang terjadi pada cakar :

$$\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{F_t}{(D_2^2 - D_1^2)} \quad \text{kg/mm}^2 \quad \dots \dots \dots \quad (4.90)^{85}$$

$$\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{1428,5}{(154^2 - 87,8^2)} = 0,29 \text{ kg/mm}^2$$

Sedangkan momen tahanan lentur sebesar :

$$W = \frac{1}{6} \cdot \frac{(D_2 - D_1)}{2} \cdot \left[ \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{4 \cdot n} \right]^2 \text{mm}^3 \quad \dots \quad (4.91)^{86}$$

dengan : n = jumlah cakar, diambil = 2

$$W = \frac{1}{6} \cdot \frac{(154 - 87,8)}{2} \cdot \left[ \frac{\pi \cdot (87,8 + 154)}{4 \cdot 2} \right]^2 = 48920,95 \text{ mm}^3$$

Tegangan lentur yang terjadi sebesar :

<sup>82</sup> Ibid. hal. 59.

<sup>83</sup> Ibid, hal 59

<sup>84</sup> Ibid. hal 59

<sup>85</sup> Ibid. hal 59

<sup>86</sup> Ibid. hal 59

$$\sigma = \frac{F_t h}{n \cdot W} \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \dots \dots \quad (4.92)^{87}$$

$$\sigma = \frac{1428,5 \cdot 40}{2 \cdot 48920,95} = 0,584 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser maksimum sebesar :

$$\tau_{maks} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + (4 \cdot \tau^2)}}{2} \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \dots \dots \quad (4.93)^{88}$$

maka :

$$\tau_{maks} = \frac{\sqrt{0,584^2 + (4 \cdot 0,29^2)}}{2} = 0,41 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser maksimal pada cakar harus lebih kecil dari pada tegangan ijin pada cakar, sehingga :

$$\tau_{maks} \leq \tau_a, \text{ dan } 0,41 \text{ kg/mm}^2 \leq 4,8$$

maka perancangan kopling cakar ini memenuhi kriteria.

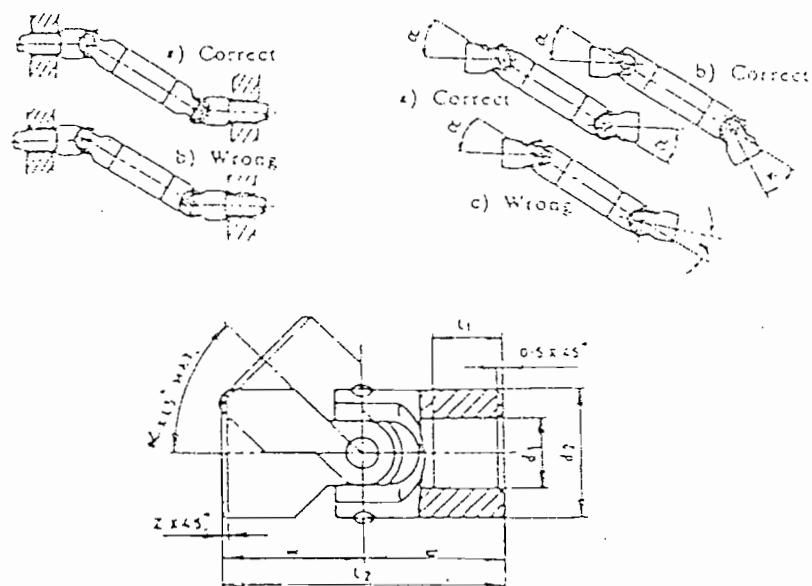
---

<sup>87</sup> Ibid, hal 59

<sup>88</sup> Ibid, hal 59

#### 4.11. Universal Joint

Komponen ini digunakan untuk menghubungkan dua buah poros yang tidak satu sumbu. Pada mesin – mesin perkakas biasanya digunakan sambungan *universal* bola, karena memiliki momen puntir yang relatif kecil.



**Gambar 4.60.** Universal Joint  
(Sumber : Graw-Hill, Tool Design Handbook, hal 223)

Pemilihan *Universal Joint* dapat berdasarkan dari Diagram L .5. Telah diketahui sebelumnya bahwa :

- Daya rencana = 2,2 kW



- Kecepatan putar Universal joint = 1100 rpm
- Momen puntir = 1948 kg.mm

Sehingga dapat dilihat ukuran diameter universal joint 40 x 63, dimana :

$$40 = d_1 \Rightarrow \text{Diameter dalam (mm)}$$

$$63 = d_2 \Rightarrow \text{Diameter luar (mm)}$$

## **BAB V**

### **PERAWATAN DAN PELUMASAN MESIN**

#### **5.1. Pelumasan**

Pemakaian pelumasan pada permesinan berguna untuk :

- Mengurangi besarnya gesekan antara dua elemen mesin yang saling bergesekan.
- Mengurangi panas yang terjadi akibat gesekan dua elemen mesin yang terjadi.
- Mengurangi adanya keausan yang akan terjadi akibat gesekan.
- Mencegah timbulnya karat.
- Memperpanjang umur dari elemen – elemen mesin.
- Membuang kotoran – kotoran yang melekat.

Macam dari pelumas ini terdiri dari dua macam yaitu pelumas cair dan pelumas padat (gemuk). Untuk pelumas cair digunakan untuk elemen mesin yang mempunyai kecepatan keliling dan suhu yang tinggi, sedangkan untuk pelumas gemuk digunakan pada kecepatan keliling yang rendah. Pelumas gemuk ini juga dipakai pada elemen mesin yang mempunyai suhu yang rendah yaitu kurang dari  $200^{\circ}$  F dan digunakan untuk waktu operasi yang lama dengan perhatian yang lebih sedikit dari pada pelumas cair. Konstruksi *gear box* dan penutupnya juga lebih sederhana dari pada dengan pelumas cair.

Pada transmisi mesin gerinda permukaan ini, kecepatan keliling dari elemen – elemen mesin pada transmisi *speed gear box* relatif besar. Kecepatan keliling terbesar dialami oleh roda gigi 3 yaitu sebesar 10,47 m/s. Sehingga transmisi *speed gear box* menggunakan pelumas cair sebagai pelumas (Tabel 4.23). Hal ini dikarenakan kecepatan keliling yang diatas 10 m/s. Begitu juga pada *feed gear box* menggunakan pelumas cair, ini dikarenakan konstruksi *feed gear box* ini tidak memungkinkan untuk digunakan pelumas padat meskipun kecepatan keliling pada transmisi ini relatif rendah. Kecepatan keliling terbesar dialami oleh roda gigi kerucut sebesar 7,6 m/s.

## 5.2. Perawatan

Perawatan ini selain bertujuan untuk mencegah adanya kerusakan pada peralatan permesinan sehingga umur pakainya lebih panjang, juga berguna untuk menjaga kelangsungan proses produksi dan untuk menciptakan lingkungan kerja yang aman dan nyaman.

Perawatan pada mesin gerinda permukaan ini, antara lain :

1. Pelumasan pada bagian – yang perlu, dilakukan secara rutin dan berkala.
2. Pemakaian jumlah putaran dan gerak pemakanan yang sesuai
3. Pemakaian mesin yang tidak melebihi kemampuan mesin
4. Pemakaian alat – alat permesinan yang masih layak pakai dan sesuai dengan kegunaannya.
5. Menjaga kebersihan mesin dari tatal-tatal, juga pada lingkungan disekitar mesin.

## BAB VI

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

#### A. KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan – perhitungan yang telah dilakukan diatas, maka spesifikasi dari mesin gerinda permukaan ini adalah sebagai berikut :

- *Motor listrik*

Daya = 2,2 kW

Putaran = 1500 rpm

- *Mesin Gerinda*

Jenis = Mesin Gerinda Permukaan Horisontal

Meja Kerja = 1400 x 300

Panjang langkah kerja = 650 mm (Sumbu X)

= 300 mm (Sumbu Y)

= 300 mm (Sumbu Z)

- *Putaran Spindle Speed Gear Box*

$n_1 = 1100 \text{ rpm}$        $n_4 = 1550 \text{ rpm}$

$n_2 = 1250 \text{ rpm}$        $n_5 = 1750 \text{ rpm}$

$n_3 = 1400 \text{ rpm}$        $n_6 = 2000 \text{ rpm}$

- *Kecepatan Feeding*

$f_1 = 1,1 \text{ mm /putaran}$        $f_2 = 1,254 \text{ mm /putaran}$

$f_3 = 1,43 \text{ mm /putaran}$        $f_4 = 1,63 \text{ mm /putaran}$

## **B. PENUTUP**

Sebagai penutup penulis mengucapkan puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karunia-Nya, sehingga dapat menyelesaikan Tugas akhir ini. Suka dan duka dalam merancang dan menulis tugas akhir ini, merupakan pengalaman yang tak terlupakan bagi penulis dan hal ini akan menjadi bekal penulis di masa yang akan datang.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas akhir ini masih banyak terdapat kekurangan dan tidak lepas pula dari kesalahan, oleh karena itu kritik dan saran dari pembaca sangat penulis harapkan demi kemajuan. Penulis juga mohon maaf yang sebesar-besarnya apabila dalam menyajikan tugas akhir ini terdapat kesalahan dan kata – kata yang tidak berkenan.

Dan akhir kata, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat berguna bagi pembaca.

## **DAFTAR PUSTAKA**

Amstead., Ostwald, P.F., Begeman, M.L., Priambodo, B., 1989., *Teknologi mekanik jilid II.*, Penerbit Erlangga., Jakarta.

Burghardt, H.D., Axelrod, A., Anderson, J., 1960., *Machine Tool Operation Part II.*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York.

Cowin., Stanley, F.A., 1950., *Grinding Practice.*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York.

Muin, S.A., 1989., *Dasar Dasar Perancangan Perkakas dan Mesin -Mesin Perkakas.*, Cv.Rajawali., Jakarta.

Sudibyo., *Bantalan Gelinding.*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI)., Surakarta.

Sudibyo., *Poros Penyangga dan Poros Transmisi.*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI)., Surakarta.

Sudibyo., *Sambungan Pada Poros.*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI)., Surakarta.

Sudibyo., *Transmisi Sabuk.*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI)., Surakarta.

Sularso., 1997., *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin.*, PT. Pradnya Pratama., Jakarta.

Terheijden, C.V., Harun., 1990., *Alat – alat perkakas 1.*, Percetakan Bina Cipta., Bandung.

Terheijden, C.V., Harun., 1994., *Alat – alat perkakas 3.*, Percetakan Bina Cipta., Bandung.

-- --., 1982., *Machine Tool Design Hand Book.*, McGraw-Hill Publishing Co.Ltd., New Delhi.

*LAMPIRAN*

**Tabel L.1 Kecepatan potong roda gerinda**

Jenis proses	Kondisi	Kecepatan potong
Gerinda selindris luar (external cylindrical grinding)	1. diameter roda gerinda diameter benda kerja kecil.	33 m/sec
	2. Diameter roda gerinda lebih kecil dari diameter benda kerja (roll grinding)	24 m/sec
Gerinda muka (surface grinding)		16 m/sec
Gerinda selindris dalam		15 m/sec

**Sumber :** Muin, Syamsir A., *Dasar-dasar perancangan perkakas dan mesin-mesin Perkakas*, CV. Rajawali, 1989, Jakarta, halaman 270.

**Tabel L.2 Kecepatan benda kerja**

<b>Material</b>	<b>Feet /menit</b>
Tool and cutter grinding.....	4,500- 6,000
Cylindrical grinding.....	5,500- 6,500
Internal grinding.....	2,000- 6,000
Snagging, offhand grinding (vitrified wheels) .....	5,000- 6,000
Snagging (rubber and bakelite wheels).....	7,000- 9,500
Surface grinding.....	4,000- 6,000
Knife grinding.....	3,500- 4,500
Wet tool grinding.....	5,000- 6,000
Cutlery wheels.....	4,000- 5,000
Rubber, shellac, and bakelite cutting-off wheels.....	9,000-16,000*

**Sumber :** Cowin., Stanley., *Grinding Practice.*, McGraw-Hill Book Company, Inc., 1950., New York., hal 50

**Tabel L.3 Koefisien potong spesifik besi tuang**

<b>BHN</b>	<b>Km ( kg /mm<sup>2</sup>)</b>
140 – 160	81
160 – 180	86
180 – 200	92
200 – 220	98
220 – 240	104
240 – 260	108
260 – 300	120

**Sumber :** Muin, Syamsir A,*Dasar Dasar Perancangan Perkakas dan Mesin – Mesin Perkakas*, Cv Rajawali, 1989, Jakarta., hal 66

**Tabel L4. Motor listrik**

Frame designation	kW Rating for 1440 Synchronous speed (rpm)			H Nom.	Twh	D		Fixing dimensions			
	3000 & 1500	1000	750			Size	Twh	For 3000 rpm	Up to 1500 rpm	A	B
56	0.06 0.09	—	—	56	O G.I	97/6	97/6	90	71	36	6
63	0.12 0.18	—	—	63		117/6	117/6	100	80	40	7
71	0.25 0.37	—	—	71		147/6	147/6	112	90	45	8
80	0.53 0.75	0.37 0.55	—	80		197/6	197/6	125	100	50	9
90 S	1.1	0.75	0.37	90		247/6	247/6	140	100	56	10
90 L	1.5	1.1	0.55	90		247/6	247/6	140	125	63	11
100 L	2.7	1.5	0.75	100		287/6	287/6	160	140	63	12
112 M	3.7	2.2	1.5	112		327/6	327/6	190	140	70	13
132 S	5.5	—	2.2	132		384/6	384/6	218	174	82	14
132 M	7.5	3.5	—	132		424/6	424/6	254	210	108	15
160 M	11	7.5	3.7	160		424/6	424/6	254	242	121	16
160 L	15	11	7.5	160		484/6	484/6	279	279	—	17
180 M	18.5	—	—	180		55m6	55m6	318	305	233	18
180 L	22	15	11	180		55m6	60m6	356	286	149	19
200 L	30	18.5	—	200		55m6	60m6	356	311	—	20
225 S	37	—	18.5	225		60m6	65m6	406	349	165	22
225 M	45	30	22	225		60m6	65m6	406	349	165	22
250 M	55	37	30	250		60m6	65m6	406	349	165	22

Sumber : Graw-Hill , Tool Design Handbook,hal 745

**Tabel L.5 Faktor koreksi daya**

Mesin yang digunakan		Penggerak					
		Momen putir puncak = 200%			Momen putir puncak > 200%		
		Motor arus bolak-balik (moment normal, sangkar bujang, sinクロ), motor arus searah (timuan shunt)			Motor arus bolak-balik (moment tinggi, fasa tunggal, listrik seri), motor arus searah (listrik kompac, listrik seri), otomotis tebak, kopling tak tetap		
Variasi beban sedang		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam		
Variasi beban kecil	Pengaduk zat cair, tipe angin, blower (lebih dari 7,5 kW) pompa sentrifugal, konvektor tipe ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban sedang	Konveyor sifat (pasir, batu bara), pengaduk, tipe angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, pelusur, mesin pertukar, mesin perontakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, pompa air, pengocok, NBC, mesin tekanil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan batu atau batang, pengangkat, mesin pabrik keret (rol, kantong)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Sumber : Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 165.

**Tabel L.6 Diameter minimum puli**

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 169.

**Tabel L.7 Ukuran puli -V**

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi $d_s$ )	$\alpha(^{\circ})$	$W^*$	$L_o$	$K$	$K_o$	$e$	$f$
A	71 – 100	34	11,95					
	101 – 125	36	12,12	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 – 160	34	15,86					
	161 – 200	36	16,07	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 – 250	34	21,18					
	251 – 315	36	21,45	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 – 450	36	30,77					
	451 atau lebih	38	31,14	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
E	500 – 630	36	36,95					
	631 atau lebih	38	37,45	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0

\* Harga-harga dalam kolom  $W$  menyatakan ukuran standar.

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 166.

**Tabel L.8 Kapasitas daya**

Putaran putri kecil (rpm)	Penampang-A								Penampang-B							
	Merek merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran				Merek merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67 mm	100mm	67mm	100mm	1,25-1,34	1,35-1,51	1,52-1,99	2,00-	118mm	150mm	118mm	150mm	1,25-1,34	1,35-1,51	1,52-1,99	2,00-
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02	0,51	0,77	0,43	0,67	0,04	0,05	0,06	0,07
400	0,26	0,55	0,21	0,48	0,04	0,04	0,04	0,05	0,90	1,38	0,74	1,18	0,09	0,10	0,12	0,13
600	0,35	0,77	0,27	0,67	0,05	0,06	0,07	0,07	1,24	1,93	1,00	1,64	0,13	0,15	0,18	0,20
800	0,44	0,98	0,33	0,84	0,07	0,08	0,09	0,10	1,56	2,43	1,25	2,07	0,18	0,20	0,23	0,26
1000	0,52	1,18	0,39	1,00	0,08	0,10	0,11	0,12	1,85	2,91	1,46	2,46	0,22	0,26	0,30	0,33
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,10	0,12	0,13	0,15	2,11	3,35	1,65	2,82	0,26	0,31	0,35	0,40
1400	0,66	1,54	0,48	1,31	0,12	0,13	0,15	0,18	2,35	3,75	1,83	3,14	0,31	0,36	0,41	0,46
1600	0,72	1,71	0,51	1,43	0,13	0,15	0,18	0,20	2,67	4,12	1,98	3,42	0,35	0,41	0,47	0,53

Sumber : Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 172.

**Tabel L.9 Panjang keliling sabuk**

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	29.1
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 168.

**Tabel L.10 Faktor koreksi**

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut kontak puli kecil $\theta^{\circ}$	Faktor koreksi $K_{\theta}$
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin PT. Pradnya Pratama*, 1997, Jakarta, halaman 174.

**Tabel L.11 Penyetelan jarak sumbu poros**

(Satuan : mm)

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Ke sebelah dalam dari letak standar $\Delta C_i$					Ke sebelah luar dari letak standar $\Delta C_i$ (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	E	
11-38	280-970	20	25				25
38-60	970-1500	20	25	40			40
60-90	1500-2200	20	35	40			50
90-120	2200-3000	25	35	40			65
120-158	3000-4000	25	35	40	50		75

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin PT. Pradnya Pratama*, 1997, Jakarta, halaman 174.

**Tabel L.12 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 :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 240.

**Tabel L.13 Faktor dinamis**

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

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 240.

**Tabel L.14 Faktor beban lebih**

Sisi penggerak	Sisi yang digerakkan		
	Tanpa tumbukan	Tumbukan sedang	Tumbukan berat
Tanpa tumbukan	1,00	1,25	1,75
Tumbukan sedang	1,25	1,50	2,00
Tumbukan berat	1,50	1,75	2,25

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 271.

**Tabel L.15 Faktor distribusi beban**

	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan dua ujung	Salah satu dari pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan satu ujung
Roda gigi reduksi umum	1,00–1,10	1,10–1,25	1,25–1,40
Otomobil	1,00–1,10	1,10–1,25	—
Kapal terbang	1,00–1,25	1,10–1,40	1,25–1,50

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 272.

**Tabel L.16 dan L. 17 Tegangan lentur dan kontak yang diijinkan (roda gigi kerucut)**

Bahan	Perlakuan panas	Kekerasan permukaan minimum		Tegangan lentur yang diizinkan (kg/min <sup>2</sup> )	Tegangan kontak yang diizinkan (kg/mm <sup>2</sup> )
		$H_B$	$H_R C$		
Baja	Celup dingin sementasi	625	60	22,7	189
	Celup dingin sementasi	575	55	22,7	151
	Celup dingin frekwensi tinggi	500	50	10,2	144
	Celup dingin dan temper	440		18,9	144
	Celup dingin dan temper	300		14,4	102
	Celup dingin dan temper	180		10,2	92
Besi cor	Pegecoran	200		5,3	49
	Pengecoran	175		3,1	38
	Pengecoran	—		2,0	23

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 271.

**Tabel L.18 Koefisien elastis**

Bahan pinyon \ Bahan roda gigi	Baja	Besi cor
Bahan pinyon	$E = 2,27 \times 10^{-4}$ (kg/tm <sup>2</sup> )	$E = 1,44 \times 10^{-4}$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja	74,2	64,9
Besi cor	64,9	59,6

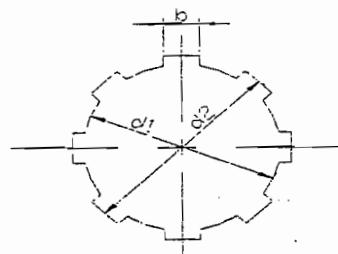
**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 272

**Tabel L.19 Pemilihan bahan poros**

Standar dan macam	Lambang	Perilaku panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	-	52	
	S40C	-	55	
	S45C	-	58	
	S50C	-	62	
	S55C	-	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85	
	SNC 3	-	95	

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 3.

**Tabel L.20 Poros bintang**



a. Ukuran

Jumlah bintang	$d_1$	Ringan	
		$d_2$	b
8	32	36	6
	36	40	7
	42	46	8
	46	50	9
	52	58	10
	56	62	10
	62	68	12
10	72	78	12
	82	88	12

b. Toleransi

Bagian	Jenis kesentrikan dan suaian		Toleransi			
			$b^*$	$b^{**}$	$d_1$	$d_2$
Roda	Sentrik inti dan profil		D9	F10	H7	H11
Poros	Sentrik inti	Roda longgar	h8	e8	f7	a11
		Roda sesak	p6	h6	j6	
	Sentrik profil	Roda longgar	h8	e8	--	
		Roda sesak	u8	k6	--	

\* tidak dikeraskan

\*\* dikeraskan

**Sumber :** Sudibyo B.Ing.HTL, *Sambungan pada poros*, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, halaman 27.

**Tabel L.21 Tekanan permukaan ijin ( $N/mm^2$ )**

Material	Tekanan permukaan ijin dengan beban $\bar{P}$		
	Statik	Berulang	Kejut
Baja, tidak dikeraskan	100 – 200	70 – 150	40 -80
Baja, dikeraskan	150 – 250	100 – 170	50 -100
Baja tuang	100 – 150	80 – 100	40 -60
Besi tuang	80 – 100	60 – 80	30 – 50
Paduan tembaga (brons, kuningan)	40 – 50	30 – 40	15 – 20
AlCuMg, dikeraskan	100 – 160	70 – 100	40 – 60
AlMg, AlMn, AlMgSi, dikeraskan	80 – 150	60 – 90	30 – 50
AlSi tuang, AlSiMg tuang	60 - 70	40 - 50	25 -30

**Sumber :** Sudibyo B.Ing.HTL, *Sambungan pada poros*, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, halaman 23.

**Tabel L.22 dan 23 Ukuran pasak**

Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

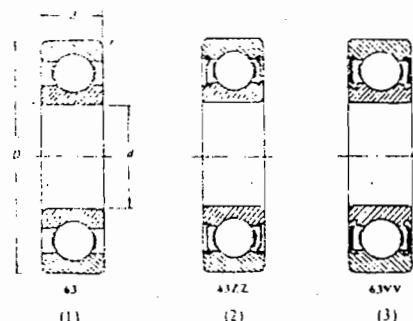
Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1$ , dan $b_2$	Ukuran standar $h$		C	$r$	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi <sup>a</sup>
		Pasak prismais Pasak luncur	Pasak tirus				Pasak prismais	Pasak luncur	Pasak tirus		
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5	0,08-0,16	Lebih dari 6-8	
	3	3				6-36	1,8	1,4			8-10
	4	4				8-45	2,5	1,8			10-12
	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7	0,16-	12-17	
	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2			17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	0,16-0,25	20-25	
	8	7			18-90	4,0	3,3	2,4			22-30
	10	8			22-110	5,0	3,3	2,4	0,25-0,40	30-38	
	12	8			28-140	5,0	3,3	2,4			38-44
14 x 9	14	9		0,40-0,60	36-160	5,5	3,8	2,9	0,25-0,40	44-50	
	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5			50-55
	16	10			45-180	6,0	4,3	3,4	0,40-0,60	50-58	
	18	11			50-200	7,0	4,4	3,4			58-65
(15 x 10)	20	12		0,60-0,80	56-220	7,5	4,9	3,9	0,40-0,60	65-75	
	22	14			63-250	9,0	5,4	4,4			75-85
	24	16	16,2		70-280	8,0	8,0	8,5	0,40-0,60	80-90	
	25	14			70-280	9,0	5,4	4,4			85-95
(24 x 16)	28	16			80-320	10,0	6,4	5,4			95-110
	32	18			90-360	11,0	7,4	6,4			110-130

\*  $t$  harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.  
 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 10.

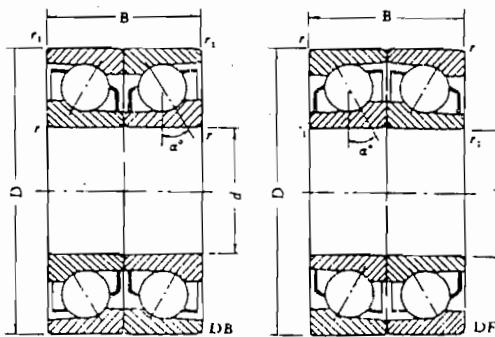
**Tabel L.24 Pemilihan bantalan**

$C_d/F_a$	5	10	15	20	25
$F_a/VF_r \leq e$	X		1		
	Y		0		
$F_a/VF_r > e$	X		0,56		
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76
e		0,35	0,29	0,27	0,25



Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				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	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	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	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

$\alpha^\circ$	15°					30°	40°
$C_0/F_a$	5	10	15	20	25	—	—
$F_a/VF_a \leq e$	X	1					1
	Y	1,23	1,36	1,43	1,48	1,52	0,78
$F_a/VF_a > e$	X	0,72					0,63
	Y	1,79	1,97	2,08	2,14	2,21	1,24
e	0,51	0,47	0,44	0,42	0,41	0,80	1,14



Kontak permukaan belakang      Kontak permukaan depan

Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)				
	d	L	B	r	r <sub>1</sub>
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	1,5
7304 A DB	04 B DB	20	52	30	2
7305 A DB	05 B DB	25	62	34	2
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	2
7307 A DB	07 B DB	35	80	42	2,5
7308 A DB	08 B DB	40	90	46	2,5
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	2,5
7310 A DB	10 B DB	50	110	54	3
7311 A DB	11 B DB	55	120	58	3

Nomor nominal A menyatakan  $\alpha = 30^\circ$ , B menyatakan  $\alpha = 40^\circ$  dan C (dituliskan dari tabel) menyatakan  $\alpha = 15^\circ$

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C <sub>0</sub> (kg)	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C <sub>0</sub> (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

Sumber : Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 143,145.

**Tabel L.25 Faktor v, x, y**

**Tabel 4.9 Faktor-faktor  $V$ ,  $X$ ,  $Y$ , dan  $X_0$ ,  $Y_0$ .**

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda		$e$	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_e/VF_r > e$	$F_e/VF_r \leq e$	$F_e/VF_r > e$	$F_e/VF_r \leq e$		$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
		$V$		$X$	$Y$	$X$	$Y$		$X$	$Y$	$X$	$Y$
Bantalan bola alur dalam	$F_e/C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5
	$= 0,028$				1,99							
	$= 0,056$				1,71							
	$= 0,084$				1,55							
	$= 0,11$				1,45							
	$= 0,17$				1,31							
	$= 0,28$				1,15							
	$= 0,42$				1,04							
Bantalan bola sudut	$= 0,56$				1,00							
	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1	0,70	1,63	0,57	0,42	0,84	0,76
	$= 25^\circ$				0,41							
	$= 30^\circ$				0,39							
	$= 35^\circ$				0,37							
	$= 40^\circ$				0,35							

Untuk bantalan baris tunggal, bila  $F_e/VF_r \leq e$ ,  $X = 1$ ,  $Y = 0$

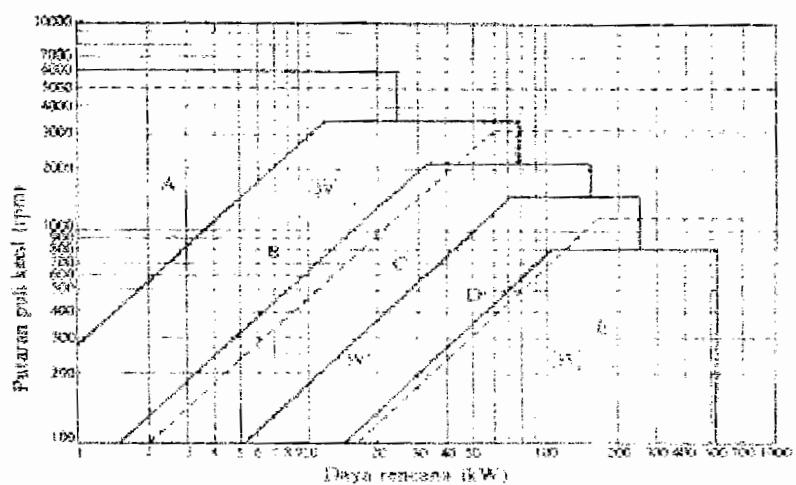
**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 135.

**Tabel L.26 Umur bantalan**

No.	Jenis pernakaihan	L <sub>tl</sub>
1	Peralatan rumah tangga	3000
2	Mesin pertanian	6000
3	Mesin perkakas	25000
4	Perkakas/mesin pengangkat	15000
5	Kotak roda gigi universal	25000
6	Kotak roda gigi mesin rol	35000
7	Kipas angin	30000
8	Motor listrik kecil (4 kW)	15000
9	Motor listrik menengah	25000
10	Motor listrik besar (100kW), generator	30000
11	Kendaraan tenaga listrik	30000
12	Sepeda motor ringan	2000
13	Sepeda motor berat, mobil person ringan	4000
14	mobil person berat, truk ringan	5000
15	truk berat, bus	8000
16	poros trem	50000
17	poros kereta api	40000
18	poros garpu angkat (fork lift)	20000
19	ventilator kecil	10000
20	puli tali baja perkakas tambang	50000
21	mesin kertas	80000
22	bantalan poros kapal	80000
23	mesin untuk penggerjaan kayu	20000
24	mesin percetakan	30000
25	pompa pusingan	30000

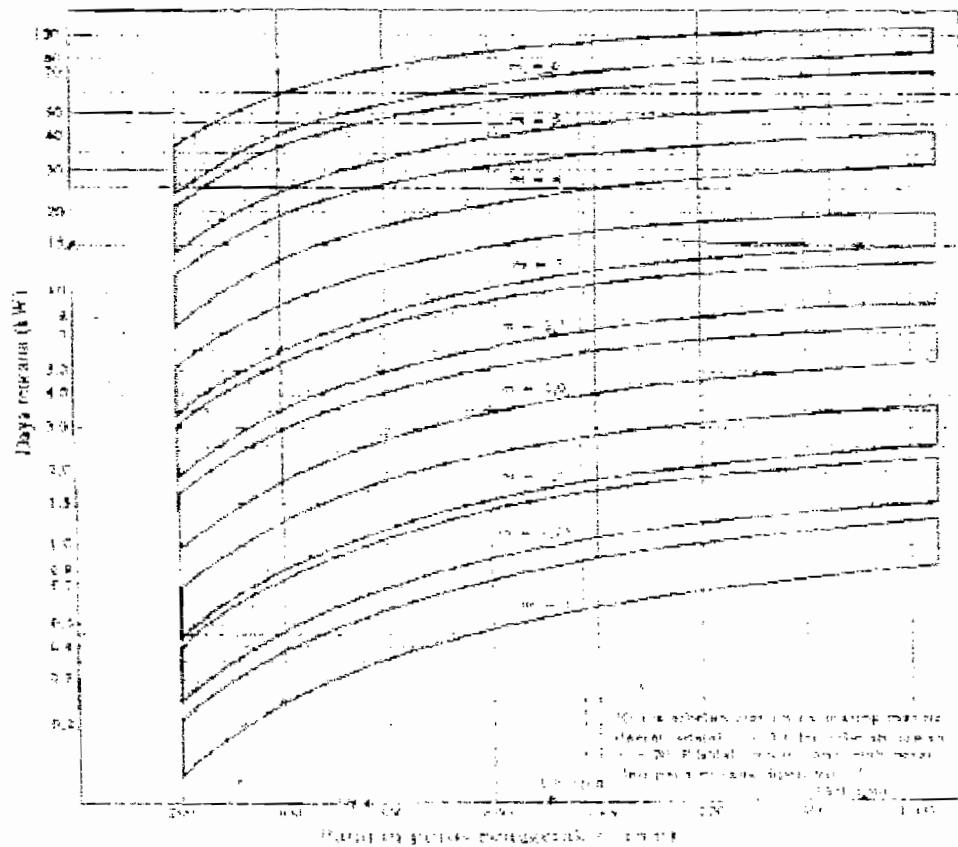
**Sumber :** Sudibyo B,Ing.HTL, *Bantalan gelinding*, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, halaman 67.

**Gambar L.1 Pemilihan Sabuk V**



**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 164

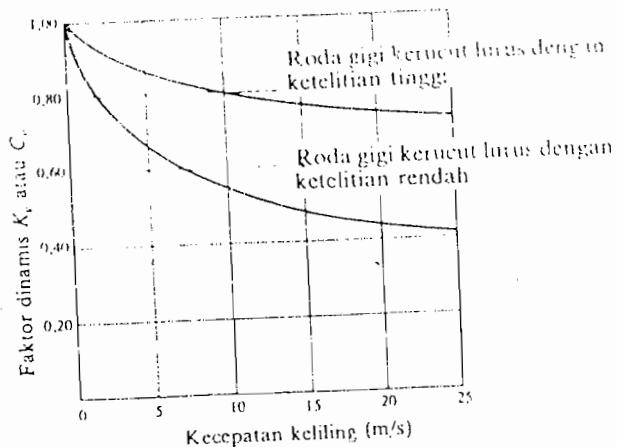
**Gambar L.2 Pemilihan Modul roda gigi**



**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen

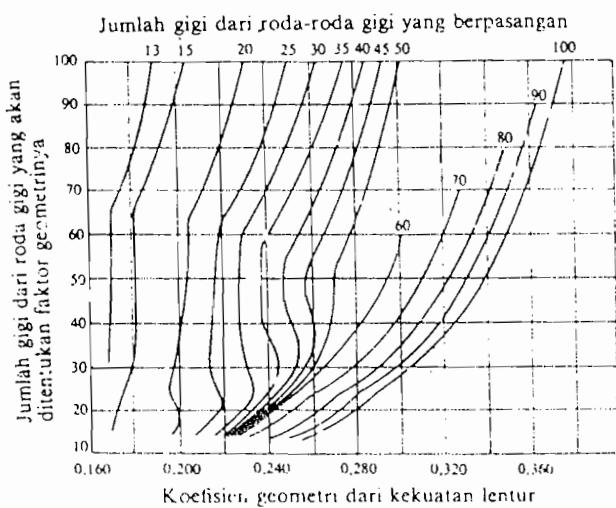
Mesin" PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 245

**Gambar L.3 Faktor dinamis**



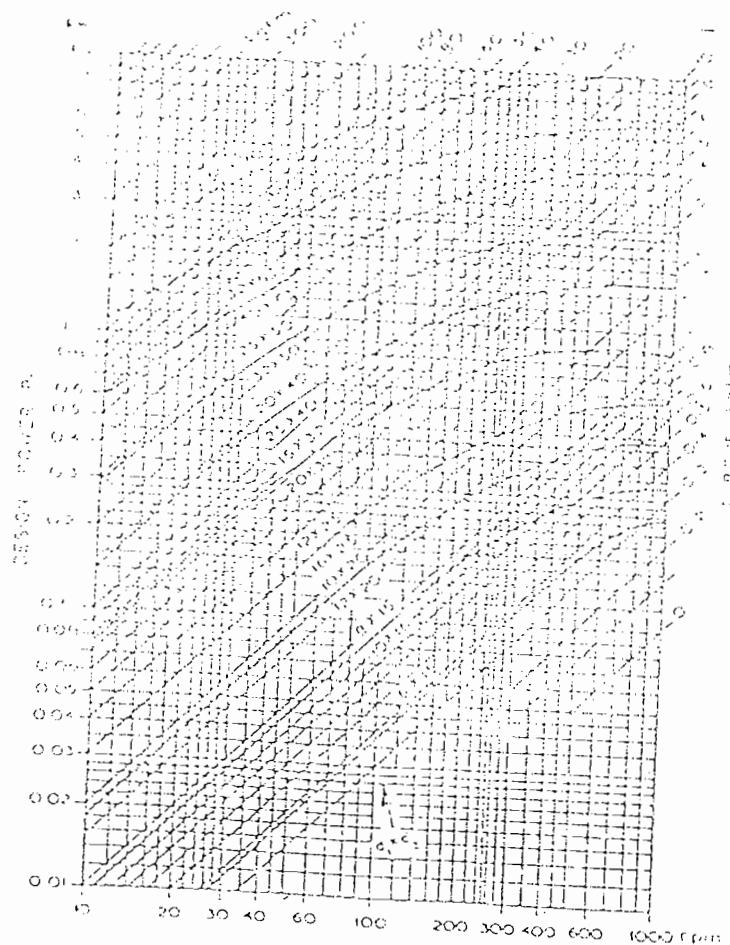
**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 272

**Gambar L.4 Faktor geometri**



**Sumber :** Sularso, Ir. MSME, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" PT. Pradnya Pratama, 1997, Jakarta, halaman 273

**Gambar L.5 Pemilihan universal joint**



**Sumber :** Graw-Hill, *Tool design Handbook*, hal 223



# JURUSAN TEKNIK MESIN

## FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingen Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta

Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email : teknik@staff.usd.ac.id

### UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI TANGGAL : 24 Februari 2006

NAMA Mhs. : Roni Sunaryo

NIM : 995214165

JUDUL : *Transmisi mesin gerinda permukaan untuk material besi cor*

Pembimbing Utama : Ir. Rines, M.T.

Pembimbing Kedua :

### USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

tautan Pengulangan disampaikan untuk abjad pengarang *R-*  
jadi tabel dicatat takelung *R-*  
jadi Gambar dibawah gambaranya *R-*  
Intisari *R-*  
 $\phi$  = radio progresi geometrik *R-*  
Gambar (ilustrasi, bentuk roda gigi, indemen) *R-*  
  
*Telah diperiksa*

*Ree 9 Maret 2006*

*Dosen Pembimbing*

*R. Rony*



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA**

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta

Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email :teknik@staff.usd.ac.id

**TUGAS AKHIR PROGRAM S-1**  
**JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA**

No : 684 / TA / FT-USD / TM / Maret / 2006

Nama : Roni Sunaryo

NIM : 995214165

Program Studi : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik, Univ. Sanata Dharma Yogyakarta

Judul :

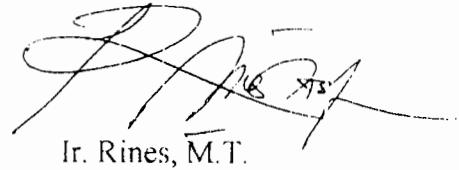
*Transmisi mesin Gerinda permukaan untuk material besi cor.*

Tanggal dimulai : 10 Oktober 2004

Yogyakarta, 28 Februari 2006

Pembimbing II

Pembimbing I



Ir. Rines, M.T.



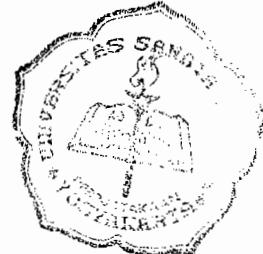
**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA**

Kampus III, Paingen Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta  
Telp (0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529. Email :teknik@staff.usd.ac.id

**TUGAS AKHIR PROGRAM S-1**  
**JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA**

No : 684 / TA / FT-USD / TM / Maret / 2006

Nama : Roni Sunaryo  
Nim : 995214165  
Program Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik, Univ. Sanata Dharma Yogyakarta  
Judul :



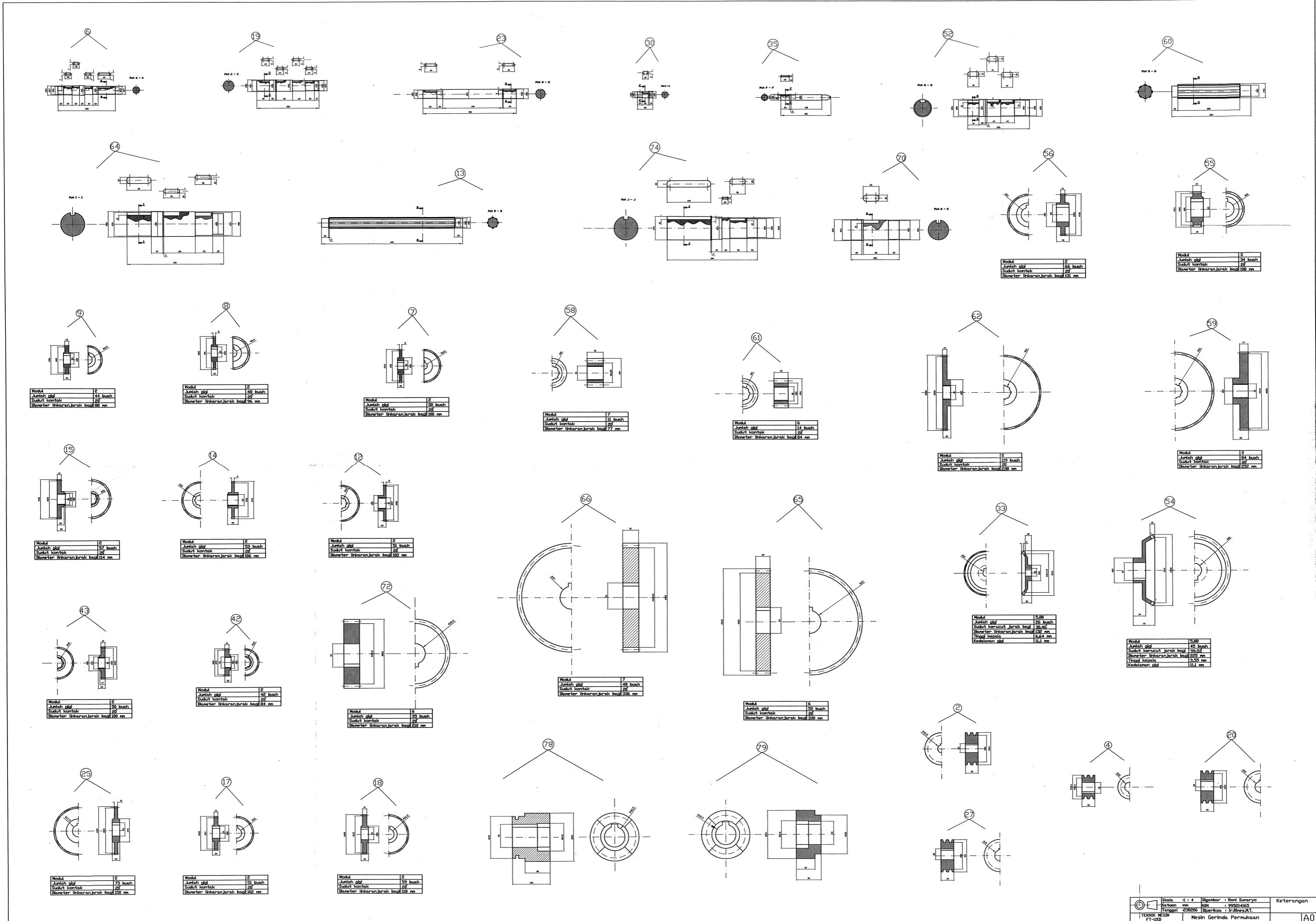
*Transmisi mesin Gerinda permukaan untuk material besi cor.*

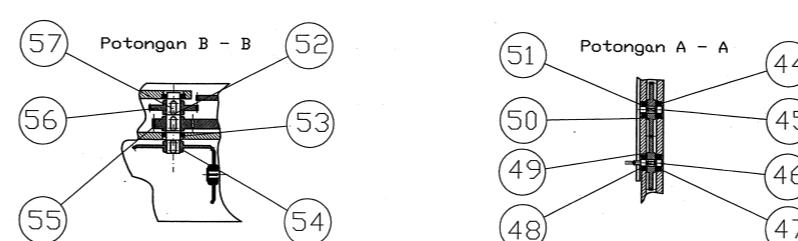
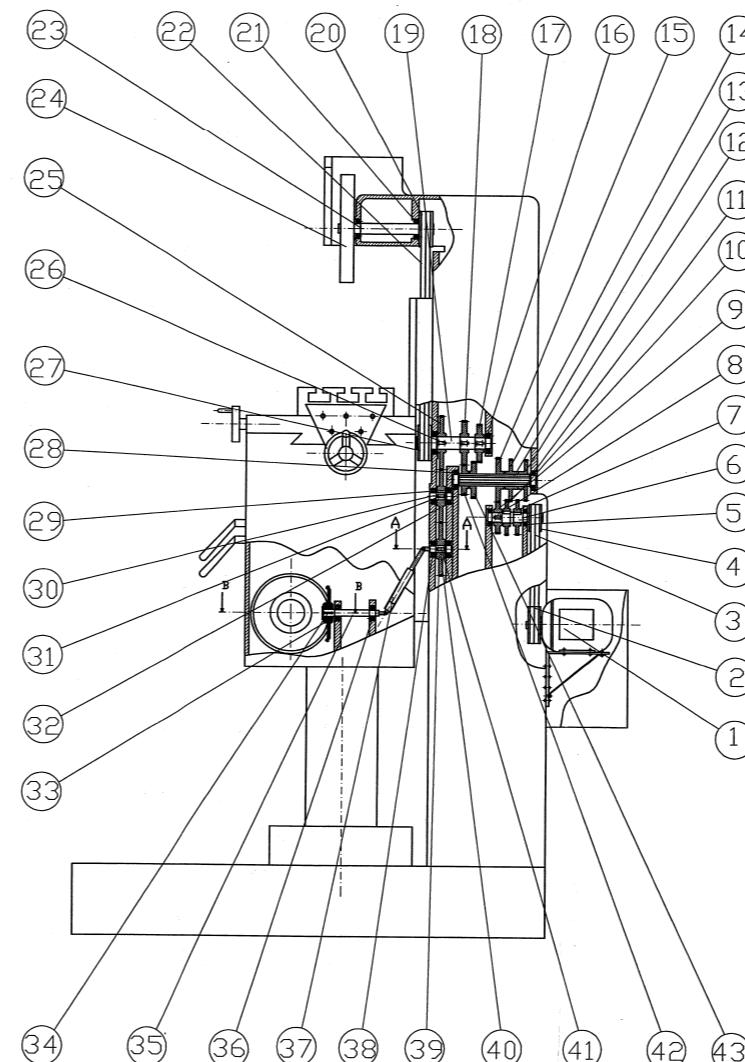
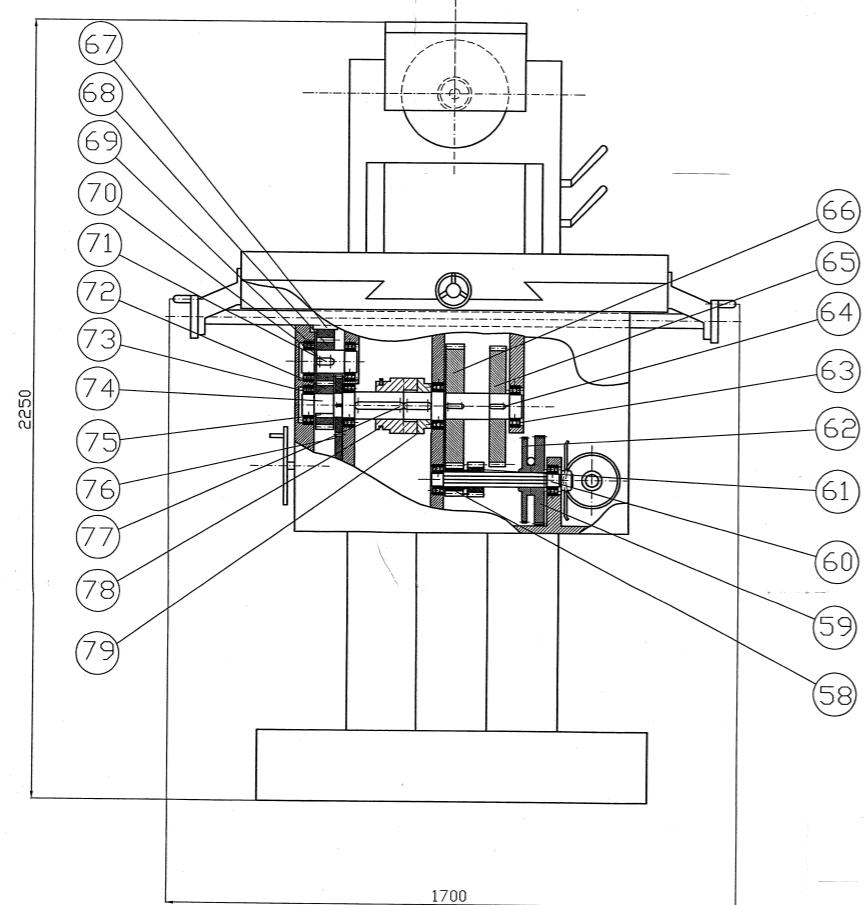
Tanggal dimulai : 10 Oktober 2004

Pembimbing I : Ir. Rines, M.T.

Pembimbing II :

No	Tgl	Uraian	Keterangan	Tanda Tangan
1	2 April '05	Pendahuluan	Koreksi	
2	2 Ags '05	Perhitungan pros	koreksi perhitungan	
3	6 Des '05	Perhitungan pros	lengkape dg gambar	
4	10 Des '05	Gambar		
5	23 Des '05	Seminar T.A	- "	
6				
7				
8				
9				
0				
1				
2				





79	1	Kopling cakar karanan	S 35C		Dibell
78	1	Kopling cakar kirl	S 35C		
77	2	Pasak	S 30C		
76	1	Roda glgl 14	S 3C 42		
75	1	Pasak	S 30C		
74	1	Poros 13	S 50C		
73	2	Bantalan			Dibell
72	1	Roda glgl 24	SC 42		
71	1	Pasak	S 30C		
70	1	Poros 14	S 50C		
69	2	Bantalan			Dibell
68	1	Roda glgl 25	S 35C		
67	1	Nut transmission	S 35C		
66	1	Roda glgl 23	S 35C		
65	1	Roda glgl 21	S 35C		
64	1	Poros 12	S 50C		
63	2	Bantalan			Dibell
62	1	Roda glgl 19	S 35C		
61	1	Roda glgl 22	SC 42		
60	1	Poros 11	S 50C		
59	1	Roda glgl 17	S 35C		
58	1	Roda glgl 20	SC 42		
57	3	Pasak	S 30C		
56	1	Roda glgl 18	SC 42		
55	1	Roda glgl 16	SC 42		
54	1	Roda glgl kerucut	S 45C		
53	2	Bantalan			Dibell
52	1	Poros 10	S 50C		
51	1	Pasak	S 30C		
50	1	Roda glgl 15	S 35C		
49	1	Roda glgl 14	SC 42		
48	1	Pasak	S 30C		
47	2	Bantalan			Dibell
46	1	Poros 8	S 30C		
45	1	Poros 7	S 30C		
44	2	Bantalan			Dibell
43	1	Roda glgl 9	S 35C		
42	1	Roda glgl 7	S 35C		
41	1	Pasak	S 30C		
40	1	Poros 6	S 30C		
39	1	Roda glgl 13	S 35C		
38	2	Bantalan			Dibell
37	1	Universal Joint			Dibell
36	2	Bantalan			Dibell
35	1	Poros 9	S 30C		
34	1	Pasak	S 30C		
33	1	Roda glgl kerucut	SNC 21		
32	1	Roda glgl 12	SC 42		
31	1	Pasak	S 30C		
30	1	Poros 5	S 30C		
29	2	Bantalan			Dibell
28	1	Bantalan			Dibell
27	1	Puli 3	FC 42		
26	3	Pasak	S 30C		
25	1	Roda glgl 11	S 35C		
24	1	Roda gerinda			Dibell
23	1	Poros 4	S 50C		
22	2	Sabuk	Koret		
21	2	Bantalan			Dibell
20	1	Puli 4	FC 42		
19	1	Poros 3	S 50C		
18	1	Roda glgl 10	SC 42		
17	1	Roda glgl 8	SC 42		
16	2	Bantalan			Dibell
15	1	Roda glgl 6	SC 42		
14	1	Roda glgl 4	SC 42		
13	1	Poros 2	S 50C		
12	1	Roda glg 2	SC 42		
11	2	Bantalan			Dibell
10	4	Pasak	S 30C		
9	1	Roda glg 5	S 35C		
8	1	Roda glg 3	S 35C		
7	1	Roda glg 1	S 35C		
6	1	Poros 1	S 50C		
5	2	Bantalan			Dibell
4	1	Puli 2	FC 30		
3	2	Sabuk -V	Koret		
2	1	Puli 1	FC 30		
1	1	Motor listrik			Dibell
No.	I-1	Name	Part No.	Manufacturer	Ref.